INTERNACIONALNI
VII NAUČNO-STRUČNI SIMPOZIJUM

TEHNIKA ŽELEZNIČKIH VOZILA

ŽELEZNIČKO MAŠINSTVO

ŽELEZNICE

ORGANIZATORI

- Univerzitet u Nišu Mašinski Fakultet
- Javno železničko transportno preduzeće "Beograd"

POKROVITELJI

- Zajednica Jugoslovenskih železnica
- Javno železničko transportno preduzezeće "Beograd"
- JPŽ Crne Gore
- Skupština grada Niša
- MIN Niš
- ŽELNID

SPONZORI

- CIP Beograd,
- "GOŠA" Fabrika šinskih vozila S. Palanka,
- EI Niš,
- Titograd Pirot,
- MINEL Beograd,
- FKV Kraljevo,
- ŽELVOZ Smederevo,
- "Bratstvo" Subotica,
- ŠINVOZ Zrenjanin,
- Ministarstvo za saobraćaj i veze Jugoslavije,
- Ministarstvo za nauku i tehnologiju Republike Srbije,
- Ministarstvo za kulturu Republike Srbije,
- FASO,
- FIAZ Prokuplje,
- "Prva petoljetka" Trstenik,
- Livnica Kikinda

UNIVERZITET U NIŠU
MAŠINSKI FAKULTET

INTERNACIONALNI
VII NAUČNO-STRUČNI SIMPOZIJUM

TEHNIKA ŽELEZNIČKIH VOZILA

ŽELEZNIČKO MAŠINSTVO

Oktobar 1996. godine

Recenzenti

Prof. dr *Ranđel BOGDANOVIĆ*, MF Niš
Prof. dr *Vlastimir ĐOKIĆ*, MF Niš
Prof. dr *Radić MIJAJLOVIĆ*, MF Niš
Dr *Dragoslav DURKOVIĆ*, JŽTP "Beograd"
Dipl.inž. *Jovo ŠARIĆ*, ZJŽ, Beograd
Prof. dr *Savo JELIĆ*, Beograd

Za izdavača

Generalni direktor i glavni i odgovorni urednik ŽELNID-a *Dobrica VULOVIĆ*

V.d. zamenik glavnog i odgovornog urednika ŽELNID-a *Radovan BULAJIĆ*

Odgovorni urednik
Momčilo ŽIVIĆ

Tehnički urednik
Slavica JOSIFOVIĆ

Lektori
Vesna USKOKOVIĆ
Vesna NEŠIĆ

Korektori
Mirjana VRANKOVIĆ
Marica PURKOVIĆ
Vesna ĐOROJIĆ

Korice
Dizajn studio ŽELNID-a

Kompjuterska obrada ŽELNID-a

Tiraž: 300 primeraka

ISBN 86-7307-021-X

Izdaje i štampa:
Želnid **Preduzeće za železničku izdavačko–novinsku delatnost d.o.o.**
11000 Beograd, Nemanjina 6

NAUČNO-STRUČNI I ORGANIZACIONI ODBOR

Prof. dr *Zoran BORIČIĆ*, MF Niš dekan MF Niš;
prof. dr *Ranđel BOGDANOVIĆ*, predsednik, MF Niš;
prof dr *Vlastimir ĐOKIĆ* zamenik predsednika MF Niš;
prof. dr *Radić MIJAJLOVIĆ*, MF Niš;
dr *Dragoslav DURKOVIĆ*, JŽTP "Beograd";
dipl.inž. *Momčilo BOLJEVIĆ*, JPŽ Crna Gora;
dipl.inž. *David VOJINOVIĆ*, JŽTP "Beograd";
dipl.inž. *Jovo ŠARIĆ*, ZJŽ Beograd;
dr *Dragoslav STEFANOVIĆ*, MIN Niš;
dipl.inž. *R. GLAVIČIĆ*,
prof. dr *B. RADOJKOVIĆ*;
prof. dr *Savo JELIĆ*;
mr *Zoran MILIĆEVIĆ*;
dipl.inž. *Mirjana MILUTINOVIĆ*;
dipl.inž. *Nikola TOJAGIĆ*;
dipl.inž. *D. PAJIĆ*;
mr *Miodrag ANĐELKOVIĆ*, ak. slikar;
dr *Stojan STAMENKOVIĆ*; MF Niš;
dipl.inž. *Uroš VUKOBRAT*, JŽTP "Beograd";
prof.dr *Slavko KEPČIJA*, MF Niš;
dr *Zoran MICKIĆ*, MIN Niš;
dipl.inž. *Jelena STEFANOVIĆ*, MF Niš, sekretar;
dipl.inž. *Slađan MITROVIĆ*;
Biljana VESELINOVIĆ, tehnički sekretar Instituta MF Niš;
Saša ĐORĐEVIĆ, operater RC MF Niš.

S A D R Ž A J

UVODNI REFERAT Strana

Dragoslav Durković:
RAZVOJ VOZNIH SREDSTAVA 7

David Vojinović:
STANJE I PROBLEMI VOZNIH SREDSTAVA U JŽTP "BEOGRAD" 11

A. OPŠTA ŽELEZNIČKA TEHNIKA

VOZILA

K.Stefanović – Hedrih:
TENZOR STANJA SLUČAJNIH VIBRACIJA ŽELEZNIČKIH VOZILA I SISTEMA 15

R. Bogdanović:
ANALIZA ŽELEZNIČKOG TEHNIČKOG SISTEMA 23

A. Vulić, J. Stefanović:
PRENOSNICI SNAGE ZA ŠINSKA VOZILA 29

R. Bogdanović, M. Manić, M. Jovanović:
VERIFIKACIJA KVALITETA VOZNIH SREDSTAVA NA JŽ 35

Z. Mickić:
KOMBINOVANI TERETNI SAOBRAĆAJ 43

B. Nikolić, Z. Mickić:
PLATO–KOLA ZA PREVOZ ŠINSKIH POLJA 49

D. Stefanović:
PLANIRANJE I SELEKCIJA RAZVOJNIH PROJEKATA MORFOLOŠKIM POSTUPKOM 57

D. Aranđelović, D. Pejčić:
KOMBIFLEKS MODULI 61

M. Jovanović:
PREDLOG ZA MOGUĆU ULOGU STANDARDIZACIJE NA JUGOSLOVENSKIM ŽELEZNICAMA 73

V. Lučanin, G. Simić, V Šotra:
RAZVOJ OBRTNOG POSTOLJA ZA MOTORNE VOZOVE 75

J. Stefanović, D. Nedić:
PRIMENA MIKROPROCESORA U UPRAVLJANJU I DIJAGNOSTICI PUTNIČKIH VAGONA 83

D. Mandić:
OSNOVNE EKSPLOATACIONO – TEHNIČKE PERFORMANSE NOVIH ELEKTRO VOZOVA ZA PRIGRADSKO – GRADSKI SAOBRAĆAJ JŽ 89

D. Mandić, S. Rosić, M. Stevanović:
SAOBRAĆAJNA ISTRAŽIVANJA – PRETHODNICA PROJEKTOVANJU NOVIH VOZILA NA PRIMERU EMV ZA PRIGRADSKO – GRADSKI SAOBRAĆAJ 95

M. Stevanović:
VIŠEKRITERIJUMSKO ODLUČIVANJE U IZBORU NAJPOVOLJNIJIH ŽELEZNIČKIH VOZILA 99

S. Rusov, S. Rosić:
SIMULACIJA UDARNO – IMPULSNIH OPTEREĆENJA LAKOŠINSKIH VOZILA 103

S. Jelić, M. Rašović:
POTREBE I MOGUĆNOSTI GRADNJE I PRIMENE AKUMULATORSKIH MANEVARKI 107

D. B. Atmadžova:
ISSLEDOVANIE DLJA VIBORA BUKSOVOGO UZLA PASSAŽIRKOJ TELEŠKI T73-AD DLJA BDŽ 113

A. Ivanov:
ISSLEDOVANIJA I OPTIMIZACIJA DINAMIČESKIH PROCESOV ODNOKOLONNOSO SMELAŽNOSO KRANA ŠTOBELERA 119

G. Simić, V. Lučanin, V. Šotra:
PROJEKAT UREĐAJA ZA ODREĐIVANJE ZAKRETNOG MOMENTA ŽELEZNIČKIH VOZILA 127

Č. Kostić:
SISTEM ZA KOMANDOVANJE VRATIMA NA ŽELEZNIČKIM PUTNIČKIM KOLIMA ZA BRZINE DO 200 km/h 137

V. Aleksandrov:
OSNOVI PROJEKTOVANJA UREĐAJA ZA PROTIVKLIZNU ZAŠTITU 141

PRUGE – SKRETNICE

R. Bogdanović, Č. Ilić:
MEĐUSOBNI UTICAJ VOZILA I ŠINA U SKRETNICAMA – ANALIZA OPTEREĆENJA 155

Č. Ilić, M.Tomičić – Torlaković:
NOVI PRISTUP KONSTRUKCIJI SKRETNICE ZA VELIKE BRZINE 161

M. Tomičić – Torlaković, Č. Ilić, G. Radivojević:
NAPREZANJE JEZIČKA SKRETNICE UIC 60–R 1200 – 1:18,5 USLED UDARA TOČKOM 169

D. Vukićević, Č. Ilić:

Strana

ZAVARIVANJE ŠINA KAO GLOBALNI PROBLEM MODERNIZACIJE ŽELEZNIČKIH PRUGA 171
D. Drenić:
OSVRT NA GLAVNE FAKTORE KOJI ODREĐUJU TENZOR NAPONA KOD ŠINA NA DELU SKRETNICA 179
M. Stošić, Č. Ilić, A. Milić:
ANALIZA UTICAJNIH FAKTORA NA STABILNOST I POUZDANOST ZAVARENOG SKRETNIČKOG SRCA 181
S. Ranković, M. Tomičić – Torlaković:
UDAR TOČKA NA POKRETNO SRCE SKRETNICE UIC – 60 R1200 – 1:18,5 187
D. Drenić:
NEOPHODNOST EKSPERIMENTALNIH ISTRAŽIVANJA OSNOVNIH DINAMIČKIH PARAMETARA SKRETNIČKOG KOLOSEKA 191
Lj. Bogdanov:
PRILOG IDENTIFIKACIJI UNUTRAŠNJIH DEFEKATA U OTKOVCIMA S CILJEM OCENE DINAMIČKE IZDRŽLJIVOSTI U KOMPONENTAMA ŽELEZNIČKOG TRANSPORTA 193

B. MODERNIZACIJA I EKSPLOATACIJA

D. Vojinović, S. Jelić:
RACIONALIZACIJA ENERGETIKE PUTNIČKIH KOLA 199
L. Čupković:
KOMPONENTNI REMONT, DIJAGNOSTIKA I PRIMENA RAČUNARA 203
R. Jovanović, D. Mandić:
DINAMIČKI TESTOVI ŠINSKIH VOZILA I PROBLEMI NJIHOVE BEZBEDNOSNE PRIMENE NA JŽ 209
R. Jovanović, D. Mandić:
BEZBEDNOSNI ASPEKTI UPOTREBE MONOBLOK TOČKOVA NA MREŽI JŽ 215
D. Stamenković:
MERENJE SILE NALEGANJA KONTAKTNE RUKE NA ŠIPKE STEPENASTOG PREKIDAČA KOD LOKOMOTIVE 461 223
D. Rajković:
NEKI POKAZATELJI NA OCENU USPEŠNOSTI MODIFIKACIJE NA LOK 441 227
I. Miloradov i dr.:
IZPITIVANE NA BEZABESTOVI NAKLADKI FIAZ – 2621 NA MODELEN INERCIONEN STEND NA NITIŽT – BDŽ I EKSPLOATACIONI IZPITIVANIA NA NADKLATKITE V USLOVIJTA NA BDŽ 229
D. Karanjac:
PUCANJE MONO – BLOK TOČKOVA JŽ NA PODRUČJU NOVOG SADA 239
B. Ristić:
ANALIZA PONAŠANJA OBRUČEVA TOČKOVA U EKSPLOATACIJI 245
U. Vukobrat, D. Jovičić:
SNABDEVANJE PUTNIČKIH KOLA ELEKTRIČNOM ENERGIJOM 251
D. Karanjac, S. Kozlović:
PREDUZIMANJE MERA RADI POVEĆANJA EKSPLOATACIONIH MOGUĆNOSTI OBRTNIH POSTOLJA PUTNIČKIH KOLA 257

C. TEHNO – EKONOMIJA I POSLOVNA INFORMATIKA

P. Despotović, M. Tojagić:
TEHNIČKO – EKONOMSKI ASPEKTI MODERNIZACIJE DIZEL ELEKTRIČNIH LOKOMOTIVA G16 (JŽ 661) 263
R. Vukadinović:
EKSPLOATACIONE KARAKTERISTIKE PRUGA I VOZOVA ZA VELIKE BRZINE U ŽELEZNIČKOM SAOBRAĆAJU 267
D. Jovanović:
SAVREMENI VOZOVI EVROPSKIH ŽELEZNICA ZA PREVOZ DRUMSKIH VOZILA 273
R. Petrov, G. Prekajski:
PRIMENA INDUKTIVNIH GENERATORA PARE U EKSPLOATACIJI, ODRŽAVANJU I ZA NEGU ŽELEZNIČKIH VOZILA 285

D. EKOLOGIJA I ŽELEZNICA

R. Vukadinović:
EKOLOŠKE KARAKTERISTIKE ŽELEZNICE I NJENIH VOZNIH SREDSTAVA 293
Dragana Stošić:
NOVE TEHNOLOGIJE U ŽELEZNIČKOM SAOBRAĆAJU ZA REŠENJE PROBLEMA BUKE KAO EKOLOŠKOG FAKTORA 297

E. ŽELEZNICA I UMETNOST

Radovi iz oblasti: A; B; C ; D i E koji nisu štampani u Zborniku biće umnoženi i podeljeni na simpozijumu.

Razvoj voznih sredstava
(uvodni referat)

Dr Dragoslav DURKOVIĆ, dipl. maš. inž.
pomoćnik generalnog direktora ŽTP Beograd
za NIR i razvoj

Jugoslovenske železnice su u sistemu međunarodne zajednice železnica (UIC), pa je i razvoj voznih sredstava u najvećoj meri kompatibilan.

Postoji veliki broj detalja u oblasti zamene voznog parka, karakteristika konstrukcije, elemenata bezbednosti, utovar teretnih kola, električna oprema na kolima, grejanje, kočenje itd. Kola putuju Evropom i moraju se pregledati, održavati, pa i popravljati, te je potrebno organizovano skladište najznačajnijih rezervnih delova.

Evropskoj privredi je potreban sistem železnice koja prelazi granice (UIC je stvorio projekat kojim se kompjuterizuje izdavanje tovarnog lista; UIC je razvio slikovno pismo za putnike i sl.).

Razvoj voznih sredstava kod nas mora biti u mnogo čemu kompatibilan sa evropskim voznim sredstvima, ali se može prihvatiti i poseban razvoj nekih sredstava, koja neće prelaziti granice zemlje, radi veće ekonomičnosti u pogledu karakteristika koje proističu iz uslova njihove eksploatacije. Razmišljanja o karakteristikama vozila (EMV) za prigradski saobraćaj su dobar primer potvrde ove teze. Tu se pre svega misli na kapacitet vozila (broj mesta za sedenje i stajanje), raspored sedišta, broj i položaj vrata, grejanje i provetravanje, osvetljenje, ozvučenje, sanitarni čvor, pušači - nepušači, i dr.

Vozna sredstva su veoma skupa, složena i dugo traju. Obe karakteristike se moraju uvažiti pri razvoju, pa zbog prve treba voditi računa o ceni po sedištu, stvarnim potrebama u eksploataciji i načinu korišćenja sredstava, a zbog druge karakteristike uključiti pri izradi najsavremenija dostignuća nauke i tehnologije imajući u vidu i modulski način održavanja. Ilustracije radi, navode se trenutne potrebe ŽTP-a Beograd u voznim sredstvima (u zagradi su date ukupne cene u milionima dolara):

- elektrolokomotive	10 kom.	(50)
- dizel - lokomotive	10 kom.	(20)
- EMV	25 kom.	(70)
- DMV	20 kom.	(50)
- putnička kola	210 kom.	(240)
- teretna kola	800 kom.	(70)

Železnice u svetu već duže vremena osećaju sve veću konkurenciju drumskog i vazdušnog saobraćaja u davanju transportne usluge.

Mnoge železničke uprave, polazeći od komparativnih prednosti železničkog saobraćaja, intenzivno rade na iznalaženju i realizaciji tehničko-tehnoloških rešenja, čijom primenom se postiže konkurentska sposobnost u davanju usluge.

Istraživanja u nekim zemljama pokazala su da tri osnovna faktora opredeljuju korisnika prevoza, koji će vid transporta koristiti, a to su:

- *troškovi transporta,*
- *vreme (trajanja prevoza),*
- *udobnost (kvalitet) i bezbednost prevoza.*

U našoj zemlji troškovi transporta iznose oko 23% u ceni proizvoda i sa stanovišta društvene racionalnosti vrste prevoza nisu u dovoljnoj meri uvažavani.

Od kolikog je značaja vreme, vidi se po tome što uštede u vremenu u industrijski razvijenim zemljama čine 50% do 84% očekivane rentabilnosti investiranja u infrastrukturu.

Brzina prevoza stvari kod nas je vrlo mala kad se upoređuje sa drugim železnicama i iznosi oko 5 km/h. Neblagovremena i nedovoljna ulaganja u podizanje tehničko-eksploatacijskih karakteristika pruga (veće tehničke brzine i veći osovinski pritisci) imala su za posledicu zahteve za većim inventarskim parkom voznih sredstava i niske komercijalne brzine u odnosu na drumski saobraćaj, što je pored ostalog uticalo da mnoge vrste robe preuzme drumski saobraćaj, iako je sa društvenog aspekta to neracionalno.

Udobnost (kvalitet) prevoza kod nas daleko zaostaje prema evropskim železnicama.

U strategiji dugoročnog razvoja saobraćaja u našoj zemlji moraju se uvažavati više nego do sada bitne činjenice o značaju razvoja železničkog transportnog sistema, kao što su:

– bezbednost prevoza u odnosu na druge saobraćajne grane,

– zaštita čovekove sredine,

– ušteda i supstitucija pogonske energije,

– brzina prevoza kao akcelerator društvene reprodukcije privrede u celini.

Naše železnice su duže vremenske radile zastarelim voznim sredstvima i infrastrukturom. Tako je 1960. godine parna vuča bila apsolutno dominantna kako po broju lokomotiva (97,6%), tako i po instalisanoj snazi (93,3%) u odnosu na ukupan broj i instalisanu snagu lokomotiva.

Zamenu zastarelog putničkog i teretnog voznog parka novim započela je znatno kasnije.

Ova zamena se odvija i danas sporo pošto su za nabavku potrebna velika finansijska sredstva.

Stanje naših pruga po tehničkim karakteristikama i nivou opremljenosti znatno zaostaje za postojećim parametrima odgovarajućih pruga u razvijenijim zemljama Evrope (parametri UIC). Ono malo sredstava što je imala železnica koristila su se uglavnom za elektrifikaciju pruga i nabavku voznih sredstava, vrlo malo za rekonstrukciju pruga za veće brzine.

Zaostajanje se može izraziti približno za oko 40 godina, pa i više, jer su sredinom 60-ih godina osnovni evropski pravci bili elektrificirani, osigurani i osposobljeni za brzine od 140 km/h. Imajući u vidu da su u nekim zemljama zapadne Evrope pušteni u eksploataciju vozovi velikih brzina, putnička kola u dva nivoa, naše zaostajanje je i veće.

Kod nas je prisutno konstantno opadanje maksimalnih dozvoljenih tehničkih brzina pruga.

Sada je stanje sledeće:

do 60 km/h	1151 km	29%
61-80 km/h	1315 km	33%
81-100 km/h	1261 km	31%
preko 100 km/h	277 km	7%

Period u kome se nalazimo, što se tiče vučnih vozila, karakterišu dve tendencije.

U SAD i Kanadi prisutan je intenzivan razvoj dizel-vučnih vozila, dok u većini zemalja Evrope prisutan je intenzivan razvoj i uvođenje elektrifikacije pruga i savremenih elektrovučnih vozila.

U oblasti vučnih vozila u svetu se poseban značaj pridaje njihovoj ekonomičnosti, povećanju specifične snage vozila, smanjenju specifične potrošnje pogonske energije, poboljšanju kvaliteta konstrukcije i pouzdanosti vozila u eksploataciji, smanjenju troškova održavanja i eksploatacije, što jednostavnijem rukovanju, održavanju i iznalaženju kvarova.

Buran razvoj tiristorske i senzorske tehnike omogućio je kod elektrovuče i dizel-električne vuče pouzdanija, jednostavnija i efikasnija korišćenja električnih rotacionih mašina naizmenične struje.

Primenom sistema mikroprocesora postiže se optimalna potrošnja energije, optimalna regulacija, obezbeđuje se signaliziranje i memorisanje pojedinih nedostataka i kvarova na vozilu, kao i pružanje informacije o stanju i zrelosti delova i sklopova za održavanje ili intervenciju. Primenom kompjutera na vučnim vozilima poboljšava se konstrukcija i pouzdanost, omogućava se da se zameni oko 70% do 75% klasičnih releja u strujnim krugovima upravljanja, regulacija visokog napona, čime se postižu znatne uštede.

Odlučujuća prednost upotrebe asinhronih motora je što su lakši, zahtevaju malo održavanja, manja je masa po jedinici snage vozila i redukovana je potrošnja energije.

Prema nekim istraživanjima, od 38% do 46% vremena otpada kod dizel-vozila na rad motora na praznom hodu, pa se iznalaze tehnička rešenja za najekonomičniji rad na praznom hodu i strogo se definišu vremena isključivanja rada motora, a primenom dijagnostike sa velikom tačnošću se prognozira vek komponenti.

Nastoji se da se koristi jedan tip dizel-motora u nameri da se sačuva tipizacija i unifikacija, smanje troškovi investicija i izdaci za nabavku rezervnih delova i održavanje.

Radi smanjenja sopstvenih otpora kretanja vozila sa povećanjem brzine posebna, pažnja se posvećuje obliku sanduka vučnog vozila.

U svetu se intenzivno radi na razvoju radijalnih i zglobnih postolja radi smanjenja troškova održavanja, poboljšanja adhezionih svojstava vozila, boljeg upisivanja u krivine, kao i velikih ušteda u trošenju venaca točkova i smanjenja otpora kretanja.

Neke železnice koje nemaju dovoljno finansijskih sredstava za rekonstrukciju pruga razmatraju mogućnost uvođenja u saobraćaj vozova sa vozilima čiji se elastično ovešen sanduk naginje u krivini prema unutrašnjoj šini (pendolino). Voz je namenjen za znatno skraćenje vremena putovanja na prugama koje imaju veliki broj krivina, koje kod upotrebe konvencionalnih vozila ograničavaju povećanje brzina . Bilo bi interesantno simulirati njegovu namenu na pruzi Beograd - Bar sa eksploatacijskim i ekonomskim efektima.

Cena ovakvih vozila veća je preko 10 puta u odnosu na konvencionalna vozila, ali je znatno manja nego ulaganja u novu infrastrukturu. Upotrebom ovih vozila brzina se može povećati i do 30% bez ikakvih rekonstrukcija na postojećim prugama.

Kod putničkih i teretnih kola obavezni smo primenjivati međunarodne železničke standarde, koje naša kola moraju zadovoljiti.

Teretna kola u perspektivi trebalo bi osposobljavati za brzine od 100 km/h i osovinsko opterećenje 22,5 t/os, a naše magistralne pruge za 22,5 t/os i 8t po dužnom metru. Kod novogradnje teretnih kola već sada treba imati pravilno usmerenje za brzine od 120 km/h, imajući u vidu da je njihov tehnički vek 40 do 50 godina i da će se za 10 do 20 godina povećati brzine na 120 km/h. Ovim opredeljenjem izbegli bi se nepotrebni troškovi za rekonstrukcije

u budućnosti. U perspektivi poseban značaj treba dati primeni kombinovanog transporta i multimodalnoj tehnologiji.

Za obavljanje vuče vozova i manevarskog rada u stanicama JŽ raspolažu sa 618 vučnih vozila aktivnog inventarskog parka, razvrstanih u 16 serija, 3 elektro i 13 dizel, ukupne instalisane snage 1197590 kW, od toga elektrovuča 855.060 kW (71,4%) i dizel- vuča 261.633 kW (21,7%).

Sadašnje tehničko stanje vučnih vozila na JŽ je veoma teško. Veliki broj serija vučnih vozila sa neravnomernim učešćem u strukturi ima vrlo negativan uticaj na ostvarenje ukupnih troškova održavanja, troškova zaliha, broja skladišta za rezervne delove, ispitne opreme, troškove za usvajanje-supstituciju, regeneraciju i proizvodnju rezervnih delova i osposobljavanje kadrova za održavanje i eksploataciju. Ovo se posebno odnosi na dizel-vučna vozila.

Smanjenje vremena zadržavanja vučnih vozila na opravkama može se postići nabavkom vitalnih glavnih sklopova i delova i prelaskom na industrijski remont.

Kod naprednih evropskih železnica uglavnom se realizuje sledeća tehnička neispravnost (imobilizacija):

– od 3% do 4% tekuće održavanje,

– od 4% do 6% redovne opravke, što je ukupno 7% do 10%.

Radi objektivne ocene stanja, treba istaknuti da je za napredne evropske železnice vučna vozila proizvela njihova industrija sa sklopovima i delovima, za njih, tako da ne postoji problem oko uvoznih delova, dok su naša vozila uglavnom proizvedena u inostranstvu, ili kod domaće industrije, ali sa pretežno uvoznom opremom, pa je u nas funkcionisanje železnice vezano većim delom za uvozne rezervne delove.

Finansijsko stanje stranih železničkih uprava je omogućavalo da se redovne opravke i velike vanredne opravke obavljaju na principu zamene gotovih sklopova (industrijski remont), tako da kod njh redovna opravka traje 10 (15) do 20 dana.

Napredne evropske železničke uprave poseban značaj pridaju tehničkoj ispravnosti, ekonomičnosti i pouzdanosti vučnih vozila u eksploataciji i održavanju. Tehnički je organizovano praćenje ponašanja delova, sklopova i uređaja, obavlja se sistemska analiza uzroka onesposobljenja vozila za vuču i funkcionalnost delova. Objavljuje se stručni godišnji bilten po serijama vučnih vozila, obavezno se vodi statistika kvarova i kvarovi se stručno razrađuju i obučava osoblje u eksploataciji i održavanju, a železnički instituti i proizvođači iznalaze nova rešenja.

I dalje treba negovati praksu i angažovati sve one koji mogu i znaju iz industrije, železnice i naučnih institucija u traženju novih rešenja. U sklopu novogradnje treba dati prioritet dogradnji (rekonstrukciji) onih sredstava koja već imamo da bismo ih bolje koristili.

Novogradnja domaćih EMV i DMV treba da proistekne iz studije o marketing eksploataciji elektromotornih i dizel-motornih vozova na prugama JŽ.

Bitna karakteristika uspešnog funkcionisanja putničkog saobraćaja na železnici jeste njegova pravilno postavljena organizacija. To je ceo proces koji obuhvata niz istraživačkih radnji - od globalnih, grubih do detaljnih. To je ona organizovanost koja na najbolji način zadovolji zahteve putnika, sa jedne strane, i železnice, sa druge strane. Kvalitet usluge, motiv kadrova i težnja da železničko zanimanje bude atraktivno je prevashodan uslov, jer on najviše opredeljuje korisnike prevoza na pojedine vidove saobraćaja.

Lokalni i prigradski saobraćaj treba da budu organizovani po taktnom redu vožnje.

Prigradski saobraćaj se organizuje na rastojanjima do 80 km sa velikom gustinom, uz relativno kraće vreme putovanja.

Saobraćaj na kraćim i srednjim relacijama je na rastojanjima od 80 do 400 km, gde je gustina vozova prilična. Sve ovo mogu obaviti motorni vozovi.

Saobraćaj na dugim relacijama (preko 400 km) je uvek sa lokomotivskom vučom.

U inventarskom parku sada se nalazi 39,5 garnitura EMV 412/416 a ugovoreno je još 20 EMV, imajući u vidu perspektivu razvoja gradskog, prigradskog i međugradskog saobraćaja.

Brz razvoj tiristorske tehnike i afirmacija trofaznog sistema vuče, sa svojim prednostima, predstavlja poslednji domet u električnoj vuči. Naša domaća industrija i JŽ uz saradnju instituta i fakulteta u mogućnosti su da proizvedu domaći voz sa asinhronim vučnim motorima. Broj vozova, maksimalna ubrzanja, maksimalne brzine, broj i vrsta sedišta, kao i cena po sedištu i komfor treba da se definišu tek kada se odredi njegova namena i centri koje će dugoročno povezivati na osnovu buduće marketing eksploatacije vozova.

Postoji velika potreba za razvojem i proizvodnjom savremenog dizel-motornog voza domaće proizvodnje, koji bi se maksimalno bazirao na domaćoj proizvodnji osnovnih delova i sklopova, kao i stečenom iskustvu u eksploataciji i održavanju postojećih rešenja DMV JŽ (poznato je da neke zemlje veličine SR Jugoslavije, kao što su Švajcarska, Austrija, Češka i Mađarska, imaju razvijenu industriju železničkih vučnih vozila za sopstvene potrebe na svetskom nivou).

Stanje i problemi voznih sredstava u ŽTP-u "Beograd"

David VOJINOVIĆ, dipl. inž.
pomoćnik generalnog direktora JŽTP "Beograd" za vozna sredstva

1. Uvod

Vozna sredstva kao jedna od osnova za obavljanje saobraćaja nisu ni izdaleka u stanju koje bi odgovaralo potrebama prevoza robe i putnika. Inventarski park je veliki, ali nema dovoljno ispravnih ni vučnih ni vučenih vozila. Nedovoljan vozni park je glavni limitirajući faktor za izvršenje reda vožnje. Pred stručnjacima i radnicima sektora za održavanje voznih sredstava, pred remontnim organizacijama i drugim subjektima koji učestvuju u materijalno-finansijskom obezbeđenju procesa održavanja i nabavki je prvostepeni zadatak rešenje ovog nedostatka ispravnih vozila. Uz taj najteži a prioritetni zadatak idu i drugi: podizanje nivoa pouzdanosti svih, a naročito vučnih vozila, povećanje komfora putničkih kola, uređenje i stabilizacija organizacije i tehnologije održavanja.

Cela ova problematika zaslužuje temeljnu, detaljnu analizu koja bi pokazala uzroke postojećeg stanja i mere i sredstva za izlazak iz njega i za podizanje delatnosti održavanja voznih sredstava na viši kvalitetni nivo. Izlaganje koje sledi ima za cilj da otvori za raspravu sva ova pitanja sa osvrtom na proteklo vreme i događaje i pokuša da se sagleda šta nas čeka u vremenu koje dolazi.

2. Stepen i uzroci neispravnosti vozila

U poslednjih 5 godina imobilizacija vozila je bila u stalnom porastu, pa kako se nisu nabavljala nova vozila, to se postepeno smanjivao broj vučnih i vučenih vozila koji su bili na raspolaganju za eksploataciju. Planirano stanje tehničke ispravnosti nije moglo da se održi ni za jedan red vožnje, tako da je svake naredne godine planiran niži nivo očekivane tehničke ispravnosti.

Za ilustraciju kretanja raspoloživosti parka i ukupnog stanja mogu poslužiti podaci o prosečnoj dnevnoj procentualnoj imobilizaciji AB kola i najmasovnije serije voznih lokomotiva (441):

God.	1990.	1991.	1992.	1993.	1994.	poč.1995
AB	35 %	41 %	42 %	55 %	67 %	68%
441	29 %	37 %	42 %	55 %	63 %	62%

Slična su kretanja i kod drugih vozila. Kao karakterističan podatak za dizel vozila navodimo da je za red vožnje 1994/1995 ispravno bilo samo 33 % lokomotiva serije 641 i 31 % lokomotiva serije 661.

Podaci o imobilizaciji vučnih vozila praćeni su po vanrednim opravkama u radionicama i kod remontera, po ivesticionim opravkama i čekanju na njih i po reklamacijama. Kod gotovo svih vozila je primetno veliko učešće vanrednih opravki i čekanja na investicionu opravku. Te dve pozicije su znatno uticajnije od zbira svih ostalih.

Veliko učešće čekanja na investicionu opravku govori najviše o nedostatku rezervnih delova i sklopova i o opštoj nestašici finansijskih sredstava da se plati rad remontera.

Imobilizacija po osnovu vanrednih opravaka ukazuje na pad kvaliteta održavanja. Svoj doprinos produženju svih vrsta opravke dao je i čest nedostatak najneophodnijeg potrošnog materijala i sitnog alata. Za održavanje dizel vozila je u dužem periodu nedostajalo ulja i maziva.

Kod putničkih kola izrazit je bio nedostatak monoblok točkova i kočionih obloga disk kočnica, koji se nabavljaju iz inostranstva. Imobilizaciji putničkih kola je dosta doprinela krađa delova; lopovi su se naročito okomili na elektronske komponente. Raznu opremu skidaju sa kola i naši radnici da bi obezbedili rezervne delove za tekuće održavanje, pa kod remontera kola često dođu potpuno ogoljena.

Uz posledice teškog ekonomskog položaja ŽTP-a i remontera krupan doprinos imobilizaciji su dale i sankcije Ujedinjenih nacija zbog kojih je gotovo u potpunosti bio onemogućen uvoz materijala i rezervnih delova. Sa zapadnih tržišta neku robu nije bilo moguće uvesti ni kad su već bili otvoreni akreditivi.

3. Mere za sanaciju voznih sredstava

Za sanaciju vozila preduzimane su mere za obezbeđenje finansijskih sredstava, za supstituciju uvoznih delova i za povećanje pouzdanosti vozila.

3.1. Obezbeđenje finansijskih sredstava

Početkom 1992. sačinjen je "Program mera za sanaciju voznih sredstava sa posebnim naglaskom na materijalno obezbeđenje reda vožnje 1992/93 god." Samo mali deo ovog programa je izvršen.

Na osnovu sagledavanja kretanja imobilizacije, u junu 1993. sačinjen je materijal "Aktuelna problematika održavanja voznih sredstava u funkciji materijalnog obez-

beđenja reda vožnje 1993/94 god. i predlog hitnih mera za sanaciju stanja." Analiza koja je ovde izložena usvojena je na Upravnom odboru ŽTP-a i dostavljena saveznoj i republičkoj vladi, a doprinela je da se u SR Srbiji donese zakon o obezbeđenju sredstava za bezbedan i redovan rad železnice po kome je u te svrhe uveden porez na promet proizvoda od 2%.

Kasnije je u duhu tog materijala izrađen "Program održavanja voznih sredstava u periodu IX-XII 1993. i dalje u 1994. god., kojim je traženo obezbeđenje interventnih sredstava iz primarne emisije. Taj program je u decembru 1993. republička vlada usvojila, ali on nije realizovan.

Početkom 1994. donet je restriktivni plan održavanja (smanjena finansijska sredstva, smanjen obim radova na redovnim opravkama, neupućivanje putničkih kola u veliku opravku i dr.). Tek od marta 1994. oživljava rad na remontu voznih sredstava kod remontnih preduzeća. Primena Programa mera za stabilizaciju privrede Jugoslavije i postepena stabilizacija tržišta omogućili su da se u drugoj polovini 1994. udvostruči opravka vozila u odnosu na prvi deo te godine.

Krajem avgusta 1994. saveznoj i republičkoj vladi je dostavljen Program revitalizacije železničkog saobraćaja kojim su bila tražena sredstva za delimičnu sanaciju vozila u periodu IX 1994.-V 95., a saveznoj vladi i program IX 94-I 97. Tim programom bi se u 1997. godini imobilizacija svela na oko 40% kolika je bila 1991. god.

Program revitalizacije nije realizovan. Pribavljena su sredstva za najnužnije nabavke iz inostranstva: monoblok točkove i deo obruča za putnička i teretna kola i elektro vučna vozila, delove za kočnice i izvesne količine kotrljajnih ležajeva.

3.2. Supstitucija rezervnih delova

Zbog nemogućnosti kupovine u inostranstvu i u bivšim jugoslovenskim republikama tokom celog proteklog perioda vršena je ubrzana supstitucija inostranih sa domaćim delovima. To je iziskivalo dosta stručnog rada i napora, ali i dodatna ulaganja u alate i u, ponekad predug, proces homologacije. Tim putem je osvojeno i ušlo u redovnu proizvodnju i primenu:

– više od 100 pozicija važnijih elemenata (delova i sklopova sa preko hiljadu pojedinačnih pozicija),

– 14 tipova gumeno-metalnih elemenata ogibljenja električnih lokomotiva,

– kombifleks releji sa pripadajućim kućištima, relejna pojačala, napojne jedinice, višepolni konektori,

– osovinski generatori (alternatori) za putnička kola,

– diskovi i obloge za disk kočnice putničkih kola,

– obručevi točkova za teretna kola, lokomotive i motorne vozove, osovinski trupci za putnička kola, profilno gvožđe Borg,

– preko 500 delova za kočnice voznih sredstava i dr.

Na osvajanju domaćih proizvoda za potrebe železničkih vozila i dalje se radi. Delove kočnica osvajaju "Prva petoletka" i "Banat" Vršac, delove uređaja za grejanje kola za spavanje "Teleoptik", delove regulatora dizel motora MGO "Šinvoz" i TRZ Čačak, razne gumene elemente "Tigar" Pirot, "Romanija-proizvod" Inđija i drugi.

Posebno mesto zauzimaju napori naših firmi na osvajanju proizvoda novih tehnologija. Tu su najviše napora uložili "Goša" na osvajanju vrata za putnička kola velikih brzina i na razvoju WC-a zatvorenog sistema, "Minel-Automatika" na razvoju nove generacije regulatora vučnih karakteristika dizel-električnih lokomotiva i kontrolnika izolovanosti (uređaja za zaštitu od posledica zemljospoja) u mikroprocesorskoj verziji, Institut "M. Pupin" i namenska proizvodnja EI na razvoju domaćeg brzinomera. Uz značaj rezultata ovog razvoja pomenimo da uvođenje u život nekih od navedenih uređaja predugo traje i da nam u osvajanju novih tehnologija tek predstoje veliki zadaci. U nastavku će o tome, u kontekstu izgradnje novih vozila, biti više reči.

3.3. Nabavka polovnih kola, najam i opravka lokomotiva u inostranstvu

Sa stanjem vozila nakon svih pokušaja sanacije koje smo poslednjih godina preduzeli nismo bili u mogućnosti da obezbeđujemo potrebe reda vožnje ni sa vučnim ni sa vučenim kapacitetima. Stoga je došlo do nabavke polovnih putničkih kola od Nemačkih železnica i do najma električnih lokomotiva od Rumuna. Uz to smo za izvestan broj naših električnih lokomotiva serije 641 ugovorili investicionu opravku kod rumunskih remontera.

Ove nabavke, odnosno najam rezultat su potrebe da se do vozila dođe brzo kako bi se zadovoljile potrebe u prevozu putnika i obezbedio povećani prevoz tereta za šta se, po suspenziji odnosno ukidanju sankcija, stvaraju uslovi. Iza ovih poteza ŽTP-a Beograd stoji i ekonomska računica. Tako nas nabavka polovnih nemačkih kola košta manje nego opravka naših starih i u dobroj meri devastiranih kola.

Opravka lokomotiva u inostranstvu lišava našu železničku remontnu industriju dela posla. To sa šireg društvenog značaja nije zanemarljivo, ali može pomoći da domaći remonteri poprave svoju efikasnost i kvalitet radova. U slučaju da uspe, ovaj posao sa strancima može da nagovesti zaokret poslovne politike ŽTP-a u segmentu održavanja sredstava.

3.4. Mere za otklanjanje slabosti na vozilima i za poboljšanje karakteristika

Pored nedostatka vozila za obavljanje redovnog saobraćaja našu situaciju karakteriše i niska pouzdanost postojećeg parka i njegova neprilagođenost uslovima eksploatacije.

Neprilagođenost se pre svega odnosi na lokomotive serije 461 čije su mehaničke karakteristike takve da "rasturaju" kolosek u krivinama malog poluprečnika. I kod lokomotiva i kod putničkih kola je, zbog neodgovarajuće konstrukcije obrtnih postolja, potrošnja obruča točkova, pri saobraćaju na brdskim prugama bogatim velikim krivinama, nesrazmerno velika.

Pouzdanost vozila ima prvostepeni značaj za uredno odvijanje saobraćaja. Niska pouzdanost je naročito izražena kod električnih lokomotiva kod kojih su kvarovi vrlo česti - skoro na svakih 10.000 km. Podsećamo s tim u vezi da se danas nova vozila ugovaraju pod uslovom da nemaju više od 2 ili 3 kvara na milion pređenih kilometara. Preko pokazatelja pouzdanosti možemo da cenimo valjanost konstrukcije i kvalitet održavanja i opravki.

O specifičnim problemima pouzdanosti se na ovom skupu izveštava u posebnim referatima. U jednom od njih

izveštavamo o problematici pouzdanog i regulisanog električnog grejanja putničkih kola, posebno sa aspekta niskonaponskog napajanja. Ovu raspravu nudimo vašoj pažnji, jer pokreće više pitanja: pitanje jedinstvenog (samo električnog a ne i parnog) grejanja i jedinstvenog napajanja visokonaponskih i niskonaponskih potrošča (iz glavnog voda), pitanje opremanja dizel lokomotiva generatorima za el. grejanje i dr. U drugom referatu kolege iz Novog Sada analiziraju pouzdanost pomoćnog pogona električnih lokomotiva 641-700 u odnosu na ranija rešenja pretvarača.

O tačnim razlozima niske pouzdanosti nemamo, nažalost, pouzdane podatke. Opšte je uverenje među stručnjacima da su kod električnih lokomotiva dva najslabija mesta pretvarač pomoćnog pogona i birač napona. Što se pomoćnog pogona tiče analizi novosadskih kolega možemo dodati pozitivna iskustva sa elektronskim pretvaračima jednofazne u trofaznu struju koje smo pre secesije Hrvatske nabavili od R. Končara i ugradili na nekoliko lokomotiva serije 441. Zadovoljavajuće rezultate su pokazali i rotacioni pretvarači iz bivšeg Sovjetskog Saveza koje smo ugradili na lokomotive serije 461.

Birač napona je složena elektromehanička sprava sa nizom kontakata i pokretnih delova, davno prevaziđena sklopom beskontaktne energetske i upravljačke elektronike. U sopstvena istraživanja razloga niske pouzdanosti birača i u iznalaženje mera za popravke nismo usmerili dovoljno stručnih snaga i nismo mnogo uložili što je, možda, jedan od krupnijih nedostataka naše politike razvoja i unapređenja održavanja. Napore za rešavanje tog pitanja smo usmerili na prikupljanje inostranih ponuda za opštu popravku tj. poboljšanje karakteristika i pouzdanosti el. lokomotiva.

Rešenja za popravku lokomotiva ponudili su veliki proizvođači: Simens, GEC-Alstom i AEG (sada ADtranz). Sve ponude predviđaju izbacivanje birača napona i njegovu zamenu tiristorskim polu- odnosno punoupravljivim mostovima. Svi predlažu upravljanje oslonjeno na primenu moćnih mikroračunara i druge informatičke tehnike za pomoć eksploataciji i održavanju. Među predlozima rešenja postoji nezavisno napajanje svakog i po dva redno spregnuta vučna motora. Nezavisno napajanje odnosno zadržavanje paralelne sprege vučnih motora ograničava veća i teža prigušnica koja je potrebna za ravnjanje struje. Drugi krug problema se odnosi na zaštitu opreme od prenapona u slučaju rednog vezivanja motora, na pitanja protivklizne zaštite pri vuči i kočenju i na detekciju torzionih vibracija. Neke od ponuda posebno razmatraju pitanja uticaja novopredloženih pretvarača na signalno-sigurnosna i telekomunikaciona postrojenja pored pruge i na faktor snage odnosno na reaktivnu energiju. Samo jedna od firmi sa kojom smo imali kontakte u vezi sa nameravanom rekonstrukcijom lokomotiva je predložila mere za opravku obrtnih postolja. Neke smatraju da uopšte ne treba vršiti rekonstrukciju i da je racionalnije kupiti nove lokomotive.

Nadamo se da ćemo na osnovu ovih ponuda i analiza koje priprema stručna radna grupa zadužena za njihovo proučavanje doći do ekonomsko-tehnički povoljnog rešenja koje će biti osnova za povećanje pouzdanosti i produženje veka postojećih električnih lokomotiva.

Znatno je smanjena pouzdanost opreme i kod dizel električnih lokomotiva. Ta ocena važi i za nekad najbolje i najpouzdanije lokomotive serije 661. U doba njihove pune eksploatacije i redovnog i planskog održavanja raspoloživost im je bila preko 90%, a danas je, usled sankcija i neredovnog i neodgovarajućeg održavanja ali i kao posledica neminovnog zamora pojedinih delova, pala na vrednost manju od 30%. Pokazatelj niske pouzdanosti je broj od 255 kvarova i vanrednih opravki u 1995. godini.

Za ovu seriju lokomotiva sačinjene su uporedne analize troškova i efekata nekoliko varijanti obnove odnosno modernizacije. U okviru obnove radi se samo o nužnim modifikacijama i supstituciji vezanoj za nemogućnost dalje nabavke originalnih rezervnih delova. Modernizacija se razmatra u dva vida: kao delimična i kao potpuna. U sadržaju delimične reč je o modernizaciji glavnih pogonskih sklopova, a potpuna modernizacija obuhvata i ugradnju novog dizel-alternatorskog agregata, novog upravljačkog sistema i nove pomoćne opreme. Obe varijante modernizacije predviđaju zamenu parnog generatora za grejanje voza električnim.

U uporednoj analizi su uz troškove obnove ili modernizacije uneti i troškovi tekućeg i investicionog održavanja, troškovi vezani za kvarove i njihovo otklanjanje, za gorivo i drugi potrošni materijal i, posebno, troškovi kapitala. Računa se da bi se za varijante modernizacije mogao obezbediti povoljan inostrani kredit. Ova preliminarna analiza ukazuje da bi najracionalnija bila varijanta potpune modernizacije.

Kod druge masovne serije dizel-eklektričnih lokomotiva - kod serije 641 -problem održavanja je pretežno vezan za dizel motor, koji je kod podserija 0, 100 i 200 veoma stare konstrukcije. Kod nekoliko lokomotiva na kojima je izvršena remotorizacija glavna nevolja potiče od previsoko odabrane maksimalne brzine dizel-generatorskog agregata i od loše remontovanog generatora. U daljim eventualnim remotorizacijama bilo bi celishodno zameniti ne samo dizel motor nego i generator. U razmatranje budućeg parka manevarskih lokomotiva treba uključiti i opciju akumulatorske manevarke, o čemu je ovde podnet poseban referat, jer bi pored pokazane profitabilnosti to mogla u celosti biti domaća lokomotiva, pri čijem bi se razvoju i gradnji domaća industrija mogla kvalifikovati za gradnju važnijih i težih voznih lokomotiva.

Predmet nekih ekonomsko-tehničkih analiza je i opravka dizel-motornih vozova serije 811 sa kojima do sada ne možemo biti zadovoljni zato što su veliki troškovi održavanja zbog visokih cena rezervnih delova za dizel motor i prenosnik snage. Pomenuta analiza predviđa zamenu postojećeg prenosnika snage sa hidrauličnim firme Fojt i zamenu dizel motora sa jednim od motora iz familija primenjenih na domaćim ili inostranim motornim vozovima i lokomotivama.

4. Nova vozila

Za nove lokomotive za sada nema opredeljenja ni potrebe. ŽTP Beograd finansira studiju o metodologiji izbora lokomotiva i elektromotornih vozova u kontekstu gradnje pruga za vozove velikih brzina, koju u okviru Saobraćajnog instituta-CIP priprema grupa eminentnih

stručnjaka. Realizacija te studije zavisi od dinamike gradnje nove pruge koja, sa svoje strane, zavisi od obezbeđenja investicionih sredstava. Tu ćemo studiju ponuditi širem krugu stručnjaka da saznaju kakvih sve novih vozila i novih tehnika ima, da se upoznaju sa pristupom naprednijih železnica izboru vozila i da se kvalifikuju za rešavanje problema koji nas tište.

Naš stručni i komercijalni angažman vezan za nova vozila bio je zadnjih nekoliko godina vezan za izbor i nabavku vitalnih uvoznih uređaja (četveronaponski pretvarač, klima uređaj, kočnica) za kola velikih brzina (200 km/h) koja za naše potrebe radi "Goša". Kroz ove poslove je jedan broj naših stručnjaka upoznao nova, kod nas do sada neprimenjivana, tehnička rešenja za putnička kola i stekao prethodna znanja za ugradnju, eksploataciju i održavanje tih uređaja. U ovom području nam predstoji ozbiljan posao na pripremama za održavanje (obuka tehničkog osoblja, opremanje radionica, organizacija održavanja). Sa svim inostranim isporučiocima smo ugovorili transfer tehnologije domaćim firmama i obuku naših radnika za održavanje opreme.

U vezi sa novim vozilima u centru pažnje je ove godine pitanje gradnje elektromotrnih vozova za gradski i prigradski saobraćaj. Planovima razvoja se predviđa izgradnja i nabavka oko 100 garnitura EMV-a za gradsko/prigradski saobraćaj, o čemu su ŽTP Beograd i "Goša" potpisali protokol o namerama. Izgradnja elektromotornih vozova visokih vozno/dinamičkih karakteristika ima širi značaj od obezbeđenja samih sredstava prevoza. Ona utiče na izbor mesta za gradnju naselja, na dekoncentraciju stanovništva, na rasterećenje velikih gradova.

Interes ŽTP-a je da brzo dobije savremen, laki, dobar, pouzdan voz iz domaćih izvora. Orijentacija ŽTP-a Beograd je na saradnju sa stranim firmama (izbor jednog od postojećih vozova, koji najbolje odgovara našim potrebama, transfer tehnologije, izgradnja u domaćoj industriji); dalji razvoj i unapređenja u našim institutima i preduzećima. O ovim pitanjima smo, na osnovu studije Saobraćajnog fakulteta o saobraćajnim potrebama, organizovali prezentacije velikih zapadnoevropskih proizvođača. Nastavak posla na utvrđivanju tehničkih karakteristika i vučnih performansi obavlja Operativna radna grupa sastavljena od stručnjaka ŽTP-a, Goše, Severa, Minela, SI-CIP-a i Instituta Kirilo Savić.

Izbor glavnog elektromotornog pogona razmatra se i u svetlu izgradnje familije elektromotornih vozova: ne samo za gradsko/prigradski nego i za međugradski i lokalni saobraćaj, zato što je to racionalno i što su kod nekih razvijenih železnica (JAPAN) već sad, a kod drugih (Nemačka) se ubrzano radi na tome da EMV bude isključivo ili skoro jedino sredstvo za prevoz putnika. Poseban interes domaće industrije je da voz bude kvalitetan i da pokriva široki spektar zahteva zbog mogućeg izvoza.

5. Budući zadaci

Naš najvažniji zadatak je obezbediti dovoljan broj voznih sredstava za redovno obavljanje putničkog i teretnog saobraćaja. Za to je potrebno:

1. kvalitetno i blagovremeno održavanje postojećih vozila (utvrđivanje i poštovanje tehnologije opravke, organizovana izrada odnosno nabavka rezervnih delova i sklopova, obezbeđenje ispitne opreme, uvođenje kriterijuma kvaliteta u ocenu rada i nagrađivanje i dr.),

2.rekonstrukcija vozila usmerena pre svega na veću pouzdanost a zatim i na ekonomičniji rad. Kao primer za povećanje pouzdanosti može da služi sređivanje pretvarača glavnog i pomoćnog pogona na el. lokomotivama. Osposobljavanje električnih kočnica na el. lokomotivama i njihovog uvođenja u upotrebu je primer rekonstrukcije koja za posledicu ima direktne ekonomske uštede (ušteda kočnih papuča, manje habanje trčećeg stroja vozila). Planirane promene u energetici putničkih kola objedinjuju oba ova zahteva.

3.nabavka novih voznih sredstava visoke pouzdanosti i malih zahteva za održavanjem, a po strukturi i tehničkim rešenjima prilagođenih zahtevima tržišta. Ovde se moramo podsetiti promašaja naših prethodnika pri izboru voznih sredstava i dobro otvoriti oči.

Da bi se ostvarila pobrojana i druga tehnička rešenja potrebna je i odgovarajuća organizacija službi u ŽTP-u i podela posla u remontu i na tekućem održavanju. Predstavnici inostarnih studijskih grupa koje se bave pitanjem organizacije smatraju da bi vlasnik voznih sredstava trebalo da bude Služba za vozna sredstva ŽTP-a. Sektor ZOVS bi po njima osim kadrovskog i odeljenja za organizaciju-upravljanje trebao da ima i odeljenje za nabavke i ugovore, odeljenja za vučna i vučena vozila i odeljenje za projektovanje (razvoj) voznih sredstava. U okviru sektora se predviđa i osnivanje centra za ispitivanje tehnoloških komponenata i najvažnijih rezervnih delova.

Kao osnova za podelu posla remontnim organizacijama trebalo bi da posluži njihova specijalizacija i opremljenost za određene vrste vozila. Sada je većina remontnih organizacija loše opremljena. U nekima su kapaciteti predimenzionisani, a poslovanje stihijsko. Kod održavanja i remonta nam predstoji celovito tehničko/tehnološko i organizaciono, a možda i vlasničko prestrukturiranje.

Da bi se ovi zadaci uspešno realizovali biće potrebna kolektivna saglasnost za izbor ciljeva i opredeljenje za obavljanje poslova koji do njih vode, racionalnija organizacija i poslovanje, veća kolektivna i pojedinačna odgovornost; organizovano praćenje dostignuća inostranih železnica i industrije u konstrukciji i održavanju vozila i brzi transfer važnih novina; stalna kadrovska obnova i podizanje nivoa znanja postojećeg stručnog kadra.

Oblast kojom se bavimo je u teškom stanju. Teškoće u kojima se nalazimo nisu male. Moramo biti načisto i sa zaostatkom u razvoju u kom smo se našli posle višegodišnje blokade. Svet je poslednjih godina napravio krupne korake i na vozila uveo mnoge novine koje su donele bolje eksploatacione performanse i lakše i jeftinije održavanje. Pomenimo samo novine u mehanici obrtnih postolja, poprečnu i podužnu elastičnost osovinskih sklopova, naginjanje sanduka; nove elemente u energetskoj elektronici i svuda prisutnu upravljačku i informatičku mikroelektroniku.

Za primenu ovih dostignuća i za dostizanje propuštenog potrebna je obnova starih i sticanje novih znanja. Potrebni su dodatni napori da sve ovo savladamo i da kao organizacija i pojedinci u punoj meri odgovorimo svom pozivu.

A. OPŠTA ŽELEZNIČKA TEHNIKA

VOZILA

Tenzor stanja slučajnih vibracija železničkih vozila i sistema

Katica (Stevanović) HEDRIH
Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu
Matematički institut SANU u Beogradu

Rezime

U radu su korišćenjem analize i modela stacionarnih oscilatornih procesa - njihovih struktura i parametara, koji opisuju realne procese u modelima eksploatacionih vibracija iz reference /1/ kao i ideja iz radova /2/, /5/, /11/, /7/, /8/ i /6/, uvedeni pojmovi tenzor i vekor stanja stacionarnih slučajnih procesa u referentnoj tački vibracionog polja železničkog objekta. **G** *je matrica tenzora stanja spektralne gustine, a* **R** *je matrica tenzora stanja korelacija slučajnog vibracionog stanja, u izabranoj tački vibraciono pobuđenog železničkog objekta. Vektor* $\vec{S}_n^{(A)}(\omega)$ *je vektor vezan za tačku i osu i predstavlja vektor spektralne gustine vibracionog polja, a* $\vec{R}_n^{(A)}$ *je vektor korelacija vibracionog stanja, u nekoj tački* **A** *vibraciono pobuđenog železničkog objekta za određeni pravac oscilacija orijentisan jediničnim vektorom* $\vec{n}$.

Ovako uvedeni modeli stanja korelacija i stanja spektralne gustine vibraciono pobuđenog železničkog objekta omogućavaju analogiju sa modelima teorije elastičnosti.

1. Uvod

Metoda analize slučajnih oscilacija daje mogućnost izučavanja slučajnih dinamičkih procesa i njihove stohastičke stabilnosti, koji se javljaju u dinamičkim sistemima - železničkim objektima - železničkim vozilima i instalacijama, definisanjem verovatnostnih karakteristika pomeranja tačaka železničkih objekata - dinamičkih sistema i njihovih prvih i drugih izvoda. Na taj način se dobija sistem informacija o statističkim svojstvima železničkih vozila i železničkih instalacija, neophodnih za ocenu pouzdanosti tih sistema. Osnovno svojstvo slučajnih procesa je nejednoznačna definisanost očekivanog ponašanja sistema i prateći opis pojmovima stohastičke stabilnosti i nestabilnosti pojedinih elemenata vozila i instalacija, kao i srukturna stabilnost železničkog sistema.

Da bismo ocenili sposobnost železničkog objekta da prenosi vibraciju, neophodno je imati informaciju o eksploatacionim vibracijama, tj. imati model vibracionih procesa - njihovu strukturu i parametre, koji opisuju realne procese u železničkim sistemima. Razmotrićemo model eksploatacionih vibracija koji obuhvata dosta širok krug praktičnih slučajeva i zadataka, a s druge strane daje metodološku osnovu za postavljanje sličnih modela, kako je to u referenci /1/ prikazano. Pri tome ćemo uvesti nove pojmove korišćenjem vektora vezanih za tačku i pravu, analaogno tome kako se postavljaju modeli stanja napona i stanja deformacija u teoriji elastičnosti, koristeći pri tome analogiju koja se može postaviti po ugledu na reference /2/, /5/, /6/, /7/ i /8/.

Koristeći analizu i modele stacionarnih slučajnih vibracionih procesa - njihovu strukturu i parametre koji opisuju realne procese razmotrene na modelima esploatacionih vibracija prema referenci / 1 /, kao i ideje iz radova /2/, /5/ i /6/, ovde uvodimo pojmove tenzor stanja stacionarnih slučajnih vibracionih procesa u referentnoj tački vibraciono pobuđenog železničkog objekta, kao i vektor stanja stacionarnih slučajnih procesa u referentnoj tački vibraciono pobuđenog železničkog objekta, a za određeni pravac.

Koristeći kompletnu analogiju sa modelom stanja deformacija napregnutog deformabilnog tela, možemo definisati vektore spektralne gustine i korelacija elongacija - oscilatornih pomeranja referentne tačke vibraciono pobuđenog železničkog objekta za određeni pravac oscilacija. A prateći reference /2/, /5/, /6/ i /11/, možemo istom

metodologijom analizirati stanje stohastičkih momenata vibraciono pobuđenog železničkog objekta.

Vibracije i pouzdanost železničkih sistema i objekata su spregnuti pojmovi. Elementi železničkih sistema - železnička vozila, šine, kontaktna električna mreža (pantograf i električni vodovi) u eksploatacionim uslovima izloženi su dejstvu različitih slučajnih uticaja, od klimatskih faktora, akustičkih polja, preko ubrzanja, do vibracija i udara. Povećanje pouzdanosti, dugotrajnosti i kvaliteta funkcionisanja železničkih sistema i nabrojanih objekata i njihovih elemenata dostiže se modeliranjem u laboratorijskim uslovima spoljašnjih dejstava, koja odražavaju uslove eksploatacije. Značajan broj otkaza železničkih uređaja, inženjerskih sistema, posebno pokretnih objekata - kompozicije i vozila, izazvano je dejstvom intenzivnih mehaničkih vibracija. Osim toga, pitanja otpornosti i pouzdanosti pri dejstvu vibracija odavno su dobila značaj pri razradi i konstrukciji železničkih vozila i njihovih elemenata, kao i u osiguranju njihovog kvaliteta, pouzdanosti i udobnosti.

Vibrootpornost je kvalitet konstrukcije kojim se garantuje sposobnost železničkog objekta da sačuva otpornost pri dejstvu vibracija. Radi određivanja graničnih vibracionih opterećenja, ispitivani železnički objekat i element moguće je dovesti do gubitka stabilnosti i razaranja.

Vibrostabilnost je svojstvo železničkog objekta da održi funkcionalna svojstva i dinamičke parametre funkcionisanja u definisanim granicama u uslovima dejstva vibracija. Pri tim ispitivanjima železnički objekt po pravilu funkcioniše u nominalnom režimu i podvrgava se dejstvu vibracija sa amplitudama i frekvencijama, takvim da ne izazivaju razaranje njegovih mehaničkih elemenata i veza.

Vibrootpornost i vibrostabilnost se objedinjavaju jednim terminom ***vibropouzdanost***.

U teoriji pouzdanosti prihvaćeno je razlikovanje iznenadnog i postepenog otkaza.

Prostori teorije pouzdanosti: Sveukupnost funkcionisanja proizvoljnog dinamičkog železničkog objekta - železničkog sistema - vozila, pantografa električnih vodova, šina možemo opisati vektorima stanja parametara, promenljivih i konstanti železničkog sistema. ***Prostor stanja*** je takav prostor pomoću čijih parametara i elemenata možemo definisati bilo koje stanje u dinamici procesa u železničkom sistemu. ***Evolucija*** stanja železničkog sistema, sa vremenom, opisuje se određenim vektorima, čije su koordinate parametri stanja železničkog sistema, i njihove geometrijske predstave su trajektorije u prostoru stanja. Svakoj trajektoriji u prostoru stanja odgovara trajektorija u ***prostoru kvaliteta železničkog sistema***. Elementi prostora i trajektorija stanja i kvaliteta su povezani nekim operatorom, koji može biti i operator ili preslikavanje identičnosti.

Skup dinamičkih stohastičkih stanja železničkih sistema, dopustivih sa tačke gledišta kvaliteta i udobnosti, obrazuju u ***prostoru kvaliteta*** oblast ***dopustivih stanja železničkog sistema - vozila, šina, pantografa i električnih vodova i drugih elemenata i podsistema.***

U teoriji pouzdanosti definišemo i ***dijagnostički prostor*** ili prostor ***dijagnostičkih predznaka***. Vektor predznaka je vezan jednim operatorom sa vektorom kvaliteta stanja. Taj operator odražava nepotpunost informacija o parametrima stohastičkog stanja železničkih sistema.

Funkciju pouzdanosti železničkih sistema definišemo kao verovatnoću pripadanja vektora stanja železničkog sistema u prostoru kvaliteta u određenom vremenskom intervalu: $\boldsymbol{P}(t) = \boldsymbol{P}\{v(\tau) \in \Omega ; \tau \in [0, \tau]\}$. Uporedo sa ovom funkcijom definišemo i uslovnu funkciju pouzdanosti železničkog sistema, analogno pojmu uslovne verovatnoće. Kao karakteristike pouzdanosti javljaju se i pojmovi: ***verovatnoća otkaza železničkog sistema na intervalu, gustina raspodele(frekvencija) otkaza, intenzivnost otkaza, karakteristika dugotrajnosti, normativna pouzdanost železničkih sistema.***

Kriterijumi vibracione pouzdanosti. Kao najprostija i najviše upotrebljavana mera vibronapregnutosti služi ***maksimalna veličina vibroubrzanja*** u apsolutnom iznosu ili pak u relativnom odnosu u odnosu na ubrzanje zemljine teže. Druga mera vibronapregnutosti je ***vibropremeštanje ili vibroelongacija***. Otpornost železničkog sistema ili njegovog podsistema se po pravilu ocenjuje vibronaprezanjem koje se pojavljuje u elementima konstrukcije, odnosno objekta ispitivanja.

Teorija pouzdanosti je usko vezana sa ***teorijom "izbacivanja" ("bacanja", "iskakanja") slučajnih procesa***.

"Izbacivanje"("iskakanje") jednog procesa iz oblasti dopustivih stanja je presek procesa sa graničnom površi i slučajni je događaj, a broj izbacivanja (iskakanja) je slučajna veličina. Efektivno približno rešenje zadatka teorije "izbacivanja"("iskakanja") slučajnih procesa je moguće za visokopouzdane železničke sisteme, kod kojih se iskakanje vektora kvaliteta stanja sistema iz dopustivih oblasti javlja retkim događajem.

Kao modeli otkaza se javljaju: kumulativni modeli otkaza i Markovljevi modeli otkaza (detaljnije vidi referencu /26/ tom 1 i tom 5 i 6).

Informacija o eksploatacionim vibracijama železničkih sistema i objekata

Da bismo ocenili sposobnost železničkog objekta da prenosi vibraciju, neophodno je imati informaciju o eksploatacionim vibracijama, tj. imati model vibracionih procesa - njihovu strukturu i parametre, koji opisuju realne procese u železničkim sistemima. Razmotrićemo model eksploatacionih vibracija koji obuhvata dosta širok krug praktičnih zadataka, a, s druge strane, daje metodološku osnovu za postavljanje sličnih modela.

Posmatramo železnički objekt A. U rezultatu dejstva na njega sile $F(t)$ pojavljuju se vibracije njegove konstrukcije. Sada svaka tačka železničkog objekta izvodi prostorne vibracije, koje se razlikuju od vibracija u drugim njenim tačkama. U najopštijem slučaju oscilacije svake tačke su nestacionarni slučajni procesi. Ali samo na osnovu te tvrdnje nismo u mogućnosti da napravimo model. Uvodi-

mo zato pretpostavku da je reč o stacionarnom slučajnom procesu, na određenom intervalu vremena. Druga pretpostavka je da je model vibracije železničkog objekta niz stacionarnih slučajnih procesa i karakteristike proizvoljna dva susedna su nezavisne jedne od drugih. I kao skalarni stacionarni slučajni proces može biti opisan spektralnom gustinom $S_x(\omega)$. Razdelivši frekventni opseg $(0,\omega_{max})$ na intervale $\Delta\omega$, celu informaciju o spektralnoj gustini moguće je zadati u vidu disperzionog vektora $\mathbf{D_x} = (D_{x_1}, D_{x_2}, \ldots, D_{x_n})$ čije su komponente disperzije procesa u uskim pojasevima frekventnog opsega $\Delta\omega$, tj.

$$D_{x_i} = \int_{\omega j}^{\omega j+1} S_x(\omega)\, d\omega; \quad (i=1,2,3\ldots,n)$$

U velikom broju slučajeva u proizvoljnoj tački železničkog objekta, vibracija predstavlja prostorni proces i za njeno opisivanje neophodno je dati karakteristike ne samo svake komponente toga procesa u prihvaćenom modelu spektralne gustine $S_x(\omega), S_y(\omega), S_x(\omega)$, ili odgovarajuće disperzione vektore $\mathbf{D_x} = (D_{x_1}, D_{x_2}, \ldots, D_{x_n})$, $\mathbf{D_y} = (D_{y_1}, \ldots D_{y_2}, \ldots D_{y_n})$, $\mathbf{D_z} = (D_{z_1}, D_{z_2}, \ldots, D_{z_n})$, nego i statističke karakteristike veze između komponenata: uzajamne spektralne gustine: $S_{xy}(\omega), S_{xz}(\omega), S_{yz}(\omega)$, ili odgovarajuće uzajamne korelacione vektore:

$\mathbf{K_{xy}} = (K_{xy_1}, K_{xy_2}, \ldots, K_{xy_n})$, $\mathbf{K_{xz}} = (K_{xz_1}, K_{xz_2}, \ldots, K_{xz_n})$,
$\mathbf{K_{yz}} = (K_{yz_1}, K_{yz_2}, \ldots, K_{yz_n})$,
gde su:

$$K_{xy_1} = \int_{\omega 1}^{\omega j+1} e^{j\omega\tau} S_{xy}(\omega)\, d\omega; \quad K_{xz_1} = \int_{\omega 1}^{\omega j+1} e^{j\omega\tau} S_{xz}(\omega)\, d\omega;$$

$$K_{yz_1} = \int_{\omega 1}^{\omega j+1} e^{j\omega\tau} S_{yz}(\omega)\, d\omega \;; (i = 1,2,3\ldots,n)$$

Na taj način, u slučaju kada se na nekom intervalu τ vibracije u nekoj tački železničkog objekta mogu razmatrati kao stacionarni slučajni proces, praktično puna informacija o karakteristikama te vibracije može biti zadata sledećim vektorima:

$D_x^v, D_y^v, D_x^v, K_{xy}^v, K_{xz}^v, K_{yz}^v$,

Ako je broj frekventnih opsega na frekventnoj osi jednak n, to za potpuno opisivanje vibracija u tački železničkog objekta neophodno je znati ili zadati 9 n brojeva:

$$\mathbf{R}^v = \begin{vmatrix} D_x^v & K_{xy}^v & K_{xz}^v \\ K_{yx}^v & D_y^v & K_{yz}^v \\ K_{yz}^v & K_{zy}^v & D_x^v \end{vmatrix}$$

Kako informacije sadržane u matrici $\mathbf{R}^v$ pratično potpuno karakterišu vibraciono stanje železničkog objekta na intervalu τ, matrica se može nazvati *matrica vibracionog stanja*. Pri tome pod vibracionim stanjem neke tačke železničkog objekta podrazumevamo stacionarnu slučajnu vibraciju sa fiksiranim vrednostima elemenata matrice korelacionih vektora. Dva vibraciona stanja se razlikuju jedno od drugog, čak iako se samo jedan element matrice korelacionih elemenata razlikuje od odgovarajućeg.

U slučaju kad postoje dve kontrolne tačke V i S, osim matrica $\mathbf{R}^v$, $\mathbf{R}^s$, potrebno je uvesti uzajamne spektralne gustine

$$\begin{matrix} S_{x_v x_s}(\omega) & S_{x_v y_s}(\omega) & S_{x_v z_s}(\omega) \\ S_{y_v x_s}(\omega) & S_{y_v y_s}(\omega) & S_{y_v z_s}(\omega) \\ S_{z_v x_s}(\omega) & S_{z_v y_s}(\omega) & S_{z_v z_s}(\omega) \end{matrix}$$

ili odgovarajuće kompleksne korelacione vektore:

$$K_{x_v x_s} = \left(K^1_{x_v x_s}, K^2_{x_v x_s}, \ldots, K^n_{x_v x_s}\right),$$

$$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$$

$$K_{z_v y_s} = \left(K^1_{z_v y_s}, K^2_{z_v y_s}, \ldots, K^n_{z_v y_s}\right)$$

gde su

$$K^1_{x_v x_s} = \int_{\omega j}^{\omega j+1} e^{j\omega\tau} S_{x_v x_s}(\omega)\, d\omega$$

$$K^1_{z_v y_s} = \int_{\omega j}^{\omega j+1} e^{j\omega\tau} S_{z_v y_s}(\omega)\, d\omega$$

Pri uvođenju karakteristika statističke veze između oscilacija u različitim tačkama železničkog objekta jako se uvećava obim informacija za opisivanje vibracionog stanja, zato pre nego što se uključi podobna informacija u model vibracionog stanja, uvek treba proanalizirati utiče li veza među vibracijama različitih tačaka konstrukcije na te efekte i koje vibracije može izazvati u funkcionisanju objekta u.

Pojam tenzora prvog i drugog reda

Kao primer ili prototip vektora ili tenzora prvog reda imamo vektor pomeranja $\vec{s} = u_i \vec{g}_i = v_k \vec{g}^{\,k}$ koji se može izraziti pomoću kontravarijantnih u^i ili kovarijantnih v_k koordinata. Ako se, iz sistema koordinata x^k, afinom transformacijom, prelazi u sistem koordinata $\overline{x}^i$, odnosno iz sistema generalizasin koordinata q^i, generalisanom transformacijom u sistem generalisanih koordinata $\overline{q}^k$, onda se koordinate kontravarijantnog, odnosno kovarijantnog tenzora prvog reda transformišu na sledeći način:

$\overline{x}^i = \delta^k_i x^k$ afina transformacija; $\overline{q}^i = N^i_k(q^k)$ generalisana transformacija

$$\overline{u}^i = u^k \frac{\partial \overline{x}^i}{\partial x^k} \quad \overline{v}_i = v_k \frac{\partial x^k}{\partial \overline{x}^i} \quad \overline{u}^i = u^k \frac{\partial \overline{q}^i}{\partial q^k} \quad \overline{v}_i = v_k \frac{\partial q^k}{\partial \overline{q}^i};$$

Tenzori drugog reda mogu biti dvaput kontravarijantni w^{ik}, dvaput kovarijantni w_{ik}, ili mešoviti w^k_i, jedanput kontravarijantni i jedanput kovarijantni. Oni mogu biti simetrični, kososimetrični ili se mogu razložiti na komponentne koje imaju te osobine. Pri afinoj ili generalisanoj transformaciji koordinata dvaput kontravarijantni ili dvaput kovarijantni tenzori sa osobinama simetričnosti ili kososimetričnosti zadržavaju te osobine, dok mešoviti tenzori drugog reda pri transformaciji koordinata ne moraju da zadrže te osobine. Specijalan primer su izomeri - tenzori koji se ne menjaju pri transformaciji koordinata. Pri generalisanoj transformaciji koordinata tenzori drugog reda se transformišu na sledeći način:

$$\overline{w}^{ik} = w^{mn} \frac{\partial \overline{q}^i}{\partial q^m} \frac{\partial \overline{q}^k}{\partial q^n}; \quad \overline{w}_{ik} = w_{mn} \frac{\partial q^m}{\partial \overline{q}^i} \frac{\partial q^n}{\partial \overline{q}^k};$$

$$\overline{w}^k_i = w^m_n \frac{\partial \overline{q}^i}{\partial q^m} \frac{\partial q^n}{\partial \overline{q}^k};$$

Slučajni procesi i njihova stohastička svojstva

Verovatnoća slučajnog procesa i funkcije slučajnog procesa

Sa $\xi(t)$ označimo višemerni slučajni proces u železničkom objektu:) $\xi(t) = \{ \xi_i (t) \}$, i=1,2,..... m i njemu pridružimo stohastičku reprezentativnu tačku $N(\xi(t))$ u višemernom (m-mernom) stohastičnom prostoru. Verovatnoća da tačka $N(\xi(t))$čije su koordinate $\xi_i(t)$skup slučajni procesa pripada nekoj oblasti A je:

$$\boldsymbol{P}\{N(\xi(t)) \in A\} = \iiint_A p_{\xi_1\xi_2\xi_3}(x_1,x_2,x_3)\,dx_1dx_2dx_3$$

gde je $p_{\xi_1\xi_2\xi_3}(x_1,x_2,x_3)$ gustina verovatnoće da tačka $N(\xi(t))$ pripada nekoj oblasti A. Ako se ta oblast A uvećava, onda, u graničnom slučaju može da važi:

$$\boldsymbol{P}\{N(\xi(t)) \in A \to \pm\infty\} = \iiint_{A\to\pm\infty} p_{\xi_1\xi_2\xi_3}(x_1,x_2,x_3)\,dx_1dx_2dx_3 = 1$$

Neka je $\eta(x,y,z,t,\xi(t))$ višemerna funkcija višemernog slučajnog procesa $\xi(t)$, odnosno višemernih slučajnih procesa $\xi_i(t)$. Neka su formule tansformacije date sledećim relacijama: $y_i = \varphi_i(x,y,z,t,x_1x_2x_3)$ i inverzna $x_i = \Psi_i(x,y,z,t,y_1y_2y_3)$. Te transformacije su uzajamno jednoznačne i **Jaccobi**-jan je različit od nule: $\boldsymbol{J} = \left|\frac{\partial\varphi_i}{\partial x_k}\right| \neq 0$.

Sa $\eta(x,y,z,t,\xi(t))$ označimo višemerni slučajni proces koji je funkcija višemernog slučajnog procesa $\xi(t) = \{\xi_i(t)\}$, $i=1,2,...m$ i koji zavisi i od koordinata tačke $M(x,y,z)$ vibraciono pobuđenog železničkog objekta i njemu pridružimo stohastičku reprezentativnu tačku $S(M(x,y,z),t,\xi(t)) \equiv S(\eta(x,y,z,t,\xi(t)))$ u višemernom (m-mernom) stohastičnom prostoru. Verovatnoća da tačka $S(M(x,y,z),t,\xi(t)) \equiv S(\eta(x,y,z,t,\xi(t)))$pripada oblasti V, jednaka je verovatnoći da tačka $N(\xi(t))$ čije su koordinate $\xi_i(t)$skup slučajni procesi pripada nekoj oblasti A , pa na osnovu toga možemo da napišemo:

$$\boldsymbol{P}\{S(\eta(x,y,z,t,\xi(t))) \in B\} \equiv \iiint_B p_{\eta_1\eta_2\eta_3}(y_1y_2y_3)\,dy_1dy_2dy_3$$

gde je $p_{\eta_1\eta_2\eta_3}(y_1y_2y_3)$ gustina verovatnoće da tačka $S(M)(x,y,z),t,\xi(t)) \equiv S(\eta(x,y,z,t,\xi(t)))$ pripada oblasti V, kada tačka $N(\xi(t))$ pripada nekoj oblasti A:

$$p_{\eta_1\eta_2\eta_3}(y_1y_2y_3) = p_{\xi_1\xi_2\xi_3}(\Psi_1(y_1y_2y_3), \Psi_2(y_1y_2y_3), \Psi_2(y_1y_2y_3))\,|J|^{-1}$$

где је $|J|^{-1} = \left|\frac{\partial\Psi_i}{\partial y_i}\right|$. Ako se ta oblast A uvećava, onda se uvećava i oblast V i u graničnom slučaju može da važi:

$$\boldsymbol{P}\{S(\eta(x,y,z,t,\xi(t))) \in B \to \infty\} = \iiint_{B->\infty} p_{\eta_1\eta_2\eta_3}(y_1,y_2,y_3)\,dy_1\,dy_2\,dy_3 = 1$$

Matematičko očekivanje funkcije višemernog slučajnog procesa

Matematičko očekivanje funkcije $\eta(x,y,z,t,\xi(t))$ višemernog slučajnog procesa $\xi(t) = \{\xi_i(t)\}$, $i=1,2,...m$ sa gustinom verovatnoće $p_{\xi_1x,\xi_3}(x_1x_2x_3)$da tačka $N(\xi(t))$ pripada nekoj oblasti A je:

$$\boldsymbol{M}\{\eta(x,y,z,t,\xi(t))\} = \iiint_{\pm\infty} \eta(x,y,z,t,x_1x_2x_3)\,p_{\xi_1\xi_2\xi_3)}(x_1,x_2,x_3)dx_1dx_2dx_3$$

Korelaciona funkcija

Korelaciona funkcija **(Autocorelation Function)** uspostavlja zavisnost između dva "preseka" slučajne funkcije. Korelacionu funkciju $\aleph_{uu}(x,y,z,t,t')$ slučajne funkcije $u(x,y,z,t,\xi(t))$ slučajnog procesa $\xi(t) = \{\xi_i(t)\} i = 1,2,...m$ određujemo pomoću korelacione funkcije slučajnog procesa $\aleph_{\xi\xi}(t,t') = \boldsymbol{M}\{\xi(t)\,\xi(t')\}$ od koga zavisi u sledećem obliku:

$$\aleph_{uu}(x,y,z,t,t') = \boldsymbol{M}\{u(x,y,z,t,\xi(t))u(x,y,z,t',\xi(t'))\}$$

To znači da je korelaciona funkcija $\aleph_{uv}(x,y,z,t,t')$ slučajne funkcije $u(x,y,z,t,\xi(t))$ slučajnog procesa $\xi(t) = \{\xi_i(t)\}$, $i=1,2....,m$ neslučajna funkcija koordinata x, y, z određene tačke vibraciono pobuđenog objekta i dva argumenta t, t' i jednaka je korelacionom momentu odgovarajućih "preseka" slučajne funkcije $u(x,y,z,t,\xi(t))$.

Uzajamna korelaciona funkcija

Uzajamna korelaciona funkcija uspostavlja zavisnost između dva "preseka" slučajnih funkcija $u(x, y, z, t, \xi(t))$ i $v(x, y, z, t', \xi(t))$. Uzajamnu korelacionu funkciju $\aleph_{uv}(x, y, z, t, t')$ slučajnih funkcija $u(x, y, z, t, \xi(t))$ i $v(x, y, z, t', \xi(t'))$ slučajnog procesa $\xi(t) = \{\xi_i(t)\}$, $i=1,2,...m$ određujemo pomoću korelacione funkcije slučajnog procesa $\aleph_{\xi\xi}(t,t') = \boldsymbol{M}\{\xi(t)\xi(t')\}$ od koga zavisi u sledećem obliku:

$$\aleph_{uv}(x,y,z,t,t') = \boldsymbol{M}\{u(x,y,z,t,\xi(t))v(x,y,z,t',\xi(t'))\}$$

To znači da je korelaciona funkcija $\aleph_{uv}(x,y,z,t,t')$ slučajnih funkcija $u(x, y, z, t, \xi(t))$ i $v(x, z, t, \xi(t))$ slučajnog procesa $\xi(t) = \{\xi_i(t)\}$, $i = 1,2 \ldots m$ neslučajna funkcija koordinata x, y, z određene tačke vibraciono pobuđenog objekta i dva argumenta t, t' i jednaka je korelacionom momentu odgovarajućih "preseka" tih slučajnih funkcija.

Za uzajamne korelacione funkcije pišemo:

$\aleph_{uv}(x,y,z,t,t+) \neq \aleph_{uv}(x,y,z,t't)$, *jer je:*

$\aleph_{uv}(x,y,z,t,t') = \boldsymbol{M}\{u(x,y,z,t,\xi(t))\,v(x,y,z,t',x(t'))\}$

$\neq \aleph_{uv}(x,y,z,t',t) = \boldsymbol{M}\{u(x,y,z,t',\xi(t'))v(x,y,z,t,\xi(t))\}$

odnosno $\aleph_{uv}(x,y,z,t,t') = \aleph_{uv}(x,y,z,t',t)$, *jer je*

$\aleph_{uv}(x,y,z,t,t') = \boldsymbol{M}\{u(x,y,z,t,\xi(t))v(x,y,z,t,\xi(t'))\} =$

$= \aleph_{uv}(x,y,z,t',t) = \boldsymbol{M}\{v(x,y,z,t'\xi(t'))u(x,y,z,t,\xi(t))\}$

Ako uzajamna korelaciona funkcija nije identički jednaka nuli, slučajne funkcije su korelirovane.

Uzajamnu korelacionu funkciju $\aleph_{uv}(x,y,z,t)$dve slučajne funkcije $u(x,y,z,t,\xi(t))$i $v(x,y,z,t,\xi(t))$ slučajnog procesa $\xi(t) = \{\xi_i(t)\}$, i = 1,2,...m, određujemo pomoću sledećeg izraza u sledećem obliku:

$$\aleph_{uv}(x,y,z,t) = \boldsymbol{M}\{u(x,y,z,t,\xi(t))v(x,y,z,t,\xi(t))\}$$

odnosno

$$\aleph_{uv}(x,y,z,t) = \boldsymbol{M}\left\{u(x,y,z,t,\xi(t))v(x,y,z,t,\xi(t))\right\} =$$
$$= \int\int\int_{\pm\infty} u(x,y,z,t,x_1,x_2,x_3,)\, v(x,y,z,t,x_1,x_2,x_3,)\, p_{\xi_1,\xi_2,\xi_3,}$$
$$(x_1,x_2,x_3)\, dx_1 dx_2 dx_3$$

To znači da je korelaciona funkcija $\aleph_{uv}(x,y,z,t)$ slučajnih funkcija $u(x,y,z,t,\xi(t))$ i $v((x,y,z,t,\xi(t)$ slučajnog procesa $\xi(t) = \{\xi(t)\}, i = 1,2,...m$ neslučajna funkcija koordinata x,y,z određene tačke vibraciono pobuđenog objekta i argumenta t i jednaka je korelacionom momentu odgovarajućih "preseka" tih slučajnih funkcija.

Za sistem slučajnih procesa $\xi_x(t), \xi_y(t)$ i $\xi_z(t)$ uvodi se često korelaciona matrica u obliku:

$$\begin{pmatrix} \aleph_{xx}(t,t') & \aleph_{yx}(t,t') & \aleph_{zx}(t',t) \\ \aleph_{xy}(t,t') & \aleph_{yy}(t,t') & \aleph_{zy}(t',t) \\ \aleph_{xz}(t,t') & \aleph_{yz}(t,t') & \aleph_{zz}(t,t') \end{pmatrix}$$

Funkcija spektralne gustine

Ako je poznata korelaciona funkcij $\aleph_{\xi\xi}(\tau)$a slučajnog procesa $\xi(t)$, gde je, $\tau = t'-t$ funkciju spektralne gustine (**Spectral Density Function**) definišemo pomoću **Fourier**-ove transformacije u obliku:

$$S_{\xi\xi}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \aleph_{\xi\xi}(\tau)\, e^{-i\omega\tau}\, d\tau$$

Inverznom **Fourier**-ovom transformacijom dobijama korelacionu funkciju $\aleph_{\xi\xi}(\tau)$ slučajnog procesa $\xi(t)$, gde je $\tau = t'-t$, ako je poznata funkcija spektralne gustine $S_{\xi\xi}(\omega)$

$$\aleph_{\xi\xi}(\tau) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{+\infty} S_{\xi\xi}(\omega)\, e^{-i\omega\tau}\, d\omega$$

Ako je poznata uzajamna korelaciona funkcij $\aleph_{uv}(x,y,z,\tau)$dveju funkcija $u(x,y,z,t,\xi(t))$ i $v(x,y,z,t,\xi(t))$ slučajnog procesa $\xi(t) = \{\xi_i(t)\}, i = 1,2....m$, gde je $\tau = t'-t$, funkciju spektralne gustine $S_{uv}(x,y,z,\omega)$definišemo pomoću **Fourier**-ove transformacije u obliku:

$$S_{uv}(x,y,z,\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \aleph_{uv}(x,y,z,\tau)\, e^{-i\omega\tau}\, d\tau$$

Inverznom **Fourier**-ovom transformacijom dobijama korelacionu funkciju $\aleph_{uv}(x,y,z,\tau)$ dveju funkcija $u(x,y,z,t,\xi(t))$ i $v(x,y,z,t,\xi(t))$ slučajnog procesa $\xi(t) = \{\xi_i(t)\}, i = 1,2,...m$, gde je $\tau = t'-t$, ako je poznata funkcija spektralnu gustinu $S_{uv}(x,y,z,\omega)$

$$\aleph_{uv}(x,y,z,\tau) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{+\infty} S_{uv}(x,y,z,\omega) e^{i\omega\tau}\, d\omega$$

Stacionarni slučajni proces

Sa $\xi(t), -\infty\langle t\langle+\infty$ označimo višemerni stacionarni slučajni proces u širokom smislu i on ispunjava sledeće uslove:

1* matematičko očekivanje $\boldsymbol{m}_{\xi} = \boldsymbol{M}\{\xi(t)\}$ ima jednu te istu vrednost za svaki trenutak t;

2* korelaciona funkcija $\aleph^*_{\xi\xi}(t,t') = \boldsymbol{M}\{\xi(t)\bar{\xi}(t')\} = \aleph_{\xi\xi}(\tau)$ zavisi samo od razlike $\tau = t'-t$.

Stacionarni slučajni proces sa diskretnim spektrom

Stacionarni slučajni proces sa diskretnim spektrom prikažimo u obliku:

$$\xi(t) = \sum_{k=-\infty}^{k=+\infty} \Phi_k\, e^{i\omega_k t}, \quad -\infty < t < +\infty$$

gde su ω_k realni brojevi, i predstavljaju frekvencije komponentne harmonijske oscilacije slučajnog procesa, čije su amplitude i faze slučajne veličine zadate pomoću Φ_k koje su nekorelirovane slučajne veličine sa srednjim nultim značenjem: $\boldsymbol{M}\{\Phi_k\Phi_j\} = 0$, $\boldsymbol{M}\{\Phi_k\} = 0$. Korelaciona funkcija $\aleph^*_{\xi\xi}(t,t') = \boldsymbol{M}\{\xi(t)\bar{\xi}(t')\} = \aleph_{\xi\xi}(\tau)$stacionarnog slučajnog procesa sa diskretnim spektrom zavisi samo od razlike $\tau = t'-t$ jer je:

$$\aleph^*_{\xi\xi}(t,t') = \boldsymbol{M}\{\xi(t)\bar{\xi}(t')\} = \aleph_{\xi\xi}(\tau) =$$
$$\sum_{k=-n}^{k=n}\sum_{k=-n}^{k=n} e^{i(\omega_k t-\omega_j t')}\, \boldsymbol{M}\{\Phi_k\Phi_j\} = \sum_{k=n}^{k=n} F_k e^{-i\omega_k\tau}$$

Skup realnih brojeva ω_k obrazuje frekventni spektar stacionarnog slučajnog procesa sa diskretnim spektrom. Energija stacionarnog slučajnog procesa $\xi(t)$ sa diskretnim spektrom sastoji se od energije pojedinačnih stacionarnih komponenti $\xi_k(t) = \Phi_k e^{i\omega_k t}$, frekvencija ω_k. Prihvatili smo da pod srednjom energijom stacionarnog slučajnog procesa podrazumevamo:

$$\mathcal{E}_{sr} = \boldsymbol{M}\{|\xi(t)|^2\} = \sum_{k=-n}^{k=n} F_k = \sum_{k=-n}^{k=n} \boldsymbol{M}\{|\Phi_k|^2\}$$

Stacionarni slučajni proces sa kontinualnim spektrom

Stacionarni slučajni proces sa kontinualnim spektrom prikažimo u obliku:

$$\xi(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} e^{i\omega t}\, d\,\Phi(\omega), \quad -\infty\langle\tau\langle+\infty$$

stohastičkog integrala kompleksne funkcije $\varphi(\omega) = e^{i\omega t}$, u kome $\Phi(\omega)$predstavlja slučajni proces sa nekolerilovanim priraštajem i srednjim nultim značenjem: $\boldsymbol{M}\{\Phi(\omega)\} = 0$. $\aleph_{\Phi\Phi}(\omega,\omega') = \boldsymbol{M}\{\Phi(\omega)\bar{\Phi}(\omega')\} = \aleph_{\Phi\Phi}(\omega) \equiv 0$, za koji važi da je:

$$\boldsymbol{M}\,|\Phi(\omega_1)-\Phi(\omega_2)|^2 = \int_{\omega_1}^{\omega_2} f(\omega)\, d\omega$$

u kome je $f(\omega)$ strukturna gustina slučajnog procesa $\Phi(\omega)$. Prema referenci /14/ za stohastički integral kojim je definisan stacionarni slučajni proces sa neprekidnim spektrom važe sledeće relacije:

$$\boldsymbol{M}\left\{\int_{-\infty}^{+\infty}\varphi(\omega)d\Phi(\omega)\right\} = 0 \qquad \boldsymbol{M}\left\{\left|\int_{-\infty}^{+\infty}\varphi(\omega)d\Phi(\omega)\right|^2\right\} =$$
$$= \int_{-\infty}^{+\infty} |\varphi(\omega)|^2 f(\omega) d\,\omega$$
$$\boldsymbol{M}\left\{\left[\int_{-\infty}^{+\infty}\varphi(\omega)d\Phi(\omega)\right]\overline{\left[\int_{-\infty}^{+\infty}\Psi(\omega)d\,\Phi(\omega)\right]}\right\} =$$

$$= \int_{-\infty}^{+\infty} \varphi(\omega)\overline{\Psi(\omega)}\, f(\omega)\, d\omega$$

Korelaciona funkcija $\aleph^*_{\xi\xi}(t,t') = \boldsymbol{M}\left\{\underline{\xi}(t)\overline{\underline{\xi}}(t')\right\} = \aleph_{\xi\xi}(\tau)$ stacionarnog slučajnog procesa sa kontinualnim spektrom zavisi samo od razlike $\tau = t'-t$ jer je: $\varphi(\omega) = e^{i\omega t}$, $\Psi(\omega) = e^{i\omega t'}$

$$\aleph^*_{\xi\xi}(t,t') = \boldsymbol{M}\left\{\underline{\xi}(t)\overline{\underline{\xi}}(t')\right\} = \aleph_{\xi\xi}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} e^{i\omega\tau} f(\omega) d\omega$$

Spektralna gustina stacionarnog slučajnog procesa $\xi(t)$sa neprekidnim spektrom jednoznačno je određena Fourierovom transformacijom primenjenom nad korelacionom funkcijom $\aleph_{\xi\xi}(\tau)$:

$$S_{\xi\xi}(\omega) = f(\omega) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{+\infty} e^{-i\omega\tau}\, \aleph_{\xi\xi}(\tau) d\tau$$

Neprekidan skup realnih brojeva ωobrazuje kontinualni frekventni opseg ili spektar stacionarnog slučajnog procesa sa neprekidnim spektrom. Energija stacionarnog slučajnog procesa $\xi(t)$ sa neprekidnim spektrom sastoji se od energije pojedinačnih stacionarnih komponenti $d\xi(t) = e^{i\omega t} d\Phi(\omega)$, frekvencija ω. Prihvatili smo da pod srednjom energijom stacionarnog slučajnog procesa $\xi(t)$ podrazumevamo:

$$\varepsilon_{sr} = \boldsymbol{M}\left\{|\xi(t)|^2\right\} = \int_{-\infty}^{+\infty} f(\omega)\, d\omega$$

Stacionarni slučajni proces sa neprekidnim spektrom možemo približno aproksimirati pomoću stacionarnog slučajnog procesa sa diskretnim spektrom razlaganjem frekventnog opsega na male frekventne intervale-opsege u obliku: $\Delta_k = (\omega_k, \omega_{k+1}), k = -n,\ldots,-1,0,+1,\ldots+n$ kojima pridružujemo slučajne procese: $\Phi_k = \Phi(\omega_{k+1}) - \Phi(\omega_k)$:

$$\xi(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} e^{i\omega t}\, d\Phi(\omega) \approx \sum_{k=-n}^{k=n} \Phi_k(\omega_{k+1},\omega_k) e^{i\omega_k t},\ -\infty < t < +\infty$$

Sve što su intervali $\Delta_k = (\omega_k, \omega_{k+1})$, $k = -n,\ldots,-1,0,+1,\ldots+n$ manji, a njihov broj veći aproksimacija slučajnog procesa sa neprekidnim spektrom slučajnim procesom sa diskretnim spektrom je sa manjom greškom. U graničnom slučaju suma prelazi u integral.

2. Tenzor stanja spektralne gustine i vektor spektralne gustine

Pretpostavimo da su nam poznate spektralne gustine stacionarnih slučajnih vibracionih procesa (na primer elongacija oscilatornih pomeranja) u tri ortogonalna pravca kroz referentnu tačku: $S_n(\omega), S_u(\omega), S_v(\omega)$ i uzajamne spektralne gustine $S_{nu}(\omega), S_{nv}(\omega), S_{uv}(\omega)$. Pomoću nabrojanih spetralnih gustina formiramo matricu

$$\boldsymbol{G} = \begin{pmatrix} S_n(\omega) & S_{un}(\omega) & S_{vn}(\omega) \\ S_{nu}(\omega) & S_u(\omega) & S_{vu}(\omega) \\ S_{nv}(\omega) & S_{uv}(\omega) & S_v(\omega) \end{pmatrix}$$

koja predstavlja matricu **G** tenzora stanja spektralne gustine u izabrnaoj tački vibraciono pobuđenog železničkog objekta. Od elemenata odgovarajućih kolona definišemo pomove vektora $\vec{S}^{(A)}_n(\omega)$ spektralne gustine vibracionog polja u nekoj tački A vibraciono pobuđebnog železničkog objekta za određeni pravac oscilacija orijentisan jediničnim vektorom $\vec{n}$:

$$\vec{S}^{(A)}_n(\omega) = \vec{S}^{(A)}_n(\omega), \vec{n})\vec{n} + \vec{D}^{(A)}_n(\omega) =$$

$$= S^{(A)}_n\vec{n} + S^{(A)}_{nu}\vec{u} + S^{(A)}_{uv}\vec{v}$$

Pravac orijentisan vektorom $\vec{n}$ i vektorom spektralne gustine vibraiconog polja u nekoj tački vibraciono pobuđenog železničkog objekta za određeni pravac oscilacija obrazuju ravan koju nazvaćemo devijaciona ravan spektralne gustine vibracionog stanja u referentnoj tački vibraciono pobuđenog železničkog objekta.

3. Tenzor stanja korelacije slučajnih oscilacija i vektor korelacije

Uporedo definišemo matricu **R** tenzora stanja korelacije slučajnog vibracionog stanja pobuđenog železničkog objekta u nekoj njegovoj referentnoj tački u obliku:

$$\boldsymbol{R} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{D}_n & \boldsymbol{K}_{un} & \boldsymbol{K}_{vn} \\ \boldsymbol{K}_{nu} & \boldsymbol{D}_u & \boldsymbol{K}_{vu} \\ \boldsymbol{K}_{nv} & \boldsymbol{K}_{uv} & \boldsymbol{D}_v \end{pmatrix}$$

Od elemenata kolona matrice **R** tenzora kroelacija slučajnog vibracionog stanja definišemo vektor $\vec{\boldsymbol{R}}^{(A)}_n$ korelacija vibracionog stanja u nekoj tački vibraicono pobuđenog železničkog objekta za određeni pravac orijentisan jediničnim vektorom n u obliku:

$$\vec{\boldsymbol{R}}^{(A)}_n = (\vec{\boldsymbol{R}}^{(A)}_n, \vec{n})\vec{n} + \vec{\boldsymbol{D}}^{(A)}_n = D^{(A)}_n\vec{n} + K^{(A)}_{nu}\vec{u} + K^{(A)}_{nv}\vec{v}$$

4. Veze matrica stanja korelacija i gustine slučajnog vibracionog polja

Veze između stanja korelacija i stanja gustine slučajnog vibracionog stanja u nekoj tački pobuđenog železničkog objekta možemo napisati pomoću matrica odgovarajućih tenzora: **R** tenzor korelacija slučajnog vibracionog stanja pobuđenog železničkog objekta u referentnoj tački i **G** tenzora stanja spektralne gustine u izabranoj tački vibraciono pobuđenog železničkog objekta, u sledećem obliku:

$$\boldsymbol{R}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} \boldsymbol{G}(\omega)\, e^{i\omega\tau}\, d\omega$$

5. Veza vektora korelacija i spektralne gustine vibracionog polja u određenoj tački za određeni pravac

Veze između stanja korelacija i stanja gustine slučajnog vibracionog stanja u nekoj tački pobuđenog železničkog objekta za određeni pravac možemo napisati pomoću odgovarajućih vektora korelacija i vektora gustine, u referentnim tačkama za referentne pravce: $\vec{\boldsymbol{R}}^{(A)}_n$korelacija vibracionog stanja u nekoj tački vibraciono pobuđenog železničkog objekta za određeni pravac orijentisan jediničnim vektorom n i $\vec{S}^{(A)}_n(\omega)$spektralne gustine vibracionog polja u nekoj tački A vibraciono pobuđenog želez-

ničkog objekta za određeni pravac oscilacija orijentisan jediničnim vektorom $\vec{n}$, u sledećem obliku,:

$$\vec{R}_n^{(A)}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} \vec{S}_n^{(A)}(\omega)\, e^{i\omega\tau}\, d\omega$$

6. Diskusija

Ovako definisani vektor $\vec{S}_n^{(A)}(\omega)$spektralne gustine vibracionog polja u nekoj tački vibraciono pobuđenog železničkog objekta za određeni pravac oscilacija i vektor $\vec{R}_n^{(A)}$korelacija vibracionog stanja u nekoj tački vibraciono pobuđenog železničkog objekta za određeni pravac dozvoljavaju nam da proširimo analogiju uspostavljenu između modela stanja napona, modela stanja deformacije i modela stanja momenata inercije masa čvrstog tela (vidi ref. /6/) i na model stanja statističkih momenata pobuđenog slučajnog vibracionog polja objekta podvrgnutog vibracionim poremećajima. Ako sada svojstva modela citiranih analogija prevedemo na definisane modele slučajnog vibracionog polja, to možemo govoriti o pojmovima kao što su: invarijante tenzora stanja spektralne gustine slučajnog vibracionog polja, invarijante stanja korelacija slučajnog vibracionog polja, glavne spektralne gustine stanja slučajnih vibracija železničkog objekta, glavni pravci spektralnih gustina stanja slučajnih vibracija, korelacione funkcije vibracionog polja, glavni pravci korelacija stanja slučajnih vibracija, pravci spektralno-gustinske asimetrije, pravci korelacione asimetrije, oktaedarski pravci korelacija, oktaedarski pravci spektralnih gustina stanja slučajnih vibracija železničkih objekata i sistema.

Iz svega rečenog se uočava da saznanja i metode matematičke statistike igraju važnu i dominantnu ulogu u obradi informacija i postavljanju teorije vibracione i vibroudarne pouzdanosti koji su elementi, procesi i tehnologije realizacije procesa planiranja kvaliteta i procesa upravljanja kvalitetom železničkih sistem, a i objekata, od najelementarnijih nivoa do složenih tehnologija i struktura.

Zato treba izvući zaključak da saznanjima i metodama matematičke statistike treba dati ulogu koja joj pripada u planiranju i upravljanju kvalitetom dinamičkih procesa u železničkim sistemima.

Acknowledgement: This reserch was supported by Science Ministery of Serbia, grant number through Faculty of Mechganical Engineering University of Niš. I dedicate this paper to my professor Dr Dipl.Math. Danilo P. RAŠKOVIĆ, who thought me how to wolk the road of sciences, both in peace and war. He showed me that one has to be strong and belong to him self even when there are obstacles on the road. The time always brings a few original peaples - sientists and keeps the real authentic values.)

LITERATURA

1. Vibracii v tehnike, tom 5, "Mašinostroenie" Moskva, 1981.

2. Hedrih (Stevanović), K., On Some interpretations of the rigid bodies kinetic parameters, XVIII th ICTAM HAIFA 1992, Abstracts.International Union of Theoretical and Applied Mechanics.

3. Hedrih (Stevanović), K.: Izabrana poglavlja teorije nelinearnih oscilacija, Niš, 1977.

4. Projekat: Nelinearni deterministički i stohastički procesi u dinamičkim sistemima sa primenama u mašinstvu, 1113, Republički fond za nauku - Srbija, (1990-1994), rukovodilac K.Hedrih, koordinator Mašinski fakultet Niš.

5. Hedrih (Stevanović), K.: Analogy between models of stress state, strain state and state of moment inertia mass of body, Facta Universitatis, Series "Mechanics, Automatic Control and Robotics", Niš, vol.1, N 1, 1991. Referisan od strane I.T.Selezova u Referativnom žurnalu, 16. Mehanika, 16V. Mehanika deformiruemogo tvrodgo tela, Vipusk svodnogo toma, N 3, Moskva 1993.

6. Hedrih (Stevanović), K.: Vektori vezani za polove i pravu i pojmovi vektora sektorskih momenata...., Apstrakt, Sažeci, PRIM 94, Primenjena analiza, IX SEMINAR PRIMENJENE MATEMATIKE, Budva 1984, Univerzitet u Novom Sadu, str. 50

7. Hedrih (Stevanović), K.: On same interpretations of the rigid bodies kinetic parameters, Raport, Institute of Matematics, 1991, Beograd,.

8. Hedrih (Stevanović), K.: Same vectorial interpretations of the kinetic parameters of solid material lines, ZAMM. Angew.Math. Mech. 73(1993) 4-5, T153-T156.

9. Hedrih (Stevanović), K.: Interpretation of the motion of a heavy body around a stationary axis and dynamic (cinetic) pressures on bearings by means of the mass moment vector for the pole and the axis, Theoretical and Applied Mechanics, Belgrade, N20, 1994. Rad po pozivu Jugoslovenskog društva za mehaniku za jubilarni broj časopisa povodom 20 godina publikovanja časopisa i uređivanja, posvećen uredniku prof. dr V.Vujičiću.

10. Hedrih (Stevanović), K., Praščević, M.: Oscilatorni fenomeni u radu hidroagregata, Zbornik radova Fakulteta zaštite na radu, X naučni skup Čovek i radna sredina, Preventivni inženjering i informacione tehnologije, 1994.

11. Hedrih (Stevanović), K., (1995): New Interpretation of the Rigid Bodies Kinetic Parameters, Abstracts of 2-nd International Symposium of) Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv, State University "Lvivska Politechnika", Ukainian engineerr's Socciety in Lviv and Ukainian engineerr's Socciety of America, INC. pp. 51

12. Hedrih (Stevanović), K., (1995): Vibraciona i vibroudarna pouzdanost inženjerskih sistema i elemenata, pregledno predavanje po pozivu, Seminar : "Statističke metode u upravljanju totalnim kvalitetom", Zbornik predavanja, MIN institut i Filozofski fakultet, Niš, 1995, str.

13. Hedrih (Stevanović), K.: (1995), On new interpretations of the rigid bodies kinetic parameters and on rotation of a heavy body around a stationary axis in the field njith turbulent damping and dynamic presures on bearings, Abstracts, Conference on differential geometry and Applications, August 28- September 1, 1995, Masaryk University, Brno, pp. 16-17..

14. Rozanov, Ju. A.,(1971): Slučaynie procesi, Nauka, Moskva, 1971.

Analiza tehničkog sistema železnice – železničkih vozila

R. BOGDANOVIĆ, MF Niš

Uvod

Opšta definicija za mašinske sisteme glasi: skup elemenata i relacija izmedju njih i njihovih karakteristika pogodnih za obavljanje korisnog rada –ine sistem.

Iz oblasti tehnike pogodan primer za kinetički sistem je železnica, i to železnička kompozicija, sastavljena od lokomotive i kola (vagona), koja se kreće po šinama; pokretana električnom energijom iz kontaktnog voda ili motorima sa tečnim gorivom - dizel -motori i upravljana niza signalnih i staničnih postrojenja.

U novije vreme elektronika pruža, preko slogova sastavnih elemenata za tranzistorsko upravljanje, izvanredne primere upravljanja različitim sistemima. Dosledna primena sistema sastavnih elemenata je moguća, korišćenjem elektronskih uredjaja i kompjutera, i sa visokim stepenom sastavnih elemenata i visokim stepenom raščlanjivanja; razvija se sistem proizvoda iz sastavnih elemenata.

Mehanički sistem čini mnoštvo materijalnih tačaka (elemenata) u kojem kretanje svakog elementa zavisi od položaja i kretanja ostalih. Pokretanje materijalnih tačaka - skupova

$M_i \in E_{3N}$

mase m_i (1,2.3....N) ograničavaju veze, koje se obično pišu relacijama:

$fg\ (x,y_1,z_1...x_n,y_n,z_n,x,y_1,z_1...x_n,y_n,z_n,t) > 0$

Ovde je (g=1,2,... K) a K broj veza i N broj materijalnih tačaka.

Ako veze zavise samo od položaja tačaka i vremena, one su holonomne (geometrijski konačne) i predstavljaju se izrazom:

$fv\ (X_{ijk},\ X_{Nijk},\ t) > 0$

Tehnički sistem železnice

Železnica, u tehničkom smislu, predstavlja sistem čiji su elementi vozila, pruga, električni napojni vod, pružna i stanična postrojenja (peroni), signalno-sigurnosna oprema i dr. Železnica je proizvod ljudskog rada, koja treba da obavlja samostalno funkciju potrebnu čoveku kao tehnički sistem. Da bi sistem obavljao svoju funkciju, svi elementi sistema moraju biti na istom tehničko-tehnološkom nivou. Kao takav može da ispunjava sledeća svojstva:

– radni učinak sistema preko ostvarenog rada;

– stepen iskorišćenja izražen preko izvršenog rada u jedinici vremena;

– dozvoljeno dinamičko ponašanje (brzina, ubrzanje, vibracije, buka, dinamičke sile, komfor...);

– ograničeni troškovi održavanja - potrebna sredstva za održavanje;

– pouzdanost sistema izražena brojem mogućh otkaza - vremena trajanja;

– ekološka čistoća -mogućnost zagađivanja čovekove okoline;

– estetski izgled.

Sva svojstva sistema treba usaglašavati, jer imaju i suprotne znake. Proces usaglašavanja zavisi od postojećih proizvodnih, ekonomskih, troškovnih i drugih karakteristika koje treba graduirati prema prioritetu. Za usaglašavanje prioriteta treba znati da železnički sistem treba da obavi funkciju prevoza u:

– gradskom,

– prigradskom,

– medjugradskom,

– regionalnom (međunarodnom) saobraćaju

Podrazumeva se da je regionalni železnički saobraćaj uključen u sistem EU, odnosno, evropski sistem železnica definisan standradom UIC.

Potrebni elementi za donošenje odluke o proizvodnji (nabavci) delova železničkog sistema su sledeći:

- društvene potrebe i period korišćenja,
- obim potreba u zemlji i inostranstvu,
- informacije o svojstvima sopstvenog sistema i svojih proizvoda,
- saznanje o svojstvima sličnih ili istih sistema u zemlji ili van nje,
- poznavanje patenata iz odgovarajućih oblasti,
- saznanje iz literature i naučnih istraživanja o potrebama u procesu primene sistema,
- informacije o potrebnim materijalima za proizvodnju i udeo u troškovima proizvodnje i nabavke,
- proizvodne mogućnosti u sopstvenim jedinicama,
- obim novih potrebnih proizvodnih voznih sredstava i
- druga saznanja od značaja za proizvodnju, kupovinu i prodaju železničkih tehničkih sistema.

Analiza stanja železničkog tehničkog sistema

Na Jugoslovenskim železnicama tehnički sistem nije usaglašen; nisu svi elementi sistema na istom tehničko-tehnološkom nivou. Navešćemo samo nekoliko elemenata sistema: vozila, pruga, napojni vod i pružna postrojenja (peroni) koji su karakteristični za analizu stanja u celini.

Sadašnje stanje pokazuje da ne postoji osnovna podela vrste - sistema železničkog saobraćaja. Osnovna podela, koja bi bila i tehničko-funkcionalna, je unutrašnji saobraćaj i regionalni.

Unutrašnji: - gradski
- prigradski,
- međugradski.

Regionalni: - regionalni (u našem slučaju međunarodni) saobraćaj.

Svaka od ovih vrsta saobraćaja (vozova), bio on teretni ili putnički, čini za sebe tehničko-tehnološki sistem. Posebnost svakog sistema karakterišu osnovni sastavni elementi: vozila, pruga, električni napojni vod i pružna postrojenja. Veliki nesklad vlada u sistemu železničkog saobraćaja. Ako uzmemo brzinu vozila u putničkom saobraćaju kao veličinu za uporedjenje vrste saobraćaja, dobijamo da je stanje pruga po kvalitetu i tehničkim karakteristikama za brzine do 100 km/h. Karakteristična veličina koja odredjuje brzinu vozila na odredjenoj pruzi su krivine kojih ima na svim kategorijama pruga; radijus krivine koji iznosi i R, < 300 m. Drugi bitan element je visina perona! Za gradski, prigradski i međugradski (unutrašnji železnički saobraćaj) bitno je da pruga u stanicama bude opremljena peronima iste visine kao visina poda vozila, ili obrnuto[1]. Sve pruge su u odredjenom vremenu građene po međunarodnim standardima, ali nisu inovirane, tako da su danas u zaostatku u proseku od 30 godina od medjunarodnih koje su se brzo razvijale i modernizovale.

Izbor vučnih vozila – lokomotiva za određen kvalitet pruga i određenu namenu nije racionalno biran iako su u zemljama (firmama) od kojih su nabavljane imali odgovarajuće mašine. Primera ima za lokomotive koje tehnički i tehnološki apsolutno ne odgovaraju našem železničkom saobraćaju[2].

Osnovne tehničke karakteristike vučnih vozila za unutrašnji saobraćaj treba da su po osobinama saglasne drugim elementima tehničko-železničkog sistema. Ovde možemo spomenuti tehničke karakteristike, koje čine osnovu: snaga, osovinski pritisak, dužina, brzina i da su saglasne nameni i sistemu.

Sadašnji vozni park lokomotiva je vrlo uskog sastava i ne pokriva sve potrebe i kao takav narušava homogenost sistema. Vozni park sačinjavaju uglavnom serije sledećih karakteristika: 442 (4400 KW, V=120 km/h); 461 (5100 KW, V=120 km/h); 661 (1450 KW, V=120 km/h; osovinski pritisak 20t/o odnosno 19 t/o).

Tipičan primer koji remeti sistem su izbor i korišćenje putničkih kola. Kazali smo da je jedino tehnički, ekonomski i tehnološki opravdano da se potpuno definišu svi elementi tehničko-železničkog sistema, tako da imaju isti nivo kvaliteta i složenosti. U praksi imamo kola, građena po standardima UIC, odnosno po svim tehničkim karakteristikama, i opremu (kočnice, elektrooprema, komfor, brzina i dr.) i za brzine do 160 km/h, koja odgovaraju za međunarodni saobraćaj, a saobraćaju po svim kategorijama pruga, pa i u gradskom i prigradskom saobraćaju.[3] Ova kola su na najvišem tehnološkom nivou kvaliteta kao elementa sistema i kao takva bitno remete sistem, jer pruga, stanična pružna postrojenja, vučna vozila i električna postrojenja su na nižem tehnološkom nivou, odnosno kako smo objasnili preko moguće brzine koja je objektivno manja od 100 km/h jer su ostali sistemi na nižem tehnološkom nivou.

Navedeni primeri su iz oblasti putničkog saobraćaja. Za teretni železnički saobraćaj važe isti principi sistema koji treba da ima elemente istog tehnološkog nivoa - isti nivo kvaliteta. I u ovom sistemu za kola važe kriterijumi međunarodnih propisa RIV, a pruge i ostalo, na unutrašnjim prugama, su na nižem tehnološkom nivou.

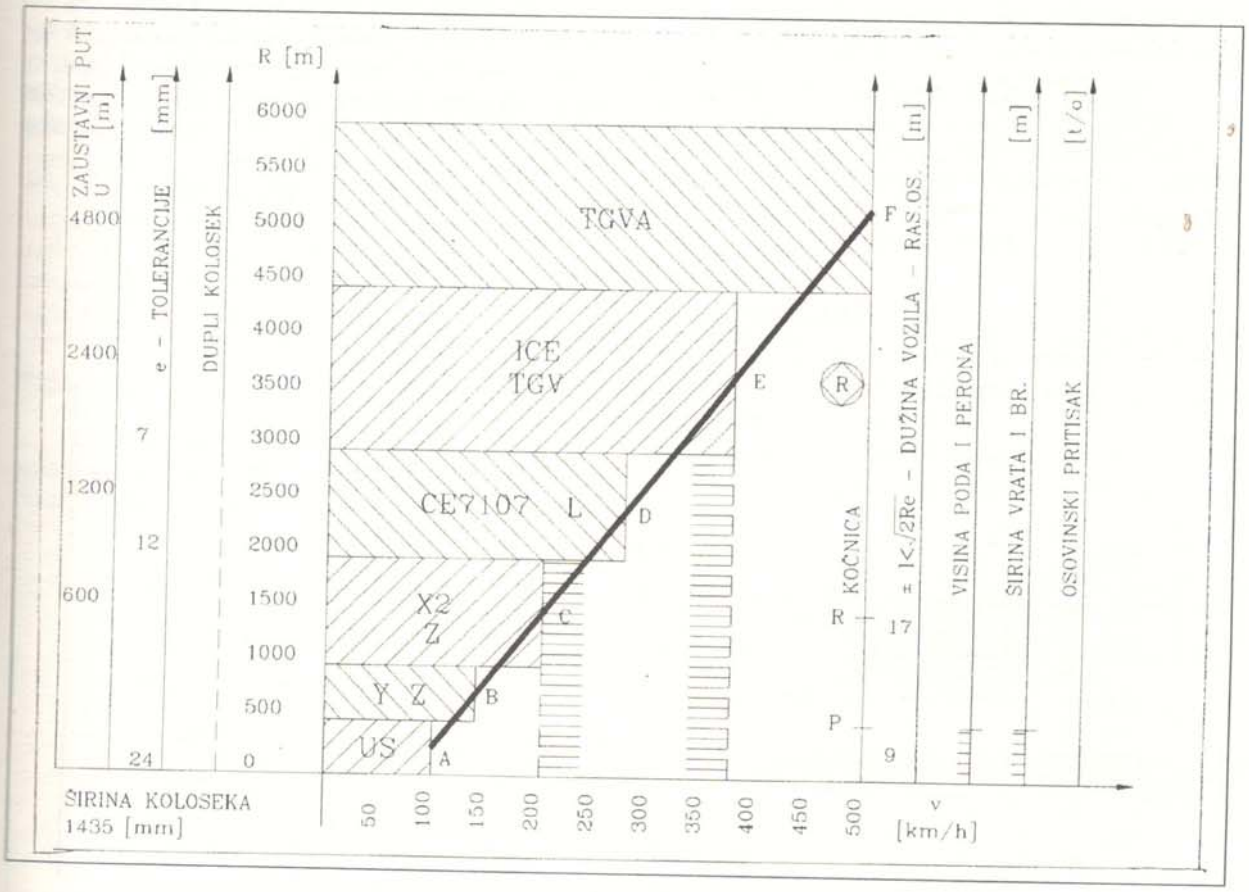
---

1) Ovaj uslov nije postavljen ni u vrlo obimnim istraživanjima "Razvoj domaćeg vozila za građanski-prigradski putnički saobraćaj..." ISF, 1995. god., Beograd

2) Primer su lokomotive serije 665 iz Kanade koje zbog neodgovarajućeg tehničko-tehnološkog izbora na sistemu nisu u saobraćaju.
Lokomotive serije 741 nisu bile u saobraćaju zbog neodgovarajućeg izbora pogonskih uređaja
Lokomotive serije 461 zbog neodgovarajućih karakteristika ne mogu da saobraćaju na ovakvim prugama na JŽ.
EMV serija 412/416 ne odgovara sistemu za gradski i prigradski saobraćaj.

3) Kola tipa X, Y, Z proizvedena 1958, 1962. i 1980. godine saobraćaju u unutrašnjem železničkom saobraćaju (90%), a nisu vozila većim brzinama od 100 km/h.

ŽELEZNIČKI TEHNIČKI SISTEM
VEZA ELEMENATA



Grafikon 1

Efikasnost sistema

Mera zadovoljenja postavljenih zadataka sistema daje efikasnost (E). Definiše se kao funkcija ukupnog vremena rada, pouzdanosti sistema u vremenu rada i podobnosti sistema, odnosno:

$E(T,t) = A(T)\,R(t)\,Fp,$

ovde su $A(T)$ - raspoloživost sistema u ukupnom vremenu; (T) - kalendarsko vreme; $R(t)$ - pouzdanost sistema u vremenu rada (t) i Fp - funkcionalna podobnost.

Dovođenjem elemenata sistema i sistema u celini na kvalitetan tehnološki nivo, dobija se maksimalna efikasnost i tehno-ekonomičnost.

U neusklađenom sistemu, kakav smo opisali, kao primer uzmimo trošenje venaca točkova i šina. Nema sistematski vođenih podataka ovih kvarova. Ono što ima pokazuje da su trošenja venaca točkova i šina za preko tri puta veći od npr. trošenja ovih elemenata kod Nemačkih železnica (DB)[4]. Na nekim našim prugama sa kolima RIC trošenje ovih delova sistema je preko pet puta brže od trošenja kod stranih železnica (DB). Navodimo ovu železničku upravu zbog toga što ima sisteme unutrašnjeg i druge vrste saobraćaja sa uskladjenim elementima sistema.

Neusklađen železnički tehnički sistem ugrožava bezbednost saobraćaja, što je važnije od tehno-ekonomskih uslova i mora imati prioritet u rešavanju železničkog saobraćaja.

Razvoj (uređivanje) železničko-tehničkog sistema

Neuređen sistem u radu je neefikasan, tehnički i ekonomski neopravdan i kao takav ne može da bude rentabilan i konkurentan drugim vrstama saobraćaja. Poznato je da su investicije u železnicu velike, a isplativost vezana za duži period. Po sadašnjim kriterijumima trajnost pruga, do prve rekonstrukcije, traje preko 30 godina; otpis vučnih vozila 25 godina; otpis lokomotiva preko 35 godina. Ovo podrazumeva redovno održavanje u projektovanom

4 "Železnice", br. 7–8/1994, str. 420

kvalitetu. Kada se ovo ima u vidu, svaka investicija mora biti utrošena na osnovama detaljnih projekata - standarda elemenata i sistema u celini. Sistem je nužno izraditi u celini kako bi davao racionalne rezultate.

U evropskom železničkom sistemu Jugoslovenske železnice imaju direktnu vezu i značajan tranzit zbog povoljnog geografskog položaja. Zato pravac Beograd-Niš-Dimitrovgrad (Preševo) i Beograd-Subotica-Šid treba održavati na evropskom tehničkom nivou, što znači da se dovede na nivou za brzine do 160 km/h; dovrši dupli kolosek od Djunisa do Ćićevca 26 km i reši usko grlo kod Ćuprije izgradnjom mosta za drugi kolosek. Ovim bi se znatno povećala propusna moć na ovoj deonici od 271 km, koja je najopterećenija na JŽ. Ukupna deonica pruge kroz našu zemlju kao tranzitne, obnoviti i dograditi dupli kolosek za 160 km/h. Za veće brzine od ovih planirati i graditi sa susednim železničkim upravama, a za brzine veće od 300 km/h vozila i sve ostalo pripada visokim tehnologijama i mora se graditi novo.

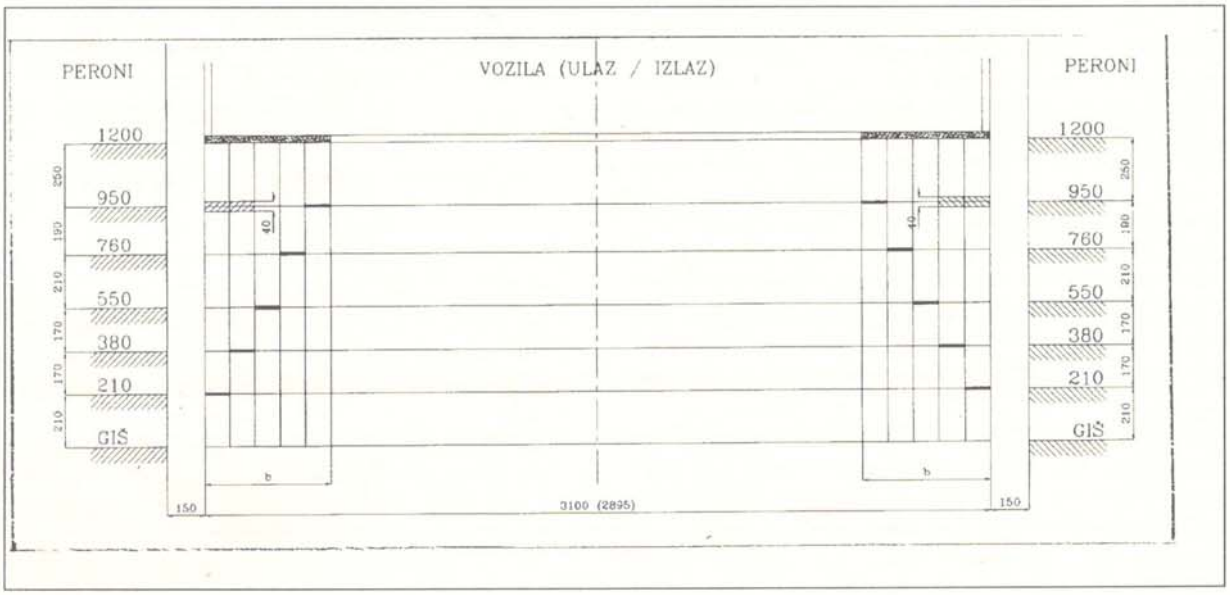
U sistemu efikasnosti železnice su i železničke stanice; bazni elementi peroni (koloseci) koji moraju biti usvojeni - propisani u skladu sa visinom hoda kod vozila. Stanice su upravljački i organizacioni centri sistema. Na JŽ su to: Beograd, Niš, Novi Sad, Podgorica... koji moraju biti efikasni i sistemski uređeni.

Sistem za unutrašnji železnički saobraćaj obnoviti i graditi namenski. Ovo znači da se poštuju funkcionalni sistemi, gradska, prigradska i međugradska železnica. Podrazumeva se u svakom od ovih sistema upotreba savremene tehnike i tehnologije.

Ako znamo da sistem racionalno funkcioniše kada su svi elementi na istom tehnološkom i funkcionalnom nivou, pokažimo vrednosna ulaganja u elemente sistema koji su osnov za njegov rad. Analizirajmo vrednost gradnje nove pruge, kola za unutrašnji i medjunarodni (regionalni) saobraćaj, lokomotive i motorna vozila.

Na grafikonu 1. predstavljen je železnički tehnički sistem, odnosno veze elemenata sistema.

KOMUNIKACIJA PUTNIKA PERON – VOZILO



Grafikon 2

Tabela uporednih vrednosti železničkog sistema svedenih na uporednu vrednost A - cena izgradnje 1 km pruge (2,5 10)

Red. br.	Elementi sistema (vozila i sredstva)	Vrednost
1.	1 km pruge	1.A
2.	Kola za unutrašwi saobraćaj	0,7 A
3.	Putnička regionalna kola Z, UIC	30. A
4.	Motorni voz	2,1 A
5.	Lokomotiva 600 KW	3 A
6.	Lokomotiva 1100 KW	7 A
7.	Lokomotiva 2000 KW	14 A
8.	Lokomotiva 5000 KW	30 A

Očigledno je da za jedna kola UIC tip "Z" mogu da se obezbede troja kola za ununutrašnji soabraćaj; za jednu lokomotivu 5000 KW snage dobija 10 od 600 KW. U našim uslovima potrebne su lokomotive snage od 200 KW do 2000 KW. Za teže vozove, savremenim elektronskim upravljanjem mogu se spregnuti i 4 lokomotive u jednoj kompoziciji za vuču teških vozova. Ovakav sistem vučnih vozila za naše uslove je najracionalnije rešenje.

Kompleksan razvoj tehničko-železničkog sistema je moguć ako se svaka vrsta saobraćaja standardizuje i po delovima i odredjenim deonicama gradi i potpuno završava. Samo tako železnički saobraćaj može da bude racionalan.

Zaključak

Železnički tehnički sistem može racionalno da funkcioniše ako su svi njegovi elementi na istom tehničkom nivou. Sastavni elementi su pruga, vozila, kontaktni vod, pružna postrojenja i sistemi upravljanja. Visok tehnološki nivo saobraćaja se može postići ako usvojimo sisteme vozova: gradski, prigradski, medjugradski i regionalni (medjunarodni) vozovi. Usvojeni sistemi moraju biti sankcionisani standardima JŽ isto kao što su standardizovani sistemi vozova UIC. Nabavke, obnove i gradnja pruga mora biti prema usvojenim standradima i kompletna na odredjenim deonicama. Takav realizovan sistem daje pozitivne i racionalne rezultate rada.

LITERATURA

1. Borovski K.H.: Sistemi sastavnih elemenata u tehnici, Organomatik 1965, Beograd

2. Bogdanović R.: Analiza kinetike železničkih vozila, Železnice, br. 7,8/1994, Beograd

3. Grupa autora: IMP, 1.2. 3. deo, Beograd ,1987.

4. Durković D, Čupković L.: Vozila JŽ, stanje, potrebe i razvoj, Železnice, br. 7,8/1994, Beograd

Prenosnici snage na dizel-električnim lokomotivama

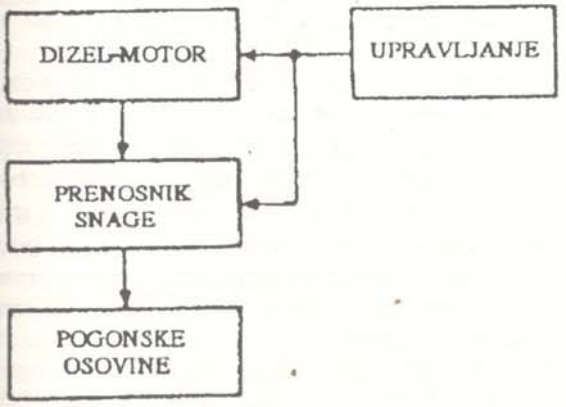
Dr Aleksandar VULIĆ, red. prof.,
Jelena STEFANOVIĆ, asistent-pripravnik
Mašinski fakultet Niš,

1. Uvod

Dizel-električni pogon sadrži dvostruko pretvaranje energije. Mehanički rad dizel-motora se u generatoru pretvara u +električnu energiju; zatim se u vučnim motorima električna energija pretvara u mehanički rad, a on se prenosi na pogonske osovine i pogonske točkove lokomotive. Vučni motori su kruto ili elastično vezani sa pogonskim točkovima i njihov rad zavisi od brzine lokomotive.

Krutu vezu čini zupčasti prenosnik. Obično se izvodi kao jednostepeni reduktor. U tom slučaju je pogonski zupčanik na izlaznoj osovini vučnog motora, a gonjeni zupčanik je učvršćen na kolnom slogu. Prenosni odnos pri tome zavisi od najveće dopuštene brzine obrtanja vučnog motora i prostora za ugradnju.

2. Zadaci i uloga prenosnika



Sl. 1. Blok-šema prenosa snage na osovine pogonskog vozila

Prenosnik snage treba da omogući:

– postizanje željenih brzina vožnje uz približno konstantnu brzinu obrtanja pogonskog dizel-motora;

– odvajanje dizel-motora od pogonskih točkova radi pokretanja dizel-motora bez opterećenja ili omogućavanja kretanja voza po inerciji na padu ili pre zaustavljanja;

– mogućnost spajanja dizel-motora s nepokretnim točkovima bez udara u momentu pokretanja voza ili kod proizvoljne brzine;

– u prenosniku mora da postoji element koji omogućava promenu smera obrtanja pogonskih točkova bez promene smera obrtanja radilice dizel-motora dok vozilo stoji, a eventualno i za vreme kretanja;

– prenosnik treba da omogući iskorišćenje nominalne snage dizel-motora u različitim uslovima vuče, naročito prilikom kretanja na usponima kada dolazi do naglog smanjenja brzine zbog ograničene snage dizel-motora;

– prenosnik treba da bude proračunat za rad u režimu promenljive snage dizel-motora; u režimu redukovane snage dizel-motor treba da radi s ekonomičnošću koja je bliska maksimalnoj /4/.

Pri projektovanju prenosnika treba razmotriti i neke dodatne zahteve koji ne moraju uvek da se ostvare, ali imaju važnu ulogu u povećanju efektivnosti lokomotive u eksploataciji i uslove koji se odnose na sam prenosnik.

Pri izboru i razradi konstrukcije prenosnika različitih dizel-lokomotiva neophodno je razmotriti različite varijante prenosnika i ustanoviti koja je optimalna u odnosu na kompleks pokazatelja efektivnosti lokomotive.

Pogon osovina lokomotive može biti pojedinačan i grupni. Kod pojedinačnog svaku osovinu pokreće posebni vučni motor, a kod grupnog jedan motor pokreće više osovina preko poluga, sistema zupčanika ili lanca. Za dizel-električne lokomotive najčešći je pojedinačni pogon,

kod koga se motor u principu ugrađuje paralelno pogonskoj osovoni i pri tome je ogibljen.

Snaga lokomotive je definisana proizvodom vučne sile na obodu točka i brzine lokomotive.

Vučna sila se može odrediti iz uslova da je rad vučne sile za jedan obrt pogonskog točka jednak radu goriva u cilindrima dizel-motora za isto vreme, odnosno za isti pređeni put, uzevši u obzir gubitke koji se javljaju prilikom transformacije energije dizel-motora na obod pogonskih točkova (izraz (1))/2/.

$$F_{VL}\,[N] = 10^{-3}\frac{2V_c\,z p_e}{\pi D_T\,\tau}\,i_p\,\eta_{pu}\,\eta_p \qquad (1)$$

$F_{VL}[N]$ - vučna sila na obodu točka

$D_T\,[m]$ - prečnik pogonskog točka

$V_c\,[dm^3]$ - radna zapremina cilindra

z - broj cilindara dizel-motora

τ - broj taktova dizel-motora

η_{pu} - koeficijent koji uzima u obzir gubitak snage na pomoćne uređaje

η_p - ukupan stepen iskorišćenja prenosnika

$p_e\,[Pa]$ -srednji efektivni pritisak

$$p_e = p_i\eta_{Dm} \qquad (2)$$

p_i - srednji indikatorski pritisak

η_{Dm} - mehanički stepen iskorišćenja

i_p -prenosni odnos

$$i_p = \frac{D}{T} \qquad (3)$$

$D\,[o/min]$ - broj obrtaja dizel-motora

$T[o/min]$ - broj obrtaja pogonskog točka

Srednji indikatorski pritisak, p_i zavisi od mnogih faktora, od kojih su značajniji: kaloričnо stanje goriva i njegov hemijski sastav, punjenje cilindara motora vazduhom, punjenje cilindara gorivom, mehanički koeficijent korisnog dejstva motora itd.

Iz izraza (1) zaključuje se da je za određenu brzinu lokomotive vučna sila ograničena parametrima dizel-motora: dimenzijama (V_C, z), brojem taktova (τ), brojem obrtaja (N_D) i srednjim indikatorskim (p_i), odnosno efektivnim (p_e) pritiskom.

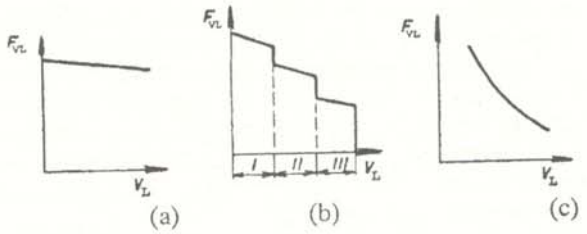
Za određeni dizel-motor V_C, z, t i n_D su konstante, a parametar p_i se menja zavisno od količine goriva. Maksimalna količina goriva koja može da sagori u cilindru za jedan takt zavisi od količine usisanog vazduha; najbolje sagorevanje se postiže pri koeficijentu viška vazduha α_V=1.5-2.0. Znači da za zadatu zapreminu cilindra i odgovarajuću količinu vazduha dalje povećanje goriva dovodi do nepotpunog sagorevanja, a p_i se ne povećava, što ukazuje da je ograničenje vučne sile lokomotive na osnovu karakteristika dizel-lokomotive, za određenu brzinu, uslovljeno ograničenjem parametra p_i.

Sa promenom brzine kretanja dizel-lokomotive (V_L), veličina vučne sile se menja. Elementi p_e i η_{Dm} (izrazi (2) i (1)) malo zavise od brzine. Najznačajnije promene nastaju od i_p i η_p.Karakteristike promene i_p i η_p zavise od tipa prenosnog mehanizma. Na osnovu toga izgled vučne karakteristike $F_{VL} = (V_L)$ zavisi od tipa prenosnika.

Kod dizel-lokomotiva sa neposrednim prenosom prenosni odnos ostaje nepromenjen pri svim brzinama kretanja, a stepen iskorišćenja se malo menja pri promeni brzine, zbog čega vučna sila ostaje gotovo konstantna pri svim brzinama kretanja dizel-lokomotiva i dijagram $F_{VL} = (V_L)$ ima izgled šematski prikazan na sl. 2a.

Neznatno smanjenje vučne sile pri povećanju brzine rezultat je promene η_p. Takav način promene $F_{VL} = (V_L)$ je neracionalan. Kod dizel-lokomotiva sa mehaničkim prenosom između radilice motora i točkova u obrtnom postolju obično je ubačen prenosnik (menjač) sa nekoliko stupnjeva (3-4). Svaki stepen odgovarajućeg određenog prenosnog odnosa *i* ostaće neizmenjen u intervalu datog stepena i naglo će se promeniti pri prelazu u sledeći stepen. Dijagram $F_{VL} = (V_L)$ za mehanički prenosnik snage ima stepenasti izgled, sl. 2b. Mehanički prenosnik u poređenju sa neposrednim prenosom obezbeđuje bolju vučnu silu pri malim brzinama kretanja i, zato, lakše prilagođavanje prema potrebnoj vuči voza. Na osnovu toga, a i s obzirom na relativno veliki koeficijent korisnog dejstva, mehanički prenosnici u velikoj meri se primenjuju, posebno na dizel-lokomotivama manjih snaga.

Još bolju elastičnost i neprekidnu vučnu karakteristiku ima dizel-lokomotiva sa električnim prenosom. Kod električnog prenosnika promena vučne sile određena je promenljivim veličinama jačine struje i njenog napona; promenom ovih veličina kod savremenih električnih prenosa moguće je proizvoditi ravnomernu i neprekidnu karakteristiku $F_{VL} = (V_L)$, sl. 2c.



Sl. 2

Kada bi veza između dizel-motora i pogonskih točkova bila ostvarena prenosnikom s kontinualnom promenom prenosnog odnosa, tada bi vučna sila, ograničena snagom dizel-motora, bila bliska idealnoj hiperboli.

Međutim, dizel-motor sa svojom karakteristikom obrtnog momenta koji je približno konstantan ne odgovara zahtevima vuče. Zbog toga je neophodna transformacija tog obrtnog momenta putem prenosnika da bi se na obodu točka dobila željena vrednost vučne sile. Prenosnik može da prenosi snagu od pogonskog motora na pogonske točkove sa konstantnim i promenljivim prenosnim odnosom između broja obrtaja vratila pogonskog motora i osovinskog sloga.

Brzina kretanja lokomotive i vučna sila na obodu pogonskih točkova vezane su sledećom relacijom:

$$F_{VL}\,[N] = 10^3\frac{P_{Dnom}}{V_L}\,\eta_p \qquad (4)$$

gde je:

P_{Dnom} [kW] - snaga dizel-motora na ulaznom vratilu prenosnika, a brzina lokomotive se određuje preko prenosnog odnosa:

$$V_L\,[m/s] = \frac{\pi D_T\, n_D}{60 i_p} \qquad (5)$$

Vučna sila i obrtni moment su povezani relacijom

$$F_{VL}\,[N] = \frac{2\,M_{Dnom}}{D_T}\, i_p \eta_p \qquad (6)$$

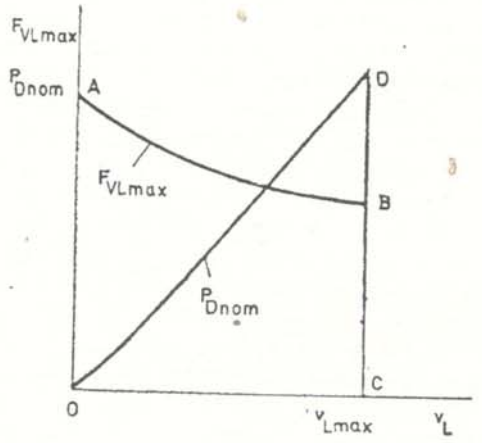
M_{Dnom} [Nm] - nominalni obrtni moment dizel-motora na ulaznom vratilu prenosnika.

Za konstantan prenosni odnos vučna sila lokomotive i brzina kretanja su srazmerne obrtnom momentu i broju obrtaja dizel-motora (izrazi (5) i (6)). Prema tome, vučna karakteristika lokomotive predstavlja u nekoj srazmeri zavisnost obrtnog momenta dizel-motora od broja obrtaja njegovog vratila. Uslovi rada lokomotive zahtevaju razvijanje maksimalne vučne sile prilikom pokretanja voza, kao i u periodu ubrzanja. Vučna sila je ograničena uslovima adhezije. Za vreme vožnje otpori kretanja se menjaju u širokim granicama, zavisno od promene profila trase, brzine kretanja, jačine i smera vetra itd. Na isti način se mora menjati i vučna sila lokomotive.

Radi postizanja maksimalno moguće brzine lokomotive na merodavnom usponu za određenu vučnu silu, potrebno je da dizel-motor razvije maksimalnu snagu. Prilikom kretanja voza maksimalnom konstrukcionom brzinom sile otpora imaju maksimalnu vrednost. Da bi se ova brzina ostvarila na horizontali, kao i na padovima malog nagiba, potrebna je znatna vučna sila. Povećanje vučne sile pri velikim brzinama proširuje mogućnost ostvarenja iste brzine i na deonicama različitih profila i samim tim omogućava povećanje srednje tehničke brzine voza.

Na sl. 3 /1/ linija AB predstavlja ograničenje po osnovi konstrukcione brzine lokomotive, OD snagu dizel-motora koja odgovara graničnoj vučnoj karakteristici, a tačka B karakteriše realizaciju oba granična parametra lokomotive: maksimalne brzine i najveće moguće vučne sile po adheziji. Površina ograničena linijama AB-BC i koordinatnim osama sadrži sve režime kretanja koji se dozvoljavaju za zadatu adhezionu masu i brzinu lokomotive. Da bi se postiglo dobro iskorišćenje vučnih osobina lokomotive, treba težiti da dizel-motor i prenosnik obezbede mogućnost rada u bilo kom režimu kretanja u granicama definisanim površinom OABC.

Vučni motori jednosmerne struje potpuno zadovoljavaju uslove vuče vozova. Oni razvijaju maksimalnu vučnu silu pri pokretanju voza, a na teškim usponima snagu koja je bliska maksimalnoj. Jedna od važnih osobina vučnih motora jednosmerne struje jeste velika sposobnost preopterećenja. Na račun te osobine mogu se kratkovremeno povećati vučna sila i snaga u odnosu na maksimalne vrednosti za određenu temperaturu pregrevanja, što omogućava razvijanje granične vučne sile po adheziji prilikom pokretanja voza kao i na kratkim, ali velikim usponima. Iz tih razloga se prenos snage od vučnog motora na pogonske točkove izvodi sa konstantnim prenosnim odnosom mehaničkog reduktora.



Sl. 3.

Primena prenosnika sa promenljivim prenosnim odnosom omogućava rešenje osnovnih problema koji proističu iz karakteristika dizel-motora. Na osnovu izraza (4) i (5) može se zaključiti da se brzina i vučna sila mogu menjati u širokim granicama za konstantan broj obrtaja i obrtni moment dizel-motora, ako se pri tome menja prenosni odnos i_P, tj. povećanjem prenosnog odnosa povećava se vučna sila, a smanjuje brzina u uslovima konstantne snage dizel-motora.

Osnovna karakteristika prenosnika sa promenljivim prenosnim odnosom ogleda se u činjenici da je u principu moguće za proizvoljnu zadatu snagu dizel-motora ostvariti proizvoljnu vučnu silu do granične po uslovima adhezije, kao i proizvoljnu brzinu do maksimalne konstrukcione. Osim toga, ako se prenosni odnos menja kontinualno, moguće je pri proizvoljnoj brzini kretanja iskoristiti nominalnu snagu dizel-motora. Interval promene prenosnog odnosa određen je intervalom promene vučne sile i brzine lokomotive koji je određen tehničko-ekonomskim ispitivanjima i namenom same lokomotive.

$$K_{ip} = \frac{i_{p\,max}}{i_{p\,min}} \qquad (7)$$

$$i_{p\,max} = \frac{F_{VL\,max} D_T}{2\,M_{Dnom}\,\eta_p} \qquad (8)$$

$$i_{p\,min} = \frac{\pi D_T\, n_{Dnom}}{60 V_{L\,max}} \qquad (9)$$

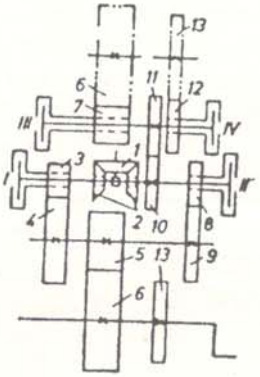
F_{VL} [N] , D_T [m] , M_{Dnom} [Nm] , V_L [m/s]

Bolje prilagođavanje uslovima vuče i bolje iskorišćavanje snage dizel-motora u zadatom režimu postiže se ravnomernijom promenom prenosnog odnosa u intervalu i_{pmin} do i_{pmax}. Promena prenosnog odnosa izvodi se uključenjem različitih kombinacija zupčastih parova.

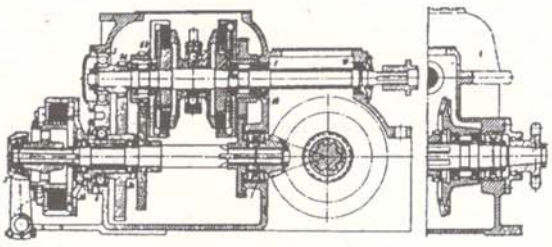
Promena smera kretanja lokomotive izvodi se na dizel lokomotivama sa mehaničkim ili hidrauličnim preno-

snikom obično pomoću koničnih zupčanika ili zupčastih spojki (sl.4 i sl.5)/3/.

U mehaničkim prenosnicima za male snage menjači su izvedeni slično onima koji se ugrađuju u automobile. Za lokomotive većih snaga primenjuju se redovno menjači sa spojkama. U tim menjačima svi su zupčanici neprestano u zahvatu, a za svaki stepen brzine postoji posebna spojka. Kod menjača javlja se prekid delovanja vučne sile pri promeni stepena brzine. Međutim, ispitivanjima na horizontalnim prugama i prugama velikih uspona pokazalo se da taj nedostatak nema veliko značenje. Mnogo veći značaj ima nedostatak uslovljen ograničenim brojem stepena, pa se događa da lokomotiva pod teškim teretom mora da radi s nižim stepenom brzine jer se viši stepen ne da ubaciti. Posledica toga je gubitak u vremenu zbog smanjenja brzine vožnje. Ovaj nedostatak dolazi do izražaja kod svih mehaničkih menjača, pa i onih s automatskim menjanjem brzina. Uticaj ovog nedostatka se smanjuje povećanjem broja stepeni menjača. Broj stepeni mehaničkih menjača je 3-8.



Sl. 4. Mehanički menjač sa 4 stepena brzine



Sl. 5. Mehanički menjač sa spojkama

3. Zavisnost parametara prenosnika od parametara dizel-motora i lokomotive

Na lokomotivama se primenjuju različiti prenosnici: mehanički, hidraulični, električni.

Zupčasti prenosnik na pogonskim osovinama je obavezan element svakog prenosnog sistema na lokomotivi. Pošto je prenosnik vezni element između pogonskog motora i pogonskih točkova, režim njegovog rada zavisi i od režima kretanja voza i od režima rada dizel-motora.

Obrtni moment, broj obrtaja i snaga na ulaznom vratilu prenosnika određuju se na osnovu režima rada dizel-motora. Od parametara dizel-motora zavise minimalne i maksimalne vrednosti ovih parametara.

Poželjno je da prenosnik omogućava promenu bilo kog od sledećih parametara: momenta na ulaznom vratilu, broja obrtaja vratila, vučne sile i brzine lokomotive, i to nezavisno od vrednosti ostalih parametara.

Prenosnik se proračunava prema nominalnoj snazi dizel-motora (P_{Dnom}) u normalnim atmosferskim uslovima i za minimalnu snagu pomoćnih uređaja (P_{pu}) koja može da se pojavi tokom dužeg perioda vožnje. Prenosnik je, osim toga, potrebno proveriti u smislu sigurnosti pri najvećoj mogućoj vrednosti nominalne snage koja se prenosi preko prenosnika na pogonske točkove.

Obrtni moment na izlaznom vratilu prenosnika menja se u odnosu na momenat ulaznog vratila. U samom prenosniku je moguće izdvojiti elemenat čiji se obrtni moment određuje na osnovu rada dizel-motora i koji se uslovno zove ulazni elemenat, kao i elemenat čiji se obrtni moment određuje na osnovu vučne sile i koji se uslovno naziva vučni element. Ova dva elementa mogu da budu objedinjena u jednu konstruktivnu celinu, ali tada mogu da postoje odvojeni elementi koji rade u režimu ulaznog, odnosno vučnog elementa.

Dimenzije ulaznog elementa prenosnika zavise uglavnom od obrtnog momenta na njegovom vratilu. Za zadatu snagu obrtni moment je obrnuto proporcionalan broju obrtaja, tako da se povećanjem broja obrtaja dizel-motora smanjuje njegova masa i dimenzije i masa prenosnika. Međutim, veći broj obrtaja smanjuje stepen iskorišćenja, smanjuje vek trajanja pojedinih elemenata itd. zbog čega je potrebno dati granicu povećanja broja obrtaja. Nominalni broj obrtaja dizel-motora kreće se u granicama od 750-1500 [°/min]. Karakteristike otpornog momenta prenosnika biraju se na osnovu uslova stabilnog rada prenosnika s dizel-motorom. Oblik karakteristike obrtnog momenta prenosnika ima bitan značaj na ekonomičnost rada dizel-motora. Snaga dizel-motora se menja u toku rada na lokomotivi: 20-40% vremena dizel-motor radi nominalnom snagom, ostalo vreme radi u praznom hodu ili smanjenom snagom. Stepen iskorišćenja se menja zavisno od razvijene snage (promena zavisi od konstrukcije dizel-motora). Specifična potrošnja goriva se menja zavisno od promene obrtnog momenta i broja obrtaja za određenu snagu.

Dimenzije vučnog elementa prenosnika koji je vezan s pogonskim točkovima lokomotive zavise od momenta koji se prenosi, tj. od vučne sile. Kod mehaničkih prenosnika dimenzije zupčanika se određuju prema maksimalnoj vrednosti obrtnog momenta, odnosno prema maksimalnoj vučnoj sili po adheziji, uzimajući pri tome i dinamička opterećenja. Kod prenosnika kod koga se dozvoljeni režim rada vučnog elementa određuje na osnovu zagrevanja, značajna je i dužina vremena u kojem vučni element razvija maksimalni momenat. Maksimalna vučna sila se razvija u polasku i na najvećim usponima.

U eksploataciji je poželjno da lokomotiva razvije graničnu vučnu silu bez vremenskog ograničenja, jer se na taj način povećava univerzalnost same lokomotive i smanjuje opasnost od oštećenja prenosnika usled zagrevanja. Međutim, ovakvo rešenje dovodi do povećanja dimenzija, mase i cene prenosnika; potreban je veći prostor za smeštaj prenosnika, što u opštem slučaju ima za posledicu povećanje mase i cene same lokomotive. Budući da se granična vučna sila retko može koristiti, ispravno je koristiti mogućnost preopterećenja prenosnika kada je ono dozvoljeno. Na deonicama gde ovakvo rešenje ne zadovoljava, treba koristiti snažnije lokomotive s većom nominalnom vučnom silom ili povećati broj vučnih jedinica.

Vučni motori su, uglavnom, vezani s pogonskim točkovima preko zupčastog prenosnika s konstantnim prenosnim odnosom. Povećanjem prenosnog odnosa zupčastog prenosnika smanjuje se obrtni moment vučnog motora za određenu vučnu silu. Na osnovu ove činjenice mogu se smanjiti dimenzije i masa vučnog motora. Maksimalni broj obrtaja vučnog motora ograničen je mehaničkom čvrstoćom rotirajućih delova, kao i ostalim faktorima, zavisno od tipa prenosnika.

Prenosni odnos zupčastog prenosnika određen je:

$$i_p = \frac{pi\, n_{m\,max}\, D_T}{V_{L\,max}\, 60} \qquad (10)$$

$n_{m\,max}$ [o/min] maksimalni broj obrtaja vučnog motora

V_{Lmax} [m/s] brzina lokomotive

D_T [m] prečnik pogonskog točka

Ako su zadati sledeći parametri: snaga dizel-motora, granična vučna sila po adheziji i trajna vučna sila, tada izbor konstrukcione brzine lokomotive bitno utiče na parametre prenosnika. Iz izraza (10) se zaključuje da za maksimalni broj obrtaja vučnog motora povećanje maksimalne brzine lokomotive uslovljava smanjenje prenosnog odnosa zupčastog prenosnika. Osim toga, dolazi do povećanja obrtnog momenta vučnog motora, što opet zahteva povećanje njegovih dimenzija. Pri povećanju dimenzija vučnog motora često se smanjuje njegov broj obrtaja, što opet zahteva dodatno smanjenje prenosnog odnosa zupčastog prenosnika, povećanje obrtnog momenta, kao i dimenzija vučnog motora.

Proračun elemenata prenosnika radi se na osnovu trajnog režima (F_{VLnom}, V_{Lnom}) koji je najteži po pitanju zagrevanja, zatim na osnovu maksimalne vučne sile (F_{VLmax}, V_{Lmin}), kao i na osnovu maksimalne brzine lokomotive (F_{VLmin}, V_{Lmax}) za nominalnu snagu dizel-motora:

$$P_{Dnom}\,[kW] = 10^{-3}\frac{F_{VLnom} V_{Lnom}}{\eta_{pnom}} = 10^{-3}\frac{F_{VL\,max} V_{L\,min}}{\eta_{p1}} = 10^{-3}\frac{F_{VL\,min} V_{L\,max}}{\eta_{p2}} \qquad (11)$$

F_{VL} [N], V_L [m/s]

gde je:

η_{pnom}, η_{p1}, η_{p2}- stepen iskorišćenja prenosnika za nominalnu, maksimalnu i minimalnu vučnu silu.

Snaga dizel-motora P_{Dnom} je maksimalna snaga merodavna za prenosnik. Zbog uticaja brzine, dimenzije i masa prenosnika se određuju na osnovu proračunske snage P_{Dp}:

$$P_{Dp}\,[kW] = 10^{-3}\frac{F_{VLnom} V_{L\,max}}{\eta_{pnom}} = \frac{V_{L\,max}}{V_{L\,min}} P_{Dnom} = K_v P_{Dnom} \qquad (12)$$

K_V - koeficijent promene brzine za nominalnu snagu dizel-motora (kod brzohodih lokomotiva K_{VP}=1.5-2.2, a kod teretnih K_{VT}=3.5-5)/1/.

Na parametre i dimenzije prenosnika u većem stepenu utiče koeficijent K_V, koji zavisi od namene lokomotive.

Prenosnik na osovini vučnog šinskog vozila je vezan sa postoljem ili obrtnim postoljem šinskog vozila preko nosača reaktivnog momenta, sfernog ležaja, reaktivne motke i paketa gumenih opruga. Ovakva veza omogućava pomeranje osovinskog sloga, koje je određeno primarnim ogibljenjem i vođicama.

Mehanički prenosnici se mogu klasifikovati prema različitim kriterijumima: prema položaju ulaznog vratila, broju stepeni prenosa itd. Zupčasti parovi mogu biti konični i cilindrični. Najčešća varijanta je sa prvim koničnim i drugim cilindričnim zupčastim parom, gde je konični par sa zavojnim zubima. Cilindrični par može biti sa pravim, kosim ili strelastim zupcima. Oblik zubaca zavisi od opterećenja, prenosnog odnosa i međusobnog osnog rastojanja.

4. Zaključak

Prenosnici snage na lokomotivama su se razvijali paralelno s razvojem dizel-vuče. Funkcija prenosnika je transformacija zadatog obrtnog momenta i broja obrtaja. Ova transformacija može da se ostvari posredstvom pretvaranja energije iz jednog vida u drugi ili bez pretvaranja energije; može biti kontinualna ili stupnjevita, zavisno od elemenata i konstrukcije prenosnika. Na osnovu ovih karakteristika postoji suštinska razlika između pojedinih vrsta prenosnika.

Na sadašnjem nivou tehničkog razvoja dizel-vučnih sredstava nije moguće dati ni orijentacione predloge opravdanosti primene jednog ili drugog prenosnika na lokomotivama različitih namena. Opravdanost primena jednog od sistema prenosa u znatnoj meri zavisi od snage lokomotive. Povećanjem snage rastu i poteškoće oko primene mehaničkih prenosnika, jer se tada povećava i masa voza, vučna sila i brzina lokomotive; otežano je hlađenje spojnice prilikom pokretanja, kao i za vreme ubrzanja voza, povećava se opasnost od raskidanja veza zbog nagle promene vučne sile u trenutku promene prenosnog odnosa. Osim toga, karakteristike i parametri prenosnika suštinski utiču na osnovne tehničko-ekonomske pokazatelje dizel-lokomotive: dimenzije i masu, vučne parametre, stepen iskorišćenja, snagu lokomotive, ekonomičnost dizel-motora i cele lokomotive, sigurnost u eksploataciji, trajnost, način rukovanja itd. Prema tome, od izbora sistema prenosnika i njegovih parametara u znatnoj meri zavisi produktivnost lokomotive, kao i cena prevoza.

LITERATURA

/1/ Lučanin S.: *Dizel-električne lokomotive*, Beograd, 1990.
/2/ Paunović D.: *Korišćenje i održavanje železničkih vozila-vuča*, Beograd, 1975.
/3/ Serdar J.: *Lokomotive*, Zagreb, 1977.
/4/ Valter Z.: *Dizel-električne lokomotive*, Zagreb, 1985.

Verifikacija kvaliteta voznih sredstava na železnici

Miodrag MANIĆ,
Slobodan JOVANOVIĆ,
Zoran MICKIĆ,
Ranđel BOGDANOVIĆ

Rezime

U radu će biti dat prikaz opreme kojom raspolaže Mašinski fakultet, a koja može da se koristi u ispitivanju kvaliteta voznih sredstava na železnici. Ilustrovaće se i deo specijalno konstruisane opreme za ispitivanje pojedinih karakterstika vozila. Daće se i prikaz savremene računarske opreme za akviziciju i obradu podataka prilikom eksperimentalnih merenja. Takođe, na određenim primerima, biće ilustrovani odgovarajući računarski programi koji se koriste za obradu snimljenih podataka, kao i za analizu izmerenih vrednosti, koja pruža velike mogućnosti konstruktoru da sagleda ponašanje pojedinih delova konstrukcije kola. Na primerima izvedenih merenja za statičku i dinamičku analizu prikazaće se oprema i način rada na njoj.

1. Uvod

Železnički saobraćaj, posle stagnacije u odnosu na druge vidove transporta, doživljava reafirmaciju i renesansu u svetu uopšte, a posebno u industrijski najrazvijenijim zemljama. Sadašnju etapu razvoja železnice karakteriše izgradnja novih pruga, kao i modernizacija postojećih za velike brzine i izgradnja vozila koja bi se kretala tim prugama velikim brzinana. Ovi zahtevi pred konstruktore vozila postavljaju dodatne zahteve u pogledu koncepcije i konstrukcije. Sve je veći broj međunarodnih (UIC i ORE), a i nacionalnih (JUS) propisa koji regulišu i definišu određene karakteristike vozila, kao i karakteristike pojedinih elemenata koji se u njih ugrađuju. Propisima se definišu proračuni, njihov obim, kvalitet i sadržaj. Takođe se propisima definišu karakteristike koje treba ispitivati i na koji način je to potrebno uraditi. Najbolja verifikacija karakteristika vozila, mašinskih sistema i elemenata, pre eksploatacije, predstavlja kompletno ispitivanje njihovih statičkih i dinamičkih karakteristika. Savremene tendencije konstrukcije zahtevaju racionalno uklapanje i dopunjavanje teorijskih i eksperimentalnih metoda. Eksperimentalne metode imaju primat u pojedinim fazama razvoja železničkih vozila. Njihovom primenom se drastično skraćuje inovacijski proces i smanjuje rizik neuspešnog završetka realizacije konstrukcije.

Na Mašinskom fakultetu u Nišu se, u toku poslednjih dvadesetak godina, intenzivno osposobljavaju laboratorijska oprema i kadrovi za što efikasnije projektovanje i eksperimentalno utvrđivanje pojedinih karakteristika železničkih vozila, a i drugih mašinskih sistema i elemenata, a sve u skladu sa postojećim propisima za njihovo utvrđivanje. Ove aktivnosti se obavljaju preko Instituta, a sastoje se u sledećem: realizacija naučno-istraživačkih i inovacijskih projekata i raznih studija, izrada i primena raznih softvera za inženjerijske proračune, eksperimentalne analize u sklopu istraživanja i ispitivanja mašina i uređaja, atestiranje mašina, uređaja i vozila, stručni nalazi, veštačenja, organizacija naučno-stručnih skupova i seminara, kao i specijalističkih kurseva za transfer znanja i tehnologija.

2. Oprema i mogućnosti ispitivanja

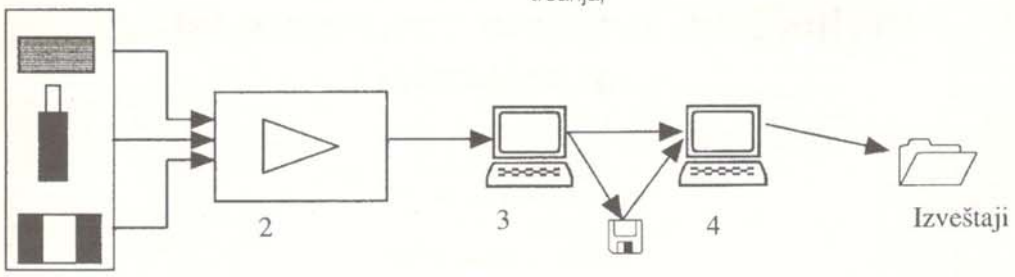
Institut Mašinskog fakulteta poseduje savremenu mernu i računarsku opremu. Deo opreme je stabilan i instaliran u laboratorijama Mašinskog fakulteta, a deo opreme je mobilan i prilagođen za rad i ispitivanje na terenu. Ta pogodnost opreme veoma uspešno se prime-

njuje za eksperimentalna ispitivanja železničkih vozila, mašinskih sistema i elemenata.

Zato se određena ispitivanja, od bitnog značaja za kvalitet, obavljaju u laboratorijama Instituta Mašinskog fakulteta u Nišu, a određena na terenu, u pogonima i halama proizvođača vozila.

2.1. Oprema za ispitivanje

Institut mašinskog fakulteta u Nišu poseduje savremenu mernu opremu za statička i dinamička ispitivanja. Oprema se može podeliti u četiri osnovne grupe (slika 1):



Slika 1

1. Davači (merni pretvarači), tj. senzori. To su uređaji koji neposredno primaju neku veličinu i pretvaraju je u određeni signal (najčešće električni) koji se kasnije obrađuje. Na raspolaganju su sledeći davači:

- tenzometrijske merne trake različitih karakteristika, mernih dužina i područja primene, za napone, zaostale napone i sl.;
- davači za merenje sile HOTINGER od 1 N do 2.5 MN;
- induktivni davači za merenje hoda (ugiba) HOTINGER, i to za opsege merenja od 1 ± mm do ± 200 mm.
- davači za merenje ubrzanja jednokomponentni, dvokomponentni i trokomponentni;
- davači za merenje temperature, termoparovi različitih opsega i karakteristika;
- specijalno konstruisani davači za merenje bočnih sila u osi osovine, kao i drugi specijalni davači za određene uslove merenja.

2. Pojačavači. To su uređaji koji primaju signale od davača, pojačavaju ih, obrađuju, filtriraju i šalju ih ka uređajima za prikazivanje, akviziciju ili obradu.

3. Uređaji za akviziciju podataka. To su uređaji koji prihvataju pojačane signale od pojačavača i arhiviraju ih na određenim medijumima za kasniju obradu. To su uglavnom savremeni računarski sistemi koji omogućavaju arhiviranje velikog broja izmerenih podataka.

4. Uređaji za obradu i analizu podataka i za izradu raznih izveštaja sa merenja kao što su tabele, dijagrami i slično. To su računari različitih karakteristika i snaga koji mogu da obrađuju velike količine podataka. Za njih su razvijeni i specijalni softveri za različite obrade, analize i simulacije.

2.2. Mogućnosti ispitivanja

Mogućnost primene opreme za ispitivanja kod železničkih voznih sredstava je velika. Mobilnost opreme pruža sveobuhvatnu mogućnost verifikacije kvaliteta voznih sredstava, njihovih sistema i elemenata.

Opremom je moguće obaviti sledeća ispitivanja:

1. Statička ispitivanja čvrstoće noseće strukture. To podrazumeva određivanje napona, deformacija i ugiba u karakterističnim i izabranim mestima konstrukcije.

2. Dinamička ispitivanja konstrukcije:

- određivanje mirnoće hoda (po Šperlingu), kvalitet trčanja;
- određivanje mirnoće hoda i stabilnosti kretanja (po Martinu);
- određivanje vrednosti amplitude ubrzanja;
- određivanje sopstvenih frekvencija vozila.

3. Funkcionalnost vozila

4. Ispitivanja vozila na sudar

5. Ispitivanje kočnica:

- ispitivanje kočnice u mestu: funkcionalnost, merenje sile na papuči, merenje pritiska u kočnom cilindru, glavnom vodu i pomoćnom rezervoaru.
- dinamička ispitivanja kočnice u vožnji: zaustavni put, merenje pritisaka u kočnom cilindru i glavnom vodu, kao i merenje usporenja.

6. Ispitivanje elemenata vozila koji bitno utiču na kvalitet i sigurnost vozila u saobraćaju (kinematike i dinamike), kao što su određivanje težišta vozila, određivanje pola klaćenja i koeficijenta naginjanja

7. Ispitivanje sopstvenih frekvenci sanduka i vozila u celini, kao i frekventna analiza

8. Provera geometrijskih mera i kinematike vozila (međusobnog položaja delova i uređaja)

9. Određivanje točkovnih pritisaka i koeficijenta iskliznuća, odnosno torzione krutosti vozila

10. Ispitivanje opreme vozila, koje obuhvata ispitivanje odbojnika vozila i vlačne spreme, ispitivanje gumeno-metalnih kosih amortizera lokomotiva, provera raznih mehanizama na vozilu, sistema za grejanje i slično

11. Određivanje buke

12. Ispitivanje veze osnovnih delova lokomotive (motora, manjača, kompresora, ventilatora, zavarenih spojeva), odnosno ispitivanje pouzdanosti vozila

Raspoloživa oprema omogućuje da se i svi dodatni zahtevi za merenja mogu raditi izgradnjom i primenom specijalnih davača za određene uslove merenja.

3. Primeri ispitivanja

3.1. Statička ispitivanja

Statička ispitivanja su ilustrovana na primeru ispitivanja teretnih plato–kola Ua-zž. Četvoroosovinska plato– kola sa niskim usadnim stupcima izvedena su rekonstrukcijom kola Teams (serija 585) i predviđena su za prevoz šinskih polja, šina, drvenih i betonskih železničkih pragova i kolosečnog pribora, kontinualno raspoređenih po celoj dužini postolja, kao i mašina i uređaja za održavanje gornjeg stroja pruge.

Plato–kola ispunjavaju neophodne uslove objava UIC, propisa ERRI, pravilnika RIV, JUS i JŽS i pravilnika i uputstva JŽ koja se odnose na ovaj tip kola.

Osnovni zadatak statičkog ispitivanja bio je provera čvrstoće noseće konstrukcije plato–kola shodno objavama UIC 577.

Za ova ispitivanja potrebna oprema je instalirana u hali proizvođača, MIN-Vagonka, a sastojala se od: mernog štanda, hidroopreme, merne opreme i mernog pribora.

Horizontalno opterećenje simulirano je pomoću hidrauličnih cilindara a registrovano je mernom opremom. Vertikalna opterećenja su simulirana betonskim pragovima shodno Programu statičkih ispitivanja.

Na karakterističnim presecima konstrukcije kola postavljene su tenzometrijske merne trake, merne baze 10 mm, tip LY11 HBM, za registrovanje lokalnih napona. Na slici 2 prikazana je šema rasporeda mernih mesta i veza sa mernom opremom.

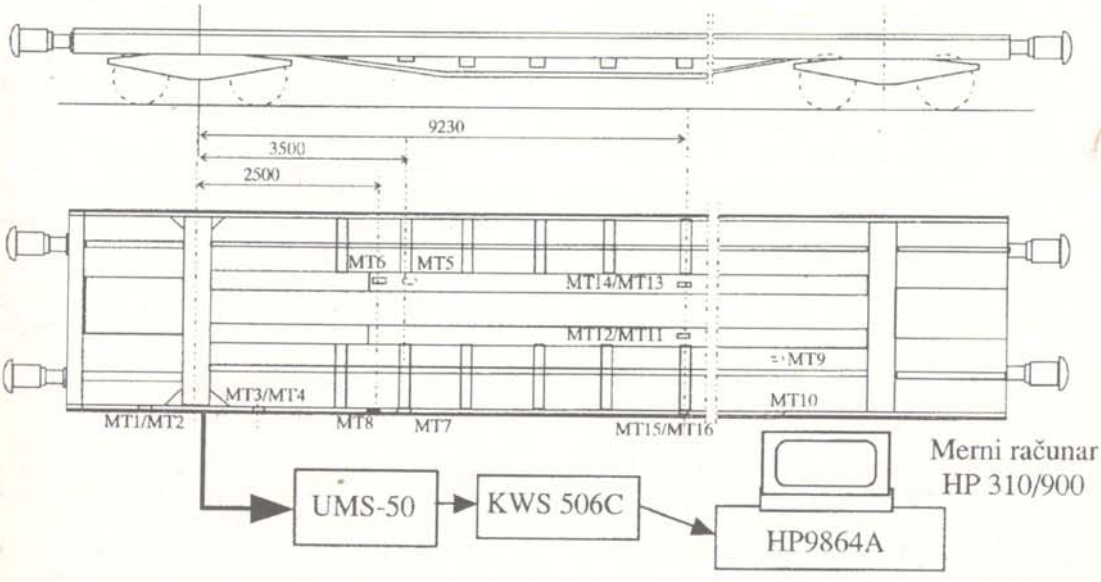
Signali od mernih traka su dovedeni do preklopnika UMS 50 firme HBM. Signal iz preklopnika je vođen do pojačavača HOTINGER KWS 506C. Analogni signal je iz pojačavača vođen u specijalni merni računar HEWLET PACKARD HP 310/9000. Pomoću AD konvertora HP9864A signal je digitalizovan i registrovan na računaru. Pomoću posebno kreiranog programa, a na osnovu izmerene dilatacije merne trake, izračunavan je napon na određenom mernom mestu. Vrednosti napona su prikazivane na monitoru, štampane na štampaču i zapisivane u posebnu datoteku na disku računara. Pomoću preklopnika skanirane su sve merne trake tako da je trenutno dobijano naponsko stanje na svim mernim mestima.

Merne trake su povezane u polumost sa jednom aktivnom i jednom kompenzacionom trakom. Kompenzaciona traka je istih karakteristika kao i merna traka i zalepljena je na materijal istog porekla, tako da se obavlja kompenzacija uticaja temperature. Stvarna dilatacija je određivana shodno mernom sistemu prema relaciji (1):

$$\varepsilon = \frac{1}{n} \cdot \frac{K_o \cdot C}{\alpha \cdot K_T} \cdot (N - N) = f \cdot (N - N_o) \qquad (1)$$

U relaciji (1) n=1 je broj aktivnih mernih traka u mernom mostu, K_T=2.03 je faktor merne trake, u konkretnom slučaju je 2.03 vrednost za merne trake HBM 10/120LY11, K_o=2 je faktor mernog instrumenta, C=1 je faktor uticaja kapacitivnosti provodnika, α=1 je koeficijent uticaja dužine provodnika na omski otpor i određeni su prema literaturi proizvođača HBM a N je vrednost mikrodilatacija očitana na instrumentu i N_o početna vrednost mikrodilatacija za takozvano nulto stanje (u toku merenja vrednost se pominje kao nula instrumanta). Iz navedenih koeficijenata sledi da je f=0.9852. Naponi se određuju po relaciji (2):

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = 0.0203 \cdot \varepsilon \qquad (2)$$



Slika 2 – Merna šema ispitivanja naponskog stanja rekonstruisanih plato-kola

gde je E=206.000 N/mm^2 modul elastičnosti materijala ispitivane konstrukcije, ε-stvarna dilatacija materijala strukture koja se ispituje (1).

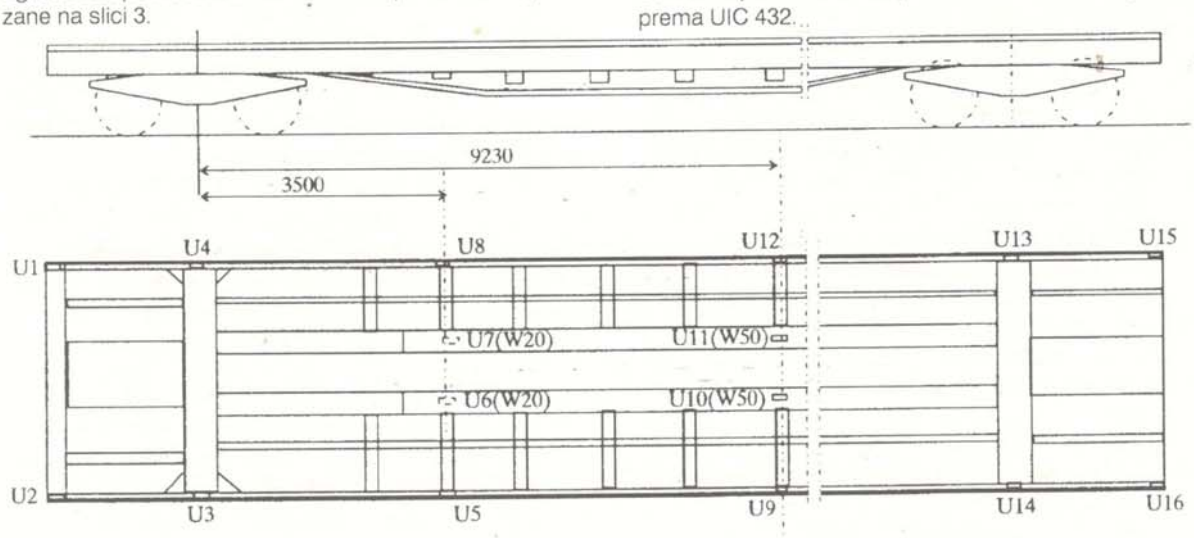
Ugib konstrukcije meren je na dva načina – pomoću induktivnih davača puta i pomoću visinomera sa nonijusem, i to u odnosu na horizontalnu ravan.

Izabrane su četiri karakteristične tačke u kojima je ugib meren pomoću iduktivnih davača puta. One su prikazane na slici 3.

3.2. *Dinamička ispitivanja [5]*

Dinamička ispitivanja ilustrovana su na primeru ispitivanja voza za prevoz dugih šina. Voz za prevoz dugih šina dužine 135 m sastojao se od lokomotive i 12 specijalnih četvorosovinskih plato kola. Dugačke šine se prevoze u 3 reda po 10 šina.

Osnovni zadatak dinamičkih ispitivanja je bio određivanje režima kretanja voza radi bezbednog kretanja prema UIC 432.



Slika 3 – Raspored mernih mesta ugiba

Korišćeni su davači puta HOTINGER, i to dva tipa W50 za hodove do ±50mm i dva tipa W20TK za hodove do 20mm. Na šinama na kojima su bila smeštena kola zavarena je horizontalna šipka na kojoj su, pomoću magnetnih držača, pričvršćeni nepokretni delovi davača puta. Pokretna jezgra davača puta su pričvršćena za konstrukciju kola, tako da je uspostavljeno relativno kretanje jezgra u odnosu na telo davača. Signal se iz davača puta vodio u šestokanalni pojačavač KWS 506C. Posle pojačanja analogni signal je vođen do mernog računara HP 310/900. Pomoću AD konvertora HP9864A signal je digitalizovan registrovan na računaru. Pomoću posebno kreiranog programa, a na osnovu signala davača puta, izračunavan je ugib na određenom mernom mestu. Vrednosti ugiba su prikazivane na monitoru, štampane na štampaču i zapisivane u posebnu datoteku.

Horizontalno opterećenje konstrukcije silama pritiska na odbojnicima obavljano je pomoću hidroopreme, a koja se sastoji od hidroagregata radnog pritiska 500 bar, radnog stola sa komandnim ventilima, armature za vezu i dva hidraulička cilindara nominalne sile 750 kN i hoda 200 mm.

Pomoću dva cilidara ostvarivana je sila pritiska na oba odbojnika posebno. Merenje sile obavljano je pomoću dva posebno postavljena davača sile između hidrauličkog cilindra i odbojnika. Davači sile su tipa C6 od 100T firme HOTINGER. Signal iz davača je vođen do dvokanalnog pojačivača KWS-3073 gde je na displeju očitavana vrednost postignutih sila.

Radi ilustracije rezultata na dijagramu D-1 prikazani su grafički rezultati merenja napona (dijagram 1).

Bezbednost kretanja od iskliznuća vozila sa šina proverava se preko odnosa bočne sile Y i vertikalne sile opterećenja točka Q i metode Martina, odnosno bočnih sila H merenih u osi osovine. Mirnoća hoda određena je po Šperlingu za vertikalni i horizontalni pravac. Određena je vrednost standardnog odstupanja amplitude ubrzanja kao i maksimalne vrednosti ubrzanja.

Mirnoća hoda i bezbednost kretanja proverene su za ceo voz, i to:

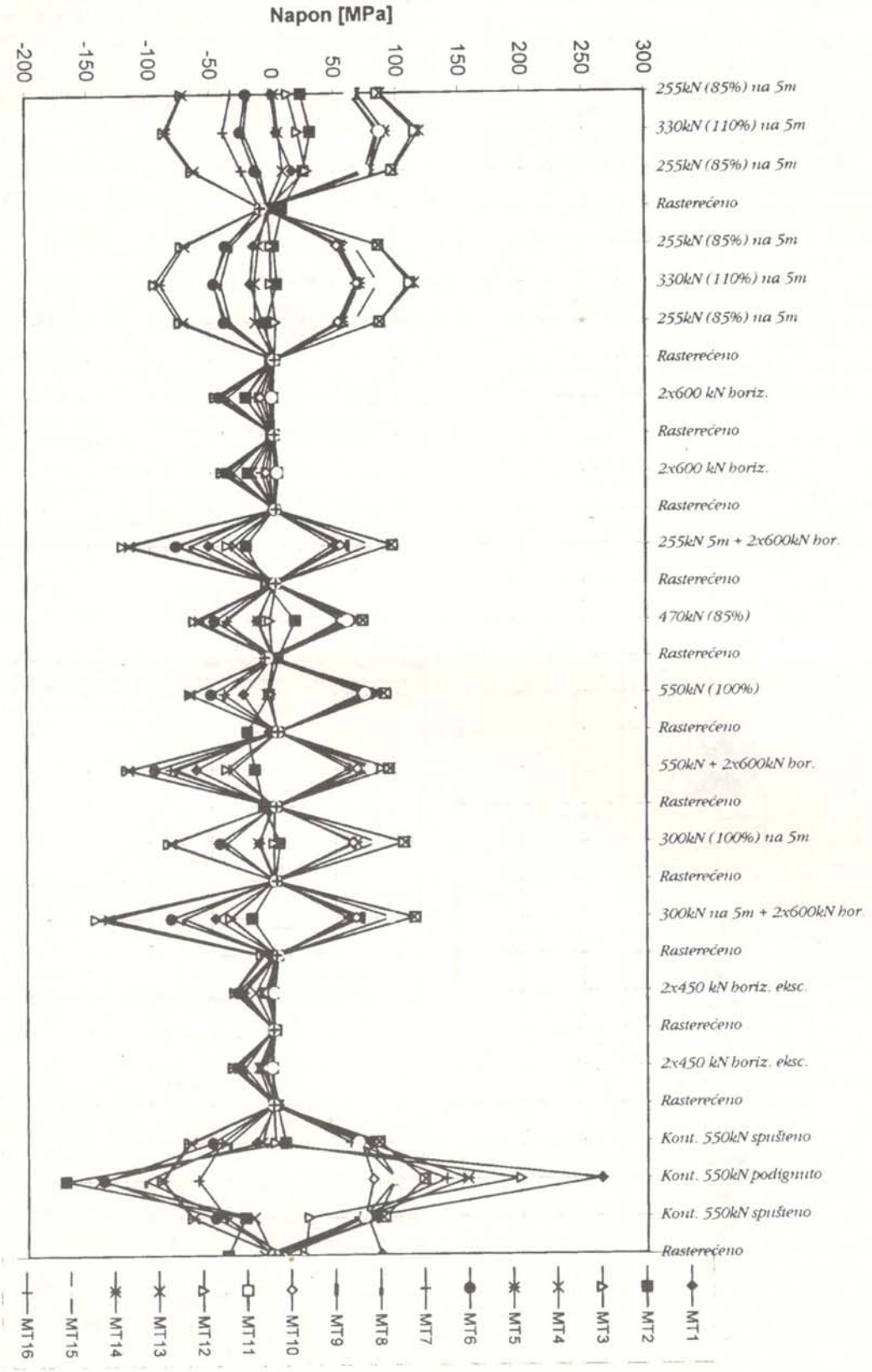
- prva kola (prva osovina prednjeg obrtnog postolja),
- srednja kola (prva osovina prednjeg obrtnog postolja), i
- zadnja kola u vozu (zadnja osovina zadnjeg obrtnog postolja).

Ispitivanja su sprovedena za prazan i tovaren voz. Pored ovoga, kod tovarenog voza ispitivanja su obavljena i za druga i jedanaesta kola, i to za jedan i drugi smer vožnje.

Provera je obavljena:

1. pri vožnji konstantnom brzinom voza na pravom i ravnom koloseku, sa postupnim povećanjem brzine vožnje pri svakoj sledećoj probi po 10 km/h od minimalne do maksimalne uz stalnu proveru bezbednosti kretanja i mirnoće hoda posle svake vožnje (za tovareni voz od 50 do 80 km/h, a za prazan od 60 do 80 km/h);
2. u krivom delu koloseka sa radijusom R=300 m, pri čemu je proverena maksimalna brzina kretanja voza. Obavljene su tri probe sa postupnim povećanjem brzine vožnje za 10 km/h do maksimalne brzine;
3. pri malim brzinama za najmanji dati radijus krivine 180 m proverena je bezbednost kretanja voza.

Merenje je obavljeno pomoću opreme čija je šema povezivanja data na slici 4. Na osnovu utvrđenih metoda


Napon [MPa]
-200
-150
-100
-50
0
50
100
150
200
250
300
255kN (85%) na 5m
330kN (110%) na 5m
255kN (85%) na 5m
Rasterećeno
255kN (85%) na 5m
330kN (110%) na 5m
255kN (85%) na 5m
Rasterećeno
2x600 kN horiz.
Rasterećeno
2x600 kN horiz.
Rasterećeno
255kN 5m + 2x600kN hor.
Rasterećeno
470kN (85%)
Rasterećeno
550kN (100%)
Rasterećeno
550kN + 2x600kN hor.
Rasterećeno
300kN (100%) na 5m
Rasterećeno
300kN na 5m + 2x600kN hor.
Rasterećeno
2x450 kN horiz. eksc.
Rasterećeno
2x450 kN horiz. eksc.
Rasterećeno
Kont. 550kN spušteno
Kont. 550kN podignuto
Kont. 550kN spušteno
Rasterećeno
MT16
MT15
MT14
MT13
MT12
MT11
MT10
MT9
MT8
MT7
MT6
MT5
MT4
MT3
MT2
MT1

Dijagram 1.

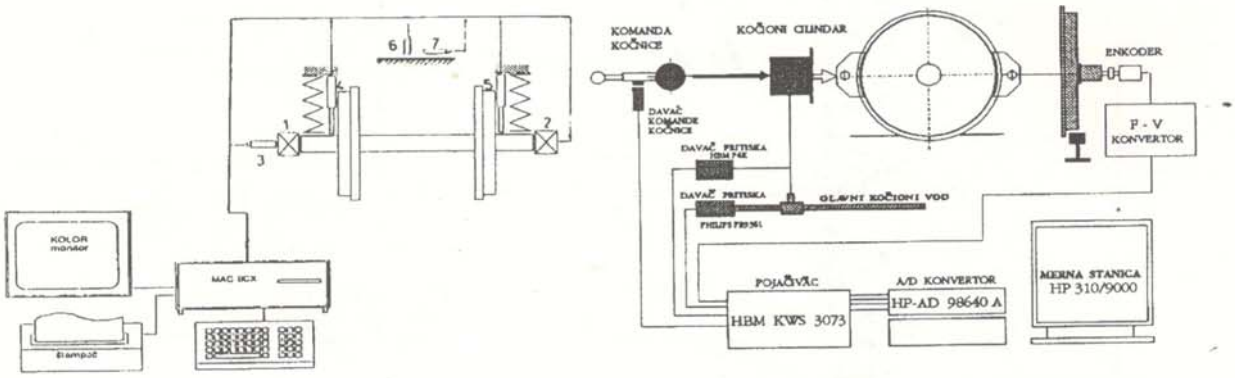
urađeno je merenje 7 mernih veličina na jednim kolima. Merene su:

1. bočna sila H, merena preko bočne sile levog točka (davač sile 1) i desnog točka (davač sile 2) u osi osovine;
2. bočno ubrzanje osovine (davač ubrzanja 3);
3. vertikalna komponenta sile levog i desnog točka, kao zbir statičkog opterećenja i dodatka dinamičke komponente sile od ogibljenja i prigušenja, merenjem ugiba ogibljenja (davači hoda 4 i 5);
4. ubrzanja sanduka merena na podu iznad obrtne šolje u vertikalnom i horizontalnom pravcu (davači ubrzanja 6 i 7).

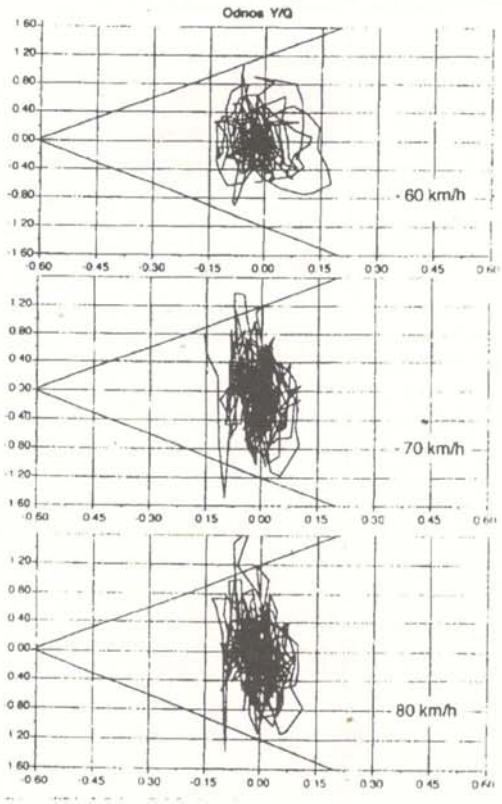
Deo izmerenih vrednosti odnosa Y/Q (bočnih i vertikalnih sila) za brzine 60, 70 i 80 km/h pri kretanju kroz krivinu sa poluprečnikom 300 m prikazan je na slici 5.

3.3. *Ispitivanje kočnice drezine i zaustavnog puta [2]*

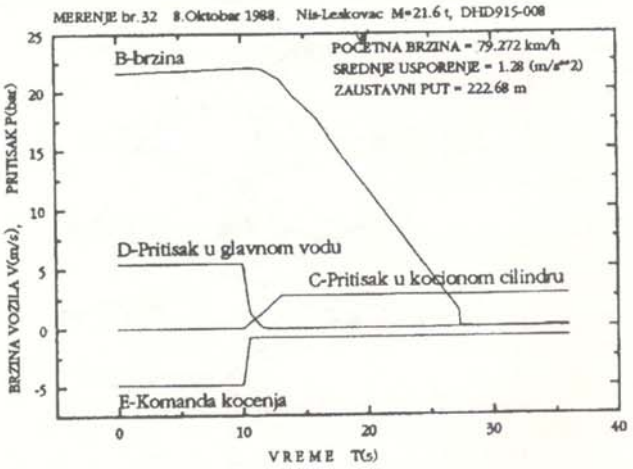
Ovo merenje je realizovano na drezini DHD 200 serije 915-008 proizvedenoj u MINTRANSU. Sopstvena masa



Slika 4



Slika 5



Slika 5

drezine je 20,5/27,5 t. Snabdevena je automatskom vazdušnom kočnicom O-GP tipa OERLIKON, direktnom kočnicom sa 4 kočiona cilindra. Raspored korišćene merne opreme prikazan je na slici 4 [2]. Na kočionom sistemu su izmereni signali komande kočnice pomoću induktivnih beskontaktnih senzora, pritisci u cilindru kočnice i glavnom kočionom vodu pomoću davača pritiska. Preko rukavca točka merena je ugaona brzina okretanja točka. Pritisci vazduha u kočionom sistemu su mereni induktivnim davačima pritiska.

Brzina je merena FV-konvertorom, specijalno konstruisanim na Mašinskom fakultetu. Dobijeni merni signali vođeni su preko pojačavača u A/D konvertor mernog računara HP 310/9000 na kome je obavljena akvizicija podataka. Prikupljeni podaci su posebnim programima obrađivani, grafički interpetirani. Na slici 5 prikazan je deo obrađenih podataka u dijagramskom obliku.

4. Umesto zaključka

Umesto zaključka navešće se neka od ispitivanja koja su, pored navedenih, urađena na Mašinskom fakultetu u Nišu.

- Ispitivanje mirnoće hoda drezine DHD 200 MIN Niš
- Ispitivanje vazdušne kočnice drezine DHD 200
- Ispitivanje mirnoće hoda četvoroosovinskih kola za prevoz amonijak za Bugarsku proizvodnje MIN Niš
- Ispitivanje na sudar četvoroosovinskih kola za pervoz amonijaka MIN Niš
- Ispitivanje mirnoće hoda i stabilnosti kretanja zatvorenih dvospratnih troosovinskih kola za prevoz automobila MIN Niš
- Ispitivanje torzione krutosti zatvorenih dvospratnih troosovinskih kola za prevoz automobila MIN Niš
- Ispitivanje mirnoće hoda putničkih poštanskih kola za Poljsku, proizvodnje GOŠA Smederevska Palanka
- Ispitivanje bezbednosti kretanja povećanim brzinama železničkih vozila, lokomotiva i putničkih kola preko skretnica S49 i UIC 60 na prugama ŽTO Beograd,
- Ispitivanje dinamičkih karakteristika voza za prevoz dugih šina za ŽTO Beograd
- Statičko ispitivanje železničke dizalice od 600 kN za ŽTO Beograd
- Statičko ispitivanje plato kola Ua-zž za ZGOP Novi Sad
- Ispitivanje odbojnika i vučne spreme sa gumeno metalnim elementima za MIN Svrljig
- Ispitivanje gumeno-metalnih kosih amortizera za lokomotive za MIN Niš

LITERATURA

1. Stojičić S., Mickić Z., Manić M.; Eksperimentalno određivanje dinamičkih parametara železničkih vozila pomoću računara, časopis Železnice, Vol. 47, No 4, pp. 403-407, Beograd, 1991.

2. Jovanović M., Arsić M., Manić M.; Merenje dinamičkih parametara kočnica železničkih vozila, časopis Železnice, Vol.12/94, pp.917-919, Beograd ,1994.

3. Bogdanović R., Stojičić S.: Verifikacija kvaliteta železničkoh vozila na Mašinskom fakultetu u Nišu, časopis Železnice, Vol. 46, No 8, pp. 924-927., Beograd, 1990.

4. Stamenković S., Spasić D., Manić M.: Eksperimentalna identifikacija spektra opterećenja teretnih vagona pri programiranom sudaru, časopis Železnice, Vol. 49, No 2, pp. 237-241, Beograd, 1993.

5. Ćućuz N., Mickić Z.: Analiza dinamičkog ispitivanja voza za prevoz dugih šina, časopis Železnice, Vol. 48, No 11, pp. 1253-1257, Beograd, 1992.

6. Elaborati o navedenim ispitivanjima, Institut Mašinskog fakulteta u Nišu, Niš

Kombinovani teretni saobraćaj

Dr Zoran MICKIĆ
MIN Holding co
DD VAGONKA

1. Kombinovani teretni saobraćaj

Osnovni kriterijumi korisnika prevozne usluge za izbor vida transporta su brzina, sigurnost i troškovi prevoza. Specifičnosti železničkog transporta su brz, uredan i bezbedan prevoz velike količine robe na dugim relacijama uz relativno malu potrošnju energije. Drumski saobraćaj je maksimalno elastičan, mobilan, ima individualno opsluživanje korisnika itd.

Kombinovanjem drumskog i železničkog transporta do punog izražaja dolaze specifične vrednosti oba vida transporta.

U Nemačkoj kombinovani saobraćaj (Kombinierter Ladungsverker skraćeno KLV) obuhvata prevoz kontejnera (Containerverkher) i Hyckepackeverkehr. U SAD se ove dve vrste saobraćdaja nazivaju COFC (Container on flatcar) i TOFC (Trailer on flatcan), a u Francuskoj L activite conteneur i le ferroutage.

Većina evropskih železničkih uprava sve više svoju razvojnu strategiju oslanjaju na razvoj kombinovanog transporta. Samim tim postaju pravi konkurenti drumskom saobraćaju i dobar partner za razvoj specijalnog železničkog robnog saobraćaja - kombinovanog transporta.

Osnovni cilj primene kombinovanog teretnog saobraćaja je da do punog izražaja dodje čistiji, jeftiniji i brži robni saobraćaj. Od šireg društvenog interesa je pre svega ekološki aspekt ovog vida transporta.

U znatnoj meri bi se ostvarila tri osnovna cilja:

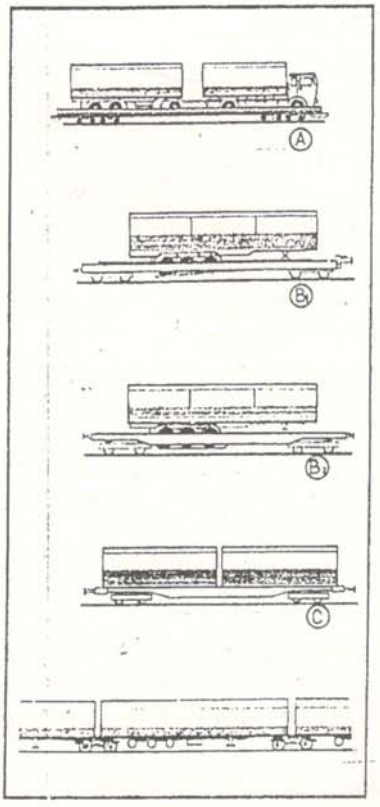
– smanjilo bi se zagadjenje čovekove okoline, smanjenjem izduvnih gasova i buke kamiona, kao i svakodnevno ugrožavanje ljudskih života u drumskom saobraćaju,

– velika ušteda energije, odnosno zamena skupe nafte jeftinom električnom energijom,

– ekonomičniji robni transport, bez skupih pretovara sa jednim sredstvom "kombinovani transport robe od kuće do kuće u jednom skoku".

2. Prikaz tehnika kombinovanog transporta

Kombinovani teretni saobraćaj (šina-drum) kod nas ima jedan odomaćeni izraz HUCKE PACK saobraćaj. Hucke pack je u stvari nemačka reč i kao složenica sastavljena je od reči Hucke - krkača, tovar i Pack - svežnja, što bi u prevodu značilo nositi svežanj na krkači.



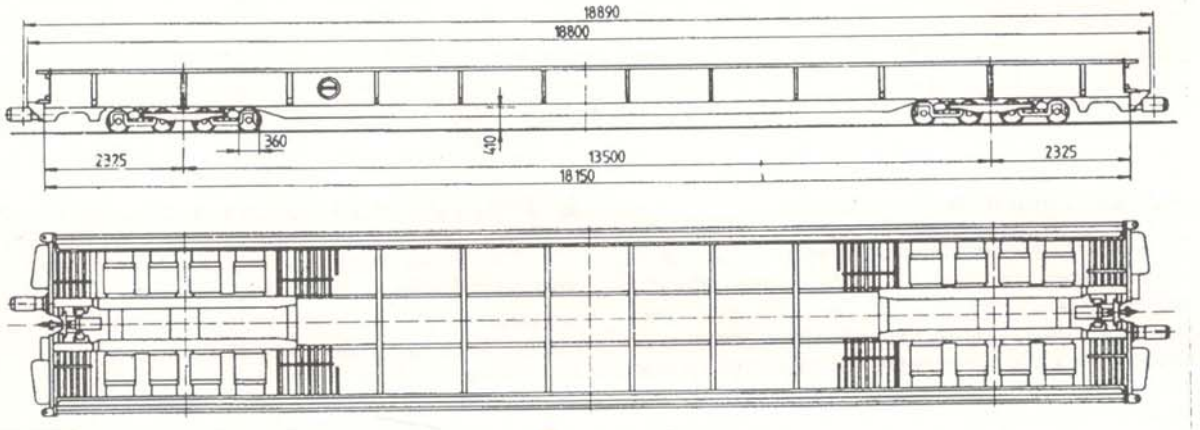
Sl. 1. Prikaz tehnika kombinovanog transporta

U zavisnosti od primenjene tehnike, tehnologije transporta, organizacije prevoznog procesa, načina manipulisanja i sl. razlikujemo dve vrste kombinovanog transporta – to praćeni i nepraćeni saobraćaj.

2.1. Praćeni saobraćaj

U praćeni saobraćaj ubraja se transport kompletnih drumskih teretnih vozila sa horizontalnim utovarom, odnosno istovarom (sl. 1 tehnika A). Za ovaj vid transporta neophodna su niskopodna kola, sl. 2, sa dva 4-osovinska obrtna postolja. Kompletno teško drumsko vozilo sa vlastitim pogonom se preko navozne rampe, duž čitave dužine voza, utovara i istovara. Pod niskopodnih kola je tako oblikovan da postojii profilisan vozni put za dupli točak, čime se obezbedjuje vodjenje drumskog vozila i centriranje na kolima. Drumska vozila se kontinualno navoze na voz.

Pogodnost ove tehnike je jednostavan i brz utovar i istovar, za standardna drumska vozila, kao i to što je i pretovar nezavisan od pretovarne mehanizacije.Medjutim vrlo je složena konstrukcija železničkih kola. Masovna primena ove vrste tehnike je u Švajcarskoj, Austriji, Nemačkoj i Italiji.



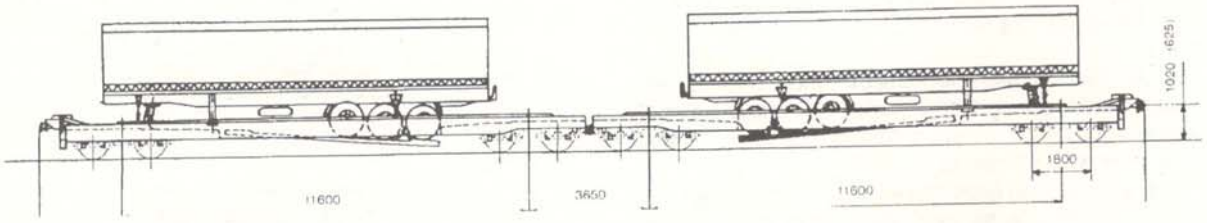
Sl. 2. Niskopodna kola

2.2. Nepraćeni saobraćaj

U nepraćeni saobraćaj ubrajaju se transport sedlastih prikolica sa horizontalnim utovarom–istovarom (tehnike B1)i vertikalnim utovarom–istovarom (tehnika B2), transporta izmenljivih kamionskih sanduka sa vertikalnim utovarom odnosno istovarom (tehnika C) i transport bimodalnim sistemima koji se ubrajaju u tehniku B.

U saobraćaju sedlastih prikolica sa horizontalnim utovarom - istovarom (tehnika B1) koriste se specijalna niskopodna kola sa klackalicom, sl. 3 (Wippenwagen). Utovar - istovar prikolica realizuje se navoženjem preko pokretne rampe uz pomoć vučne mašine - sedlasti traktor.

Poluprikolice se ovom varijantom tovare samo na jedna kola. Moguće je prevoziti samo odredjene vrste poluprikolica, jer postoji povećana mogućnost oštećenja i poluprikolica i železničkih kola.



Sl. 3 Wippenwagen

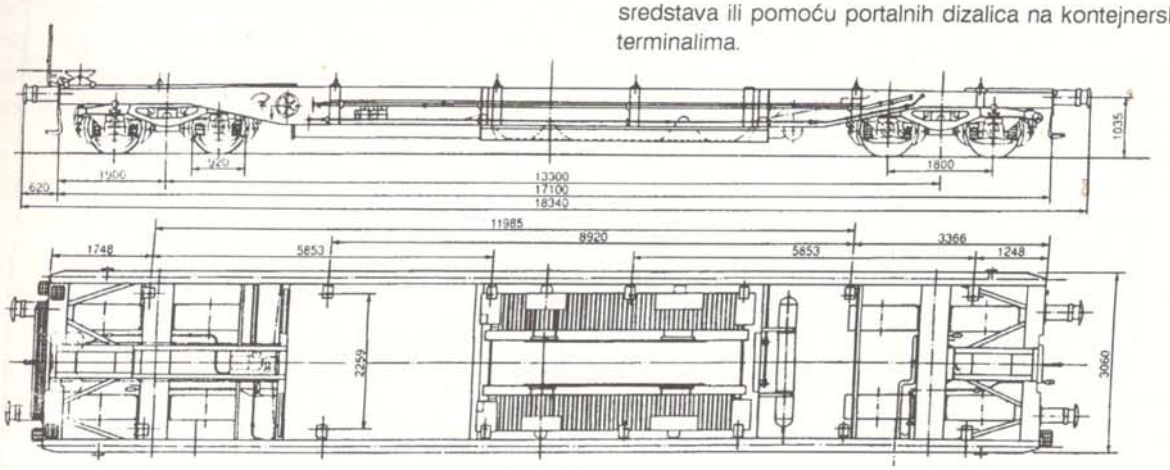
Kod prevoza poluprikolica sa vetikalnim utovarom - istovarom koriste se specijalna železnička kola sa spuštenim podom u vidu džepa, sl. 4, koja su jednostavne konstrukcije.

Pod kola je podešen da smesti i učvrsti točkove poluprikolica pri transportu. Utovar - istovar ovih poluprikolica je uz pomoć skupih portalnih kranova specijalne konstrukcije.

Prevoz izmenljivih kamionskih sanduka sa vertikalnim utovarom (tehnika C) je veoma sličan kontejnerskom sistemu transporta i često se koristi, a naročito gde postoje kontejnerski terminali. Postoje razne dužine kamion-

skih sanduka, širine 2,5 m i visine 2,6 m. Dimenzije izmenljivih kamionskih sanduka su prilagodjene normama paletnog sistema transporta.

Pretovar izmenljivih kamionskih sanduka sa drumskih vozila na železnička kola obavlja se samo vertikalno pomoću posebnih pokretnih pretovarnih sredstava ili pomoću portalnih dizalica na kontejnerskim terminalima.



Sl. 4. Džepni vagon

Pored ovih sistema, razvijen je i bimodalni transport. To je u stvari, železničko drumsko vozilo koje se pojavilo u SAD pedesetih godina. Prototip Road Railer je vremenom usavršen i u eksploataciju je ušao 1978. god. Sredinom osamdesetih godina i evropske zemlje kupuju licencu i počinju rad na svojim prototipovima uz odredjene izmene.

Sistemom bimodalnog transporta (sl. 5) znatno je pojednostavljen proces prevoza poluprikolica železnicom. Ovaj sistem zahteva primenu pretovarnih kranova i kontejnerskih terminala. Veoma skupa poluprikolica (sanduk železničkih kola) specifične konstrukcije, eliminiše primenu postojećih - starih drumskih poluprikolica.

Terminali na kojima se obavljaju manipulacije sa železničkog na drumsko vozilo su industrijski ili manipulativni koloseci kod kojih je gornja ivica šine u nivou puta.



Sl. 5. Bimodalni transport

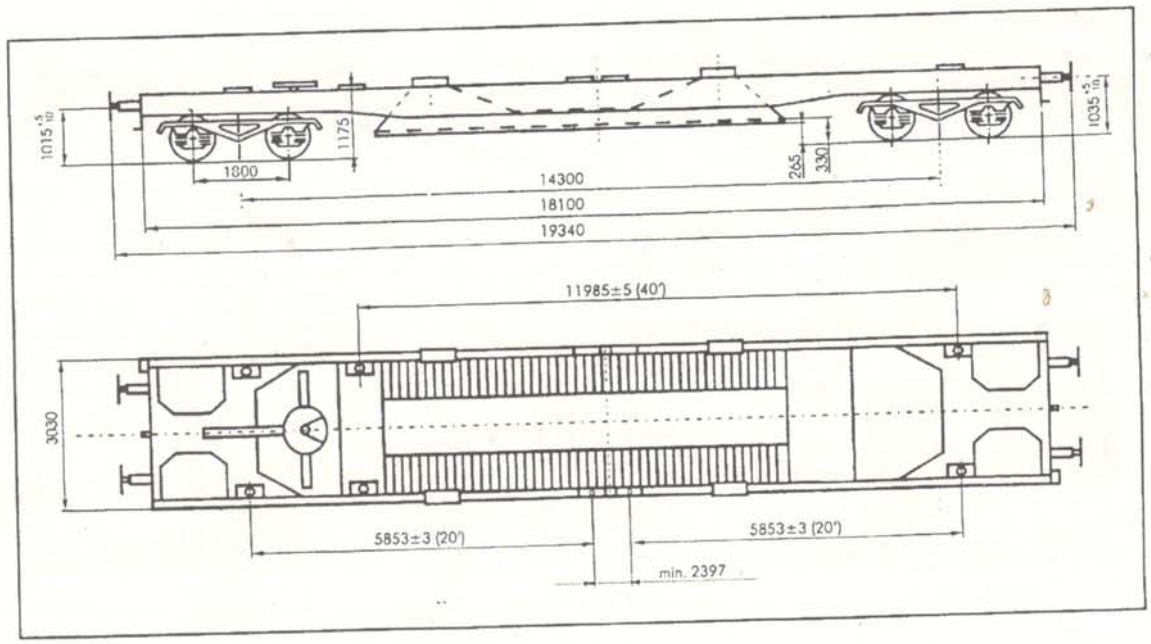
3. Novo rešenje kombinovanog transporta

Svi pomenuti sistemi kombinovanog transporta imaju svoje dobre i loše strane. Zbog toga se istražuju nove tehnike i tehnologije kombinovanog transporta.

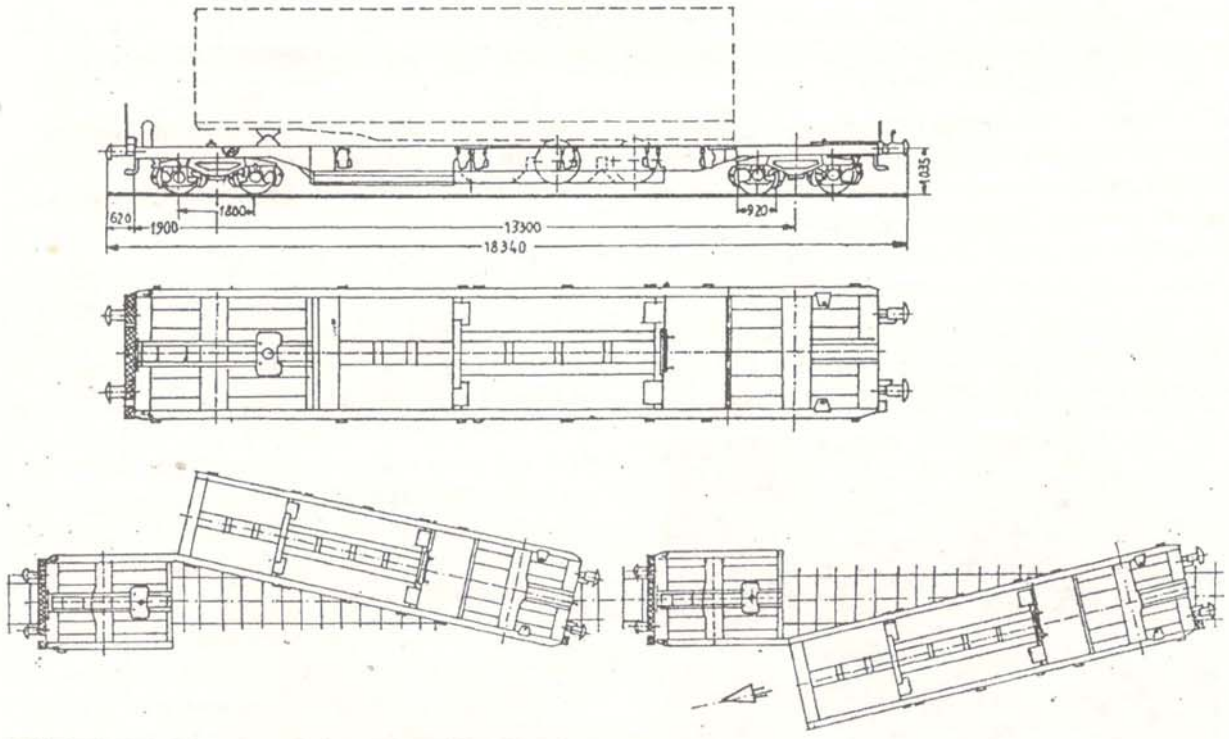
Postoje novi pokušaji osvajanjem nove tehnike i tehnologije, kao što su engleski THE TIPHOOK - Piggyback i sličan njemu, ruski INTERMODA, zatim madjarski KORBWAGEN, kanadski IRON HIGWAY, itd.

Na osnovu istraživanja i analize svih mogućih varijanti sistema kombinovanog robnog transporta, razvijen je novi koncept tehnike i tehnologije u kombinovanom saobraćaju. Razvoj je obuhvatio odredjivanje svih relevantnih parametara za projektovanje i izradu idejne dokumentacije. Na bazi idejne dokumentacije, a u saradnji sa JŽ i Ministarstvom za nauku, izradjena je tehnička dokumentacija prema važećim propisima UIC i izrada prototipa vagona za medjunarodni železnički saobraćaj, kao segment voza. Ispitivanjima bi se verifikovao kvalitet i sposobnost voza za javni saobraćaj.

Vagon je specijalno gradjen sa "džepovima" za prevoz drumskih vozila, sličan vagonu tehnike B2. Opremljen je i potrebnim elementima za prihvatanje zamenljivih kolskih sanduka i kontejnera. Na vagonu se (prema propisu UIC 571-4) mogu utovariti: dvoosovne ili troosovne poluprikolice, zamenljivi sanduci svih veličina (1, 2, 3, 4), transkonteneri ili veliki kontejneri veličine 20 , 30 i 40.



Sl. 6. Nove tehnike i tehnologije kombinovanog transporta



Sl. 7. Novi vagon za prevoz drumskih vozila

Utovar i istovar drumskih vozila obavlja se u horizontalnom položaju, a moguć je svuda gde je drum u nivou pruge, bez skupih pretovarnih uredjaja.

Utovar i istovar tereta obavlja se vertikalno u robno-transportnim terminalima koji su opremljeni pretovarnim mostovima sa zahvatnim kleštima.

4. Zaključak

Osnovni cilj pimene kombinovanog teretnog saobraćaja je da do punog izražaja dodje: čistiji, jeftiniji i brži robni saobraćaj. Od šireg društvenog interesa je pre svega ekološki aspekt ovog vida transporta. Zato većina železničkih uprava sve više svoje razvojne strategije saobraćaja oslanja na razvoj kombinovanog transporta. Činjenica da u Jugoslaviji nije razvijena nijedna od tehnika kombinovanog transporta nameće obavezu da se ozbiljno računa na osvajanje nove tehnike u narednom periodu.

Plato-kola za prevoz šinskih polja

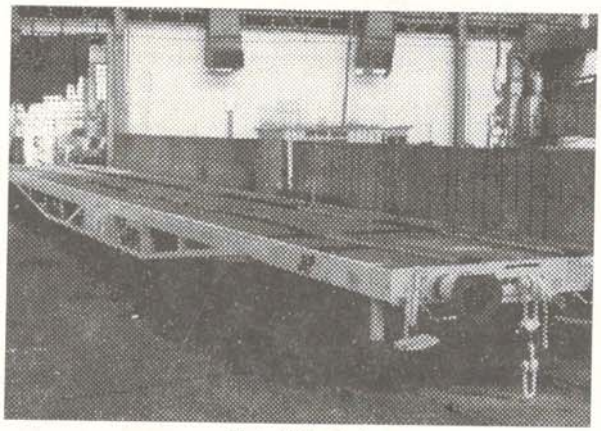
Dr Zoran MICKIĆ, dipl. inž.
spec. Borivoje NIKOLIĆ, dipl. inž
MIN Holding Co
DD "VAGONKA"

Četvoroosovinska plato–kola sa niskim usadnim stupcima (sl. 1) izvedena su rekonstrukcijom kola Taems (serija 585). Kola su predvidjena za prevoz šinskih polja, šina, drvenih i betonskih železničkih pragova i kolosečnog pribora, kontinualno rasporedjenih po celoj dužini postolja, kao i mašina i uredjaja za održavanje gornjeg stroja pruge. Ovim kolima se mogu prevoziti i koncentrisani tereti prema tabeli 1.

Plato–kola su namenjena za unutrašnji saobraćaj, za železničke svrhe i saobraćaju u zatvorenim garniturama kao poseban voz sa sopstvenim vučnim vozilom, brzinom do 60 km/h, sa masom po osovini do 20 t, a sposobna su za saobraćaj na prugama kategorije A, B, C i D. Manevrisanje ovim kolima se obavlja malim brzinama i sa povećanom pažnjom. Zabranjeno je ranžiranje preko spuštalica i odbacivanje.

Kola neće nositi oznaku RIV,a mogu se razmenjivati sa drugim stranim železnicama po posebnim sporazumima izmedju železnica. Plato–kola ispunjavaju neophodne uslove objava UIC, propisa ERRI, pravilnika RIV, JUS i JŽS i pravilnika i uputstava JŽ koja se odnose na ovaj tip kola. U pogledu održavanja podležu članu 2, grupa C - tačka 2 Pravilnika 241 JŽ. Zakvačena kola, prazna i natovarena, sposobna su za prolaz kolosekom u krivini poluprečnika 150 m najvećom brzinom od 60 km/h,odnosno, nezakvačena i pod bilo kojim tovarom, za prolaz kolosekom u krivini poluprečnika 75 m, brzinom do 10 km/h.

Navedena kola su rekonstruisana u kola za prevoz šinskih polja za potrebe "ZGOP" - Novi Sad.



Sl. 1. Plato kola

1. Tehničke karakteristike kola

Osnovne karakteristike kola su:

- širina koloseka ..... 1435 mm
- dužina kola preko čela nesabijenih odbojnika ..... 24000 mm
- dužina preko čeonih nosača (korisna dužina poda) ..... 22760 mm
- širina kola (korisna širina poda) ..... 2650 mm
- visina gornje ivice poda od GIŠ-a (za visinu odbojnika od 1060 mm) ..... 1200 mm
- razmak svornjaka obrtnih postolja ..... 18460 mm
- sopstvena masa ..... cca 25 t
- maks. nosivost kola ..... 55 t
- vazdušna kočnica ..... O-GP-16"
- pritvrdna kočnica
- obrtno postolje, tip Y 25 CsB rekonstruisano
- granica tovarenja:

	A	B	C	D
60	55.0 t			

Kola su sposobna da nose terete prema tabeli 1.

Tabela 1

Dužina naleganja tereta (m)	Masa je ravnomerno raspoređena po podu	Masa na dva oslonca širine od po najmanje 1,20 i debljine 0,20 m
2.00	20 t	20 t
5.00	30 t	30 t
9.00	32 t	32 t
16.00	40 t	40 t
22.76	80 t umanjeno za sopstvenu masu kola	80 t umanjeno za sopstvenu masu kola

1.1. Postolje kola

Postolje se sastoji iz srednjeg i dva čeona dela. Svi delovi su napravljeni od čelika minimalne zatezne čvrstoće 370 MPa ili 520 MPa.

Čeoni deo postolja se sastoji iz dva srednja podužna nosača, dva spoljašnja bočna podužna nosača, dva bočna podužna nosača, kosnika i nosača rasterećenja kosnika i čeonog nosača ojačanog ukrućenjima sandučastog preseka od kosnika do spoljašnjeg bočnog podužnog nosača. Čeoni nosač je napravljen po zahtevima propisa UIC 530-5, prilog 3.

Glavni poprečni nosač je sandučastog oblika, izradjen zavarivanjem čeličnih limova.Na mestima bočnih klizača, nosača tegljeničkih uredjaja i obrtne šolje, glavni poprečni nosač je ojačan ukrućenjima.

Čeoni deo postolja i glavni poprečni nosač sa postojećih Taems kola primenjeni su kod Ua-zž bez izmena. U čeonom delu je obezbedjen prostor za ugradnju automatskog kvačila i klasičnog tegljeničkog uredjaja.

Srednji deo postolja čine dva glavna srednja podužna nosača izradjena zavarivanjem u obliku L–profila, dva spoljna podužna nosača izradjena u obliku U–profila sa raspinjačom od L– profila i nekoliko poprečnih nosača promenljivog poprečnog preseka.

Konstrukcija postolja je sposobna da primi sva predvidjena horizontalna i vertikalna opterećenja bez trajnih deformacija, a konstruktivno je prilagodjena da nosi i delove kočnog sistema.

1.2. Obrtna postolja

U obrtna postolja Y 25 CsB ugradjeni su elementi obrtnog postolja Y 25 Rs2a, u skladu sa odredbama tačke 3 zapisnika sa 114. sastavnika TKJŽ od 12. i 13.2.1990. god. (pritisno dugme, čaura za pritisno dugme, svornjak kape, karike i ploče od manganskog čelika).

Osovinski sklop je uradjen prema uslovima UIC 813, a neuravnoteženje je manje od 125 gm.

Monoblok točak odgovara uslovima UIC 812-3. Prečnik kruga kotrljanja u novom stanju je 920 mm, a može se koristiti do prečnika 830 mm. Materijal monoblok točka je RT7.

Osovina odgovara uslovima UIC 811-1, a materijal osovine je A1N. Prečnik rukavca osovine na mestu cilindričnog valjčastog ležišta je 120 p6. Prečnik sedišta glavčine monoblok točka iznosi 185 mm.

U obrtnom postolju ugradjeni su osovinski sklopovi sa rukavcima o 120 mm i monoblok točkovima o 920 mm. Na osovinskim rukavcima su navučeni kotrljajno cilindrični vijčani ležajevi WJ 120 x 240 x 80 i WJP 120 x 240 x 80 i zadovoljavaju uslove zamenljiivosti prema UIC 510-1. Podmazivanje ležajeva obavlja se mašću FOR-2EP-FAM Kruševac. Kućišta ležišta su od livenog čelika sa bočnim konzolama gde su smeštene zavojne opruge.

Bočni klizači su ogibljeni zavojnim oprugama i snabdeveni nemetalnim umecima. Izmedju obrtnih šolja ugradjen je nemetalni umetak. Bočni klizači se zamenjuju novim tipom (Y25 Cst).

Ram je izradjen od čeličnog lima, čeličnih profila i čeličnog liva, a delovi su spojeni elektrolučnim zavarivanjem. Konstrukcija rama obrtnog postolja prilagodjena je ugradnji automatskog kvačila bez podizanja kola.

Kočno polužje čine parovi dvokrakih poluga, spojnica, vešalica i kočni paralelogram kojii povezuje kočne mehanizme nad svakom osovinom. U sve elemente kočnog sistema ugradjene su čaure koje obezbedjuju duži vek trajanja osnovnim elementima. Za ram obrtnog postolja vezani su stremenovi čiji je zadatak da prihvate kočni sistem u slučaju bilo kakvog raskida veze.

1.3. Tegljenički uredjaj

Tegljenički uredjaji su čeonog tipa prema objavama UIC 520 čija visina iznad GIŠ-a kod praznih kola iznosi 1040. 5 mm.

Kuka tegljeničkog uredjaja je sposobna da izdrži zateznu silu od 1000 kN. Zavojno kvačilo je sposobno da izdrži zateznu silu od 850 kN. Elastičnost tegljeničkog uredjaja je ostvarena pomoću dve pužaste opruge koje su postavljene na red. Krajnja sila kompleta opruga iznosi (2 x 200 kN) 400 kN pri hodu od 67 mm.

1.4. Odbojnički uredjaji

Odbojničke uredjaje sačinjavaju četiri odbojnika klase A sa prstenastom oprugom prema objavi UIC 526-1.

Visina ose odbojnika iznad GIŠ-a kod praznih kola iznosi 1060 5 mm, a rastojanje ose odbojnika je 1750 mm. Elastičnost odbojnika je ostvaren čeličnom prstenastom oprugom. Radni hod opruge je 105 mm pri krajnjoj sili sabijanja od 590 kN. Dužina nesabijenog odbojnika je 620 mm, a prečnik odbojničke ploče je 500 mm. Odbojnik je uradjen po UIC 526-I. Na grudnoj gredi zavareni su sa unutrašnje strane graničnici koji onemogućavaju okretanje vijaka pri montaži i demontaži odbojnika. Odbojnik je rekonstruisan tako što je urađeno neophodno odsecanje odbojničke ploče prema UIC 527-2 i ugradjeni su elementi za osiguranje od okretanja.

1.5. Pritvrdna kočnica

Pritvrdna kočnica je sposobna da zadrži prazna kola u stanju mirovanja na nagibu od 35 promila. Njome se rukuje sa zemlje sa jedne ili druge bočne strane kola. Okretanjem ručnog točka u smeru kazaljke na satu, sila se preko para koničnih zupčanika, zavojnog vretena i navrtke, prenosi na srednje kočno polužje i sve kočne papuče.

1.6. Vazdušna kočnica

Kola su opremljena automatskom vazdušnom kočnicom koja je standardna kočnica JŽ, tipa OERLIKON O-GP-16" sa rasporednikom tipa Est3f/S3/HBG-300. Kočnica poseduje mehanički uredjaj sile kočenja "prazno-tovareno" i mehanički uredjaj "teretni-putnički".

Kočno polužje je opremljeno automatskim regulatorom SAB-DRV-2A-600 i tuljcima sa razrezom.

Na svakom čelu kola postavljena je po jedna završna čeona slavina glavnog vazdušnog voda prema objavi UIC 541-1. Kočni cilindar je od 16". Glavni vazdušni vod je prečnika 1 1/4".

1.7. Stepenice, rukodrži i nosači signala

Kola su opremljena dijagonalno postavljenim ugaonim stepenicama po UIC 535-2 prilog 7, i to po jedna na svakom čelu. Teleskopski rukodrži odgovaraju UIC-u 535-2 prilog 8b. Na kolima su ugradjeni čeoni nosači signala prema UIC 532. Na bočnim podužnim nosačima ugradjene su kuke za uže prema UIC 536, alke za vezivanje tereta (po 6 sa svake bočne strane), nosači i okviri za listice prema UIC 575. Po 4 niska neotudjiva usadna stupca, visine 400 mm, postavljena su na podu, pored spoljašnjih podužnih nosača i po potrebi se spuštaju unutar postolja.

1.8. Premazi, boje i natpisi

Kola su očišćena, zaštićena i završno obojena, shodno zahtevima Tehnologije antikorozione zaštite.

Na kolima su izvedeni natpisi i oznake po propisima RIV, UIC 438-2 i JŽS TO.003 koji se odnose na ovaj tip kola.

1.9. Pod

Pod je izrađen od hrastovih impregniranih dasaka debljine 45 mm i širine 170-220 mm. Kvalitet dasaka (podnica) odgovara UIC 844-1.Daske se postavljaju tako da se linije godova savijaju naviše (prema nosačima postolja) zbog sprečavanja vitoperenja dasaka nakon montaže. Dozvoljena relativna vlažnost dasaka pre impregnacije je 12-18%.

Svi otvori za zavrtnjeve buše se pre impregnacije. Posle montaže dasaka, glave zavrtnjeva se zalivaju bitumenom. Svi zavrtnjevi moraju biti galvanizovani (pocinkovani) po JUS C.T7.105.

Daske se pripremaju za impregnaciju po UIC 842-3, a impregnacija dasaka se obavlja potapanjem u kreozotnim uljima po JUS D.T4.022. Izmedju dasaka i čeličnih nosača postolja postavljaju se trake za zaštitu protiv korozije prema JŽS V2.059. Trake se rastvorom bitumena prema JUS C.T7.375, a prema zahtevima UIC 842-4, lepe na nosače prethodno namazane antikorozionom osnovnom bojom.

Donja površina poda iznad točkova, zaštićena je limovima protiv varničenja.

1.10. Uzemljenje

Uzemljenje kola je izvedeno prema UIC 533, bakarnim kablom ukupnog preseka 35 mm^2 koji po konstrukciji i nameni odgovara JUS N.C0.015.

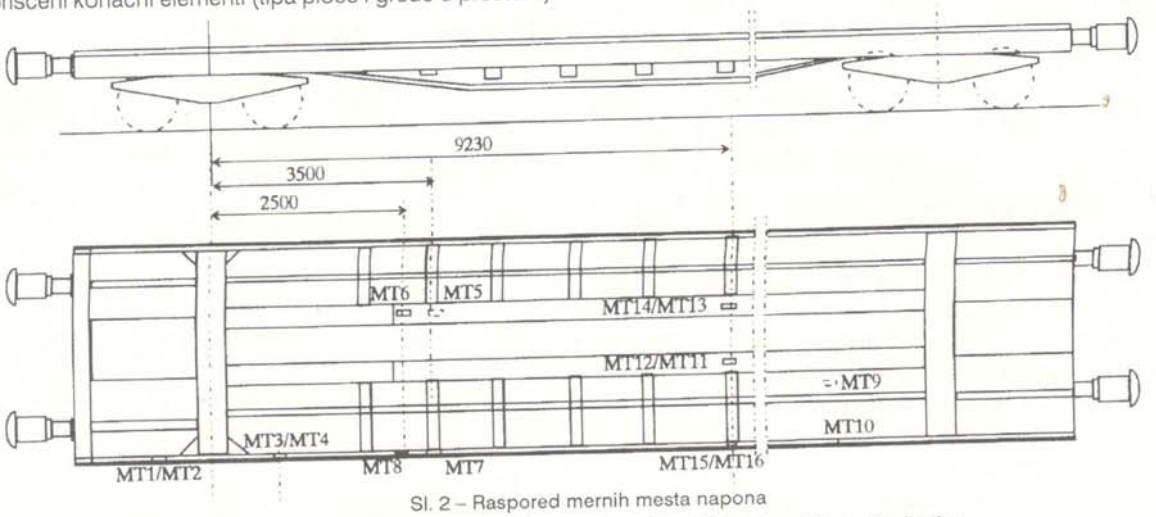
Svi elementi kola koji su vezani zavrtnjevima, kao i postolje sa obrtnim postoljima, ramovi obrtnih postolja sa mazalicama, premošćeni su kablovima za uzemljenje. Svi zavrtnjevi i sve dodirne površine sa stopicama za vezivanje kabla su kalajisane.

2. Proračun čvrstoće noseće konstrukcije kola

Prema tehničkim uslovima za rekonstrukciju i isporuku plato–kola i UIC 577, kola su sposobna da prime horizontalno, vertikalno i kombinovano opterećenje. Na osnovu ovih zahteva uradjen je statički proračun čvrstoće noseće konstrukcije kola.

Statički proračun kola urađen je na računaru PC 3.86. Analiza je obavljena modeliranjem postolja kola pri čemu je diskretizacija postolja realizovana metodom ko-

načnih elemenata. Zbog simetričnosti konstrukcije za analizu je uzeta jedna četvrtina postolja. Pri diskretizaciji su korišćeni konačni elementi (tipa ploče i grede u prostoru). Ukupan broj čvornih tačaka u modelu je 161, a broj ploča 122 i greda 14. (sl. 2).



Sl. 2 – Raspored mernih mesta napona

Konstrukcija je analizirana pomoću programskog paketa SAP IV. Naponi u konačnim elementima izračunavaju se programskim paketima. Statička analiza konstrukcije data je posle izvršene optimizacije konstrukcije, pri čemu je kriterijum za optimizaciju bio maksimalni ugib postolja kola.

Na osnovu statičke analize noseće strukture ovih kola, može se zaključiti da naponi u najkritičnijim presecima ne prelaze dozvoljene vrednosti napona:

- za vertikalna opterećenja

σ_{doz} = 18,5 kN/cm za materijal Č.0562.

- za horizontalna i kombinovana opterećenja

σ_{doz} = 36 kN/cm za materijal Č.0562.

Maksimalni izračunati ugib postolja je u sredini kola za slučaj vertikalnog opterećenja teretom na dužini od 5 m, i on iznosi 53,0 cm. Budući da dozvoljeni ugib za ova kola od 3% iznosi 55,38 mm , to je i ovaj kriterijum zadovoljen.

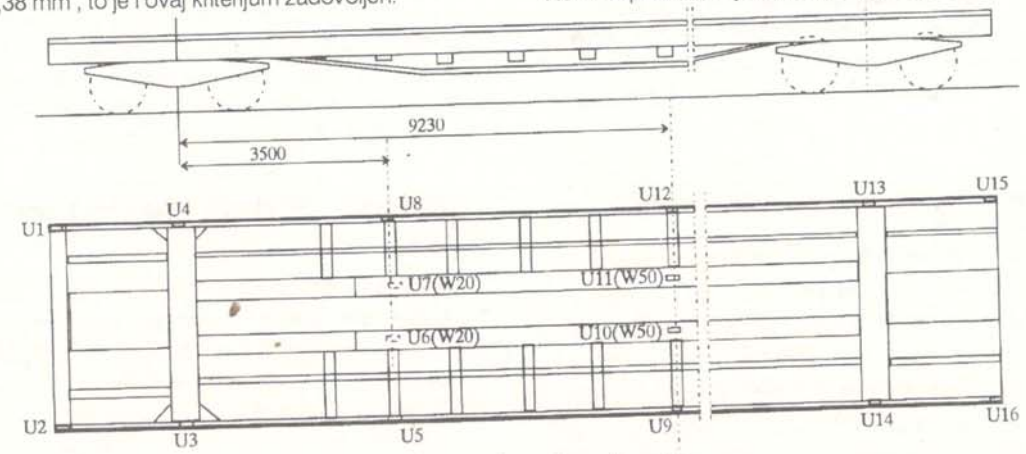
3. Statička ispitivanja kola

Statičko ispitivanje kola obuhvata ispitivanje čvrstoće konstrukcije, merenje ugiba, merenje čvrstoće poda i merenje podizanja punih iskliznih kola. Osnova za statičko ispitivanje noseće strukture kola je statički proračun noseće konstrukcije kola.

Na osnovu predvidjenog i prihvaćenog programa stsatičkog ispitivanja odabrana je metoda merenja mehaničkih veličina električnim putem.

Hidraulični cilindri su registrovali horizontalno opterećenje mernom opremom. Vertikalno opterećenje ustanovljeno je merenjem mase betonskih pragova na osnovu čega je izračunata srednja vrednost mase jednog praga od 204 kg, a vertikalna opterećenja su simulirana betonskim pragovima shodno Programu statičkih ispitivanja.

Na karakterističnim presecima konstrukcije kola postavljene su merne trake za registrovanje lokalnih napona. Na sl. 3 prikazana je šema rasporeda mernih mesta.



Sl. 3 Raspored mernih mesta ugiba

Tabela 2 Pregled obavljenih merenja

Oznaka merenja	Opterećenja	Datum	Vreme	Temp.
Merenje 10.04-1	Koncentrisano 255 kN (85%) na 5m	10.04.96	12:10:07	15°C
Merenje 10.04-1	Koncentrisano 330 kN (110%) na 5m	10.04.96	12:10:07	15°C
Merenje 10.04-3	Rasterećenje sa 330 kN (110%) na 255 kN (85%) na 5m	10.04.96	13:24:17	14°C
Merenje 10.04-4	Rasterećenje sa 255 kN (85%) na 0 kN (0%)	10.04.96	14:16:41	14°C
Merenje 10.04-5	Koncentrisano 255 kN (85%) na 5m	10.04.96	15:31:07	14°C
Merenje 10.04-6	Koncentrisano 330 kN (110%) na 5m	10.04.96	15:47:37	18°C
Merenje 10.04-7	Rasterećenje sa 330 kN (110%) na 255 kN (85%) na 5m	10.04.96	16:16:23	18°C
Merenje 10.04-8	Rasterećenje sa 255 kN (85%) na 0 kN (0%)	10.04.96	16:51:27	18°C
Merenje 10.04-9	Horizontalna sila 2x600 kN u osi odbojnika	10.04.96	17:35:37	18°C
Merenje 10.04-10	Rasterećenje od horizontalnih sila	10.04.96	17:46:03	18°C
Merenje 10.04-11	**Horizontalna sila 2x600 kN u osi odbojnika**	**10.04.96**	**17:54:55**	**18°C**
Merenje 10.04-12	Rasterećenje od horizontalnih sila	10.04.96	18:04:37	18°C
Merenje 10.04-13	Kombinovano opterećenje 255 kN (85%) + horizontalna sila 2x600 kN u osi odbojnika	10.04.96	18:43:16	18°C
Merenje 10.04-14	Rasterećenje od kombinovanog opterećenja	10.04.96	19:26:10	17°C
Merenje 11.04-1	Kontinualno opterećenje po celoj dužini 470 kN (85%)	11.04.96	10:00:00	12°C
Merenje 11.04-2	Rasterećenje od kontinualnog opterećenja	11.04.96	13:22:01	18°C
Merenje 11.04-3	**Kontinualno opterećenje po celoj dužini 550 kN (100%)**	**11.04.96**	**17:58:23**	**13°C**
Merenje 11.04-4	Rasterećenje od kontinualnog opterećenja	11.04.96	19:11:07	13°C
Merenje 11.04-5	**Kombinovano opterećenje 550 kN + horizontalne sile 2x600 kN u osi odbojnika**	**11.04.96**	**20:59:48**	**12°C**
Merenje 11.04-6	Rasterećenje od kombinovanog opterećenja 550 kN + 2x600 kN	11.04.96	22:05:06	12°C
Merenje 11.04-7	**Koncentrisano 300 kN (100%) na 5m**	**11.04.96**	**23:13:56**	**10°C**
Merenje 11.04-8	Rasterećenje od koncentrisanog opterećenja na 0 kN (0%)	11.04.96	23:53:56	10°C
Merenje 11.04-9	**Kombinovano opterećenje 300 kN (100%) na 5m + horizontalne sile 2x600 kN u osi odbojnika**	**11.04.96**	**00:30:00**	**9°C**
Merenje 11.04-10	Rasterećenje od kombinovanog opterećenja 300 kN +2x600 kN	11.04.96	01:06:33	9°C
Merenje 12.04-1	Horizontalno opterećenje ispod ose odbojnika 2x450 kN	12.04.96	10:02:39	15°C
Merenje 12.04-2	Rastereće od ekscentričnog horizontalnog	12.04.96	10:12:39	15°C
	opterećenje 2x450 kN			
Merenje 12.04-3	**Horizontalno opterećenje ispod ose odbojnika 2x450 kN**	**12.04.96**	**10:25:56**	**15°C**
Merenje 12.04-4	Rastereće od ekscentričnog horizontalnog opterećenje 2x450 kN	12.04.96	10:30:59	15°C
Merenje 12.04-5	**Kontinualno opterećenje 550 kN (100%) pre podizanja punih iskliznutih kola**	**12.04.96**	**13:12:49**	**18°C**
Merenje 12.04-6	**Kontinualno opterećenje 550 kN (100%) i podignuta puna iskliznuta kola**	**12.04.96**	**13:52:31**	**18°C**
Merenje 12.04-7	**Kontinualno opterećenje 550 kN (100%) i spuštena kola**	**12.04.96**	**13:58:43**	**18°C**
Merenje 12.04-8	**Rasterećenje od kontinualnog opterećenja 550 kN (100%) i spuštena kola**	**12.04.96**	**15:10:12**	**18°C**

Tabela T3 Vrednosti napona na mernim mestima u MPa

	MT1	MT2	MT3	MT4	MT5	MT6	MT7	MT8	MT9	MT10	MT11	MT12	MT13	MT14	MT15	MT16
25.5t (85%) na 5m	-0.1624	24.0352	13.4792	1.9488	67.5584	-20.6248	62.0368	-18.8384	69.0200	63.3360	85.0976	-72.9176	87.3712	-72.1056	63.3360	-33.1296
33t (110%) na 5m	3.7352	31.3432	21.2744	5.3592	91.1064	-25.3344	86.2344	-22.0846	89.9696	84.4480	115.3040	-87.5336	118.5520	-85.9096	86.8840	-39.3008
25.5t (85%) na 5m	17.0520	25.6592	28.0952	9.0944	78.2768	-13.3168	78.7640	-9.4192	80.0632	75.5160	96.6280	-64.7976	98.0896	-62.8488	74.5416	-24.1976
Rasterećeno	-0.1624	8.6072	-3.0856	-3.5728	-2.4360	-3.2480	-2.4360	-3.0856	-2.9232	-5.0344	-7.9576	-8.4448	-7.9576	-7.9576	-8.1200	-9.5816
25.5t (85%) na 5m	-14.9408	1.4616	-1.2992	-11.0432	55.2160	-38.1640	51.3184	-32.9672	53.7544	51.9680	85.5848	-73.7296	85.7472	-70.9688	65.7720	-36.0528
33t (110%) na 5m	-17.7016	3.7352	-1.2992	-13.9664	70.3192	-47.4208	67.0712	-41.7368	70.1568	67.8832	110.5944	-95.4912	114.1672	-91.2688	85.0976	-47.7456
25.5t (85%) na 5m	-7.9576	-4.5472	3.0856	-13.4792	57.1648	-38.9760	53.7544	-33.2920	55.3784	53.4296	86.5592	-74.8664	86.8840	-71.7808	66.7464	-36.5400
Rasterećeno	2.9232	-1.7864	1.9488	1.9488	1.6240	1.7864	1.4616	2.1112	0.8120	0.8120	1.2992	1.7864	1.2992	2.5984	1.4616	1.6240
2x600 kN horiz.	-43.0360	-21.5992	-41.5744	-21.7616	-6.4960	-43.3608	-13.9664	-36.2152	-2.7608	-9.7440	-0.3248	-46.6088	0.8120	-44.6600	-0.4872	-40.9248
Rasterećeno	0.3248	-1.2992	0.1624	0.6496	-0.4872	0.0000	-1.6240	0.1624	0.0000	-0.6496	1.1368	1.4616	1.2992	1.1368	1.2992	1.2992
2x600 kN horiz.	-38.4888	-19.8128	-37.0272	-16.8896	-2.4360	-36.3776	-9.0944	-31.3432	1.6240	-5.6840	4.2224	-41.7368	4.5427	-39.7880	3.7352	-36.2152
Rasterećeno	1.1368	0.9744	1.7864	1.9488	0.8120	2.4360	0.0000	1.4616	0.9744	1.1368	1.9488	2.2736	1.6240	1.9488	2.1112	2.5984
25.5t 5m + 2x600kN hor.	-51.9680	-21.4368	-37.0272	-30.0440	57.1648	-78.4392	48.3952	-66.4216	60.2504	54.4040	96.3032	-121.8000	95.6536	-116.2784	78.9264	-76.8152
Rasterećeno	1.4616	-5.6840	2.5984	0.4872	1.6240	-0.9744	0.8120	-0.3248	0.9744	1.2992	2.1112	0.3248	2.4360	0.1624	2.2736	2.2736
47t (85%)	-12.8296	18.1888	-2.7608	-12.1800	67.3960	-47.2584	59.4384	-39.4632	62.6864	54.4040	72.4304	-64.1480	72.1056	-59.4384	59.7632	-37.3520
Rasterećeno	-0.8120	4.2224	-0.9744	0.1624	1.4616	2.5984	-0.6496	1.2992	1.7864	-0.3248	-3.2480	-0.9744	-2.5984	0.4872	-4.7096	-7.1456
55t (100%)	-24.3600	-3.7352	-2.5984	-5.1968	81.8496	-50.6688	72.1056	-39.9504	79.2512	71.2936	90.1320	-67.8832	88.8328	-67.3960	73.8920	-39.6256
Rasterećeno	-3.5728	-20.9496	3.0856	3.5728	3.4104	3.2480	3.5728	4.0600	2.9232	4.7096	3.7352	3.0856	3.2480	2.2736	3.4104	3.2480
55t + 2x600kN hor.	-62.3616	-15.2656	-38.1640	-32.4800	77.6272	-96.4656	61.0624	-79.2512	82.4992	67.2336	92.7304	-119.3640	93.5424	-117.4152	77.7896	-83.4736
Rasterećeno	-1.4616	-8.2824	0.4872	0.1624	0.4872	0.0000	1.1368	-0.6496	2.2736	2.7608	2.2736	1.1368	1.6240	0.0000	1.7864	1.6240
30 t (100%) na 5m	-11.8552	4.7096	-0.3248	-12.5048	66.9088	-43.5232	65.2848	-37.3520	64.4728	63.6608	104.4232	-85.7472	105.3976	-82.9864	82.9864	-44.8224
Rasterećeno	1.4616	1.1368	0.3248	0.1624	-0.6496	0.6496	1.2992	0.3248	0.3248	0.4872	1.9488	1.1368	1.4616	0.6496	1.4616	2.2736
30t na 5m + 2x600kN hor.	-47.2584	-17.8640	-35.5656	-34.2664	65.6096	-83.3112	59.4384	-72.9176	71.4560	65.9344	113.1928	-144.3736	112.3808	-133.8176	94.3544	-83.9608
Rasterećeno	1.7864	2.4360	1.7864	0.4872	0.1624	-0.6496	2.5984	0.1624	0.8120	1.1368	3.4104	-10.8808	2.2736	-8.1200	3.4104	1.9488
2x450 kN horiz. eksc.	-29.7192	-7.9576	-24.6848	-15.1032	-3.7352	-29.7192	-6.8208	-24.1976	-3.2480	-6.6584	-1.1368	-32.3176	-0.9744	-31.3432	-0.3248	-25.9840
Rasterećeno	0.8120	1.2992	-0.8120	-0.6496	0.1624	0.4872	0.6496	-1.1368	0.8120	0.0000	-0.4872	-0.4872	-0.8120	-0.1624	-0.6496	-0.8120
2x450 kN horiz. eksc.	-32.6424	-10.7184	-28.9072	-12.8296	-3.8976	-28.2576	-7.4704	-23.8728	-3.4104	-7.3080	-2.2736	-33.7792	-1.6240	-32.1552	-1.9488	-28.5824
Rasterećeno	0.3248	1.6240	-1.4616	-1.6240	2.9232	-0.4872	-0.6496	-0.3248	0.6496	-0.1624	-1.1368	-0.6496	-0.8120	-0.3248	-1.4616	-1.2992
Kont. 55t spušteno	-15.2656	8.9320	0.3248	-10.5560	72.7552	-50.6688	60.7376	-36.0528	77.3024	69.3448	83.3112	-69.8320	83.6360	-67.8832	67.3960	-42.7112
Kont. 55t podignuto	263.7376	-169.2208	197.9656	-141.4504	155.0920	-138.5272	137.8776	-105.0728	97.1152	78.7640	120.0136	-91.7560	120.6632	-91.1064	97.1152	-62.0368
Kont. 55t spušteno	74.3792	-24.1976	27.2832	-17.0520	71.6184	-48.2328	67.5584	-39.7880	82.0120	72.2680	87.8584	-67.0712	87.0464	-65.9344	71.9432	-39.4632
Rasterećeno	85.4224	-38.0016	23.5480	-2.2736	-9.0944	7.7952	-1.1368	6.0088	6.4960	6.6584	0.3248	2.4360	0.6496	1.6240	-1.1368	-1.4616

Tabela T4 Vrednost ugiba na mernim mestima u mm

	MT1	MT2	MT3	MT4	MT5	MT6	MT7	MT8	MT9	MT10	MT11	MT12	MT13	MT14	MT15	MT16
25.5t (85%) na 5m	-8.0000	-12.0000	4.5000	2.0000	21.0000	21.8920	22.7800	18.0000	36.0000	37.9750	38.1700	38.0000	-2.0000	0.0000	-13.5000	-13.0000
33t (110%) na 5m	-11.5000	-15.0000	4.5000	3.0000	27.0000	28.0600	28.5680	27.0000	46.5000	48.8900	49.0850	49.5000	-2.0000	0.0000	-17.5000	-17.0000
25.5t (85%) na 5m	-10.0000	-12.5000	4.5000	2.0000	22.0000	22.5120	22.5100	21.0000	37.0000	38.8600	38.7800	39.5000	1.0000	1.5000	-14.0000	-14.0000
Rasterećeno	0.5000	1.0000	0.5000	-3.5000	-1.5000	0.2160	-1.2920	2.5000	0.0000	0.3150	0.0150	0.5000	-3.0000	0.0000	-0.5000	0.5000
25.5t (85%) na 5m	-9.5000	-13.0000	4.0000	5.5000	24.5000	21.8800	22.6200	23.0000	37.0000	38.0950	37.8700	38.0000	4.0000	1.5000	-13.0000	-14.0000
33t (110%) na 5m	-12.5000	-16.5000	4.0000	6.0000	29.5000	28.0100	28.6160	29.5000	47.0000	45.9400	48.8050	48.0000	4.0000	0.0000	-16.0000	-17.5000
25.5t (85%) na 5m	-10.5000	-13.5000	3.0000	5.5000	23.5000	22.3840	21.6880	25.0000	38.0000	35.5900	38.6700	38.0000	4.0000	0.0000	-12.5000	-13.5000
Rasterećeno	0.0000	-1.0000	0.0000	3.5000	1.5000	0.0160	-2.2900	1.5000	0.0000	-3.0800	0.1850	-1.0000	3.0000	0.0000	0.0000	-0.5000
2x600 kN horiz.	-1.5000	-3.0000	-0.5000	0.5000	8.0000	8.4920	7.8200	7.0000	14.0000	12.7750	12.0000	12.0000	-3.0000	-4.0000	-7.0000	-4.0000
Rasterećeno	0.5000	1.0000	0.0000	0.5000	0.0000	-0.1280	-0.2120	-1.0000	-1.0000	-0.1800	-0.0850	0.0000	-3.0000	-1.0000	0.0000	0.0000
2x600 kN horiz.	-2.0000	-5.0000	0.0000	-0.5000	8.0000	8.2660	7.5800	9.0000	14.0000	12.6050	11.8700	12.0000	1.0000	-1.0000	-7.0000	-4.0000
Rasterećeno	-1.0000	-1.0000	0.0000	-0.5000	-1.0000	-0.3040	-0.3840	2.0000	0.0000	-0.3450	-0.3250	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
25.5t 5m + 2x600kN bor.	-12.0000	-17.0000	4.0000	2.0000	35.0000	31.6680	32.1520	29.0000	56.0000	54.6350	52.0000	51.0000	0.5000	3.0000	-21.0000	-19.0000
Rasterećeno	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	2.0000	0.1520	0.1400	-1.0000	1.0000	0.1500	0.4250	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000
47t (85%)	-9.5000	-11.5000	5.0000	3.5000	25.0000	24.5080	25.1060	21.0000	38.5000	38.4100	37.9300	39.0000	0.0000	3.0000	-13.0000	-12.0000
Rasterećeno	0.0000	1.0000	0.0000	1.0000	-1.0000	0.4540	0.6440	-0.5000	0.5000	-0.3000	0.7100	2.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
55t (100%)	-9.0000	12.5000	7.0000	2.5000	31.0000	28.2540	28.7840	32.0000	44.0000	34.5750	44.0950	43.5000	0.0000	4.0000	-14.5000	-14.0000
Rasterećeno	0.0000	2.0000	1.0000	1.0000	2.5000	0.6040	0.3160	2.0000	0.0000	-9.2550	0.4300	1.0000	3.0000	2.0000	0.0000	1.0000
55t + 2x600kN bor.	-14.0000	-17.0000	6.0000	4.0000	36.5000	11.6580	16.5240	38.0000	61.0000	59.8600	59.0950	58.0000	-3.5000	3.0000	-23.0000	-21.0000
Rasterećeno	0.0000	-0.5000	0.5000	0.0000	-0.5000	-5.0360	-3.8660	0.0000	1.5000	0.4150	0.9800	0.5000	2.0000	1.0000	-0.5000	0.0000
30 t (100%) na 5m	-12.0000	-15.0000	2.5000	2.0000	28.0000	25.7060	26.4320	23.0000	44.5000	44.2850	44.1350	43.5000	-6.0000	0.0000	-14.5000	-16.0000
Rasterećeno	0.0000	0.5000	-0.5000	0.0000	-2.0000	-0.0680	-0.0100	0.0000	0.0000	-1.1400	0.1750	0.5000	-6.0000	-1.0000	0.5000	0.0000
30t na 5m + 2x600kN bor.	-16.5000	-21.0000	5.0000	3.0000	40.0000	35.2320	35.9120	35.0000	63.0000	60.0000	59.2700	56.0000	0.0000	1.5000	-24.5000	-22.0000
Rasterećeno	0.0000	-1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0600	0.1000	-3.0000	1.0000	38.9800	1.9050	0.5000	-6.0000	-1.0000	-0.5000	-1.0000
2x450 kN horiz. eksc.	-2.0000	-2.0000	0.0000	0.0000	4.5000	5.7260	5.0120	1.0000	7.5000	6.5200	5.2250	6.5000	0.0000	0.0000	-3.0000	0.0000
Rasterećeno	-2.0000	0.5000	-1.0000	0.0000	-1.0000	-0.0620	0.0480	-4.0000	-1.0000	-0.3650	-1.4800	-0.5000	1.0000	0.0000	1.0000	0.0000
2x450 kN horiz. eksc.	0.0000	-2.5000	0.0000	0.5000	6.0000	5.7500	5.0160	5.5000	8.0000	6.2250	4.7700	7.0000	0.0000	0.0000	-4.0000	-0.5000
Rasterećeno	-2.0000	1.0000	-1.0000	0.5000	-1.0000	-0.0720	0.0160	-3.5000	-1.0000	-2.1050	-0.7650	-0.5000	1.0000	0.0000	1.0000	0.0000

Ugib je meren u odredjenim tačkama konstrukcije koje su označene na sl. 3.

U saglasnosti sa overenim programom statičkog ispitivanja obavljena su sledeća merenja koja su prikazana u tabeli 3.

Tabela 2. Pregled obavljenih merenja

U tabeli 3. prikazani su izmereni naponi svih merenja, a u tabeli 4 prikazani su izmereni ugibi svih merenja.

Svi izmereni naponi su ispod dozvoljenih napona.

Trajne deformacije noseće konstrukcije kola pri merenju nisu registrovane, a vizuelno su proveravani zavareni spojevi i nisu konstatovane deformacije. Zaostali naponi posle rasterećenja statičkim silama su zanemarljivi. Noseća konstrukcija plato–kola se nakon rasterećenja vraćala u prvobitni položaj, odnosno nisu registrovane trajne deformacije.

Nisu date ilustracije opterećenja kola koncentrisanim teretom na 5 m, kontinualnim teretom od 550 kN na celoj dužini kola, ispitivanja čvrstoće poda opterećenjem od 60 kN preko dva podmetača površine 220 cm na osnom rastojanju od 650 mm i podizanja kola pomoću hidrauličnih cilindara punih iskliznutih kola zajedno sa obrtnim postoljem u području odbojnika.

4. Završna ispitivanja i prijem plato–kola

Posle statičkih ispitivanja i kompletiranja kola obavljena su završna ispitivanja kola spremnih za službu, i to:

- vaganje kola, prema Uputstvu 265 - JŽ;
- provera prolaska kola kroz gabarit UIC 505-1;
- provera prolaza kola kroz krivinu R = 75 m;
- merenje omskog otpora uzemljenja kola, prema UIC 533;
- ispitivanje kočnice u mestu;
- bočni utovar utovarivača (buldožera);
- probne vožnje praznih i tovarenih kola.

Nakon uspešno sprovedenih svih tipskih ispitivanja, Komisija JŽ je obavila konačni prijem prototipa plato–kola i izdala rešenje za njegovu upotrebu na prugama JŽ.

Planiranje i selekcija razvojnih projekata morfološkim postupkom

dr Dragoslav STEFANOVIĆ, zamenik generalnog direktor
MIN Holding Co

1. Uvod

Morfološki pristup je izuzetno značajna faza u proceduri rešavanja problema uopšte, a posebno se primenjuje kada se za rešavanje pojavljuje niz mogućih alternativa:

(I) U procedurama izbora strategije i predviđanja tehnologije,

(II) U procedurama izbora istraživačko – razvojnih projekata,

(III) U oblasti projektovanja i konstruisanja tehničkih sistema.

Proces projektovanja i konstruisanja uvek zahteva analizu velikog broja varijanti radi sinteze i konačnog izbora optimalnog rešenja.

Mofrološka analiza na organizovan način omogućava da se pronađu sve alternative. Otkrivaju se teorijske tehnološke mogućnosti – odbacuju se okviri postojećih znanja, dolazi se do identifikacije nove tehnologije i dobija se mera šansi da se to ostvari.

Samo projektovanje tehnikih sistema izvodi se u uslovima neodređenosti, a i samo postizanje cilja može da bude rešeno raznim varijantama konstrukcije sistema. Takva neodređenost u procesima projetovanja tehničkih sistema zahteva primenu predviđanja tehnike i tehnologije.

Polazna tačka planiranja istraživačko – razvojne aktivnosti – određivanje cilja i zadataka je najsloženija i u isto vreme najvažnija etapa.

Morfološka analiza je metoda za sistematsko istraživanje svih mogućnosti na tehnološkim nivoima. Jedan od glavnih problema je kako formirati morfološki prostor i kako proučiti svako od mogućih rešenja. Mogući putevi u morfološkom pristupu mogu se prikazati pomoću stabla mogućnosti, grafa mogućnosti i latisa mogućnosti (7).

2. Metoda planiranja i selekcije istraživačko-razvojnih projekata morfološkim pristupom

Kao što je već rečeno, osim stabla mogućnosti i grafa mogućnosti, mogući putevi u morfološkom prostoru prikazuju se i pomoću latisa mogućnosti, slika 1.1

I upravo ova ideja je iskorišćena za razvoj metode koja se može primeniti za poučavanje odnosa i strukturiranje alternativih mogućnosti u planiranju i selekciji istraživačko – razvojnih projekata.

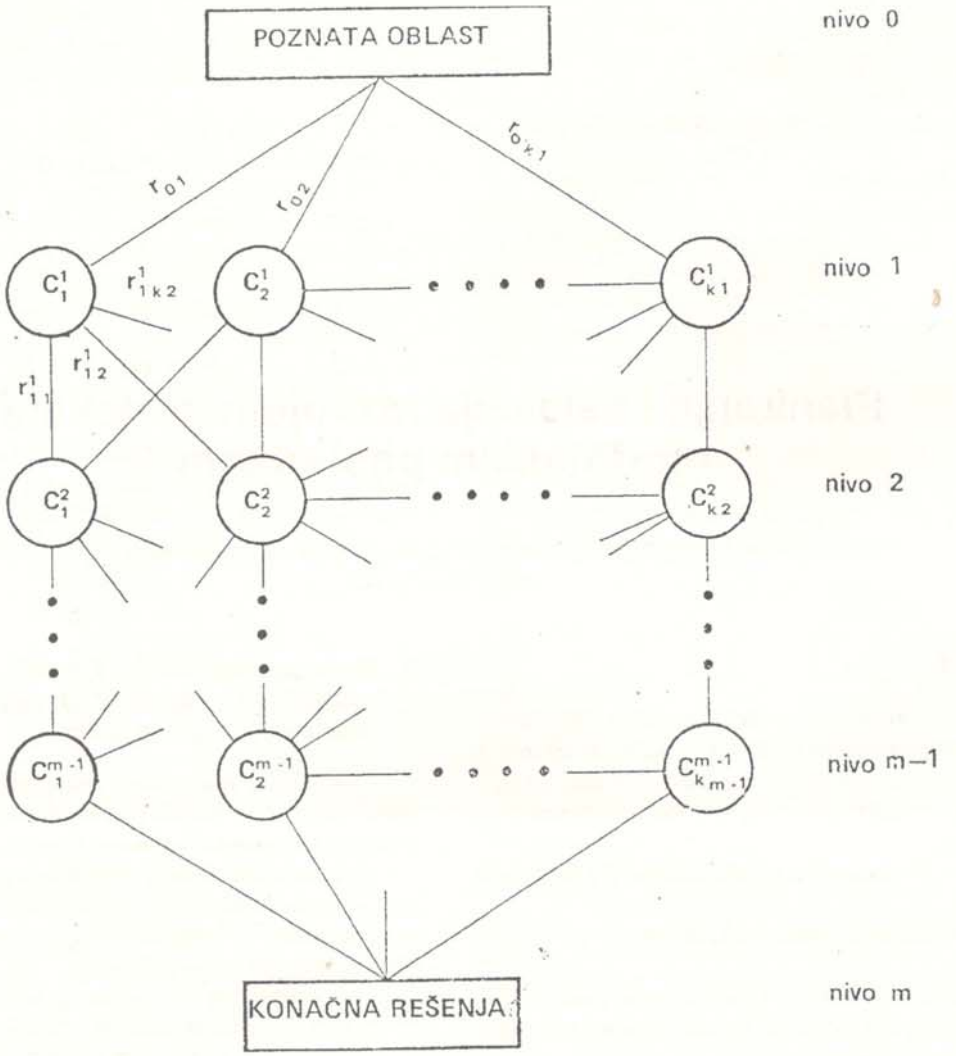
Korišćenje ove metode počinje formulisanjem generalnog cilja u oblasti istraživanja i razvoja.

Ova metoda omogućuje da se pravovremeno prihvate samo najperspektivniji i rentabilni istaživačko–razvojni projekti.

Nadalje, generalni cilj se deli na podciljeve i zadatke. Na sledećim nižim nivoima određuju se sistemi, podsistemi i tehnička rešenja koja su neophodna za obavljanje zadataka, oformljenih na prethodnom nivou. Na taj način metoda omogućuje modeliranje odnosa ciljeva, puteva i srtedstava potrebnih za istraživačke aktivnosti. Cilj može da bude istaživačko – razvojni projekat, ali i progres u rešavanju razvojnih problema.

Veze među ciljevima susednih nivoa karakterišu se unakrsnim vezama, što pokazuje na uzajamnu vezu rešenja zadataka (i+1)-og nivoa za dostizanje ciljeva i-tog nivoa. U veza s tim, grane (putevi) mogu označavati odnos značajnosti (doprinos) zadataka (i+1)-og nivoa za dostizanje nekog cilja i-tog nivoa.

Polazna tačka istraživanja je da se obavi dekompozicija tehničkog sistema na hijerahijske nivoe. Vrednosti parametara sistema, tj. pojedini ciljevi nižeg nivoa predstavljaju zadatke čijim se rešenjem dostižu ciljevi višeg nivoa.



Slika 1. 1. Latisa mogućnosti

Osnovno analitičko sredstvo za selekciju mogućih varijanti je stablo relevantnosti.

Procenjuje se važnost elemenata svakog nivoa hijerarhije ciljeva koji karakterišu doprinos u postizanju cilja višeg nivoa i ciljeva nižeg nivoa. Usvaja se da je ukupan doprinos tog podskupa ciljeva u postizanju cilja višeg nivoa jednak jedinici. Svaki element "stabla" podvrgava se kvalitativnoj oceni. Njemu se pripisuje koeficijent relativne važnosti ili "faktor težine".

Numeričke vrednosti date nekim generalizovanim kriterijumima nemaju stvarni značaj: oni su značajni samo u odnosu jedan prema drugom.

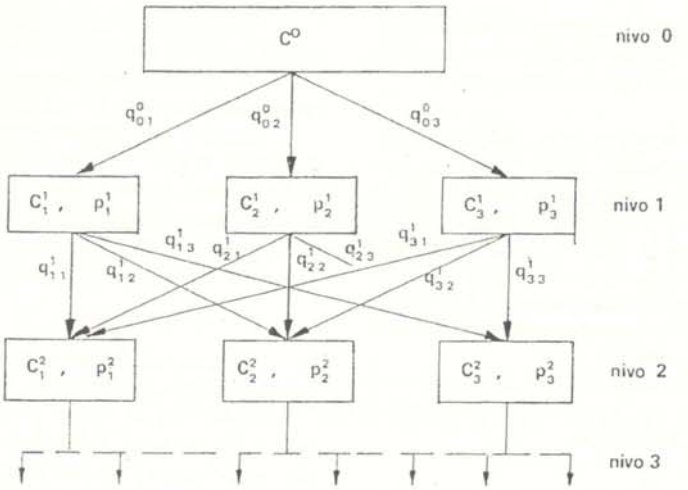
Relativna važnost cilja može se razmatrati sa različitih tačaka gledišta. Drugim rečima, među odnosima pretpostavki mogu se pojaviti protivrečnosti. Zbog toga se uvodi integralni koeficijent relativne važnosti cilja ili broj relevantnosti koji se određuje u delovima (od 0 do 1).

Na osnovu grupne ekspertne analize, koja sama za sebe predstavlja dokument, formira se generalni cilj, zatim ciljevi na svim ostalim nivoima. Svaki element stabla podvrgava se kvalitativnoj oceni i pripisuje mu se koeficijent relativne važnosti ili "faktor težine".

Za određivanje broja relativnosti polazi se od strukturnog modela, slika 1.1, zbog toga to se opšti cilj tehničkog sistema dostiže obavljanjem skupa pojedinačnih ciljeva različitih nivoa, graf ciljeva i zadataka identičan je grafu zadataka, u kome vrhovi izražavaju saglasnost zadataka i njihovih ciljeva različitih nivoa, a grane – odnose između zadataka i odgovarajućih njihovih ciljeva. Radi ilustracije izdvojićemo samo ciljeve prvog i drugog nivoa, kao što je prikazano na slici 1.2.

Slika 1.2. Izdvojeni ciljevi prvog i drugog nivoa – po tri cilja u svakom nivou

U grafu G=(C, R), izdvajamo vektor C=[C^0, C^1, C^2,..., C^{m-1}]



Slika 1.2. Izdvojeni ciljevi prvoga i drugoga nivoa – po tri cilja u svakom nivou

Koji se sastoji iz skupa ciljeva različitih nivoa:

C^0 – generalni cilj;

$C^i - [C^i_1, C^i_2, \ldots, C^i_{ki}]$, $0 < i < m - 1$

tj. skup ciljeva i-tog nivoa ili m-1 nivoa.

Skup grana grafa $R=[f^i_{js}]$, $0 < i < m - 2$; $0 < j < ki$; $0 < s < k_{i+1}$ predstavlja odnose uslova postizanja ciljeva najvišeg nivoa. Na primer, cilj C^0 dostiže se ako su dostignuti ciljevi $C_1{}^1$, $C_2{}^1$,..., $C^1{}_{k1}$. Upravo cilj prvog nivoa $C_2{}^1$ dostiže se uz uslov da su dostignuti ciljevi (ili rešenja zadatka) drugog nivoa $C_1{}^2$, $C_2{}^2$,..., $C^2{}_{k2}$.

U označavanju grana grafa r^i_{js} gornji indeks (i) pokazuje nivo cilja iz kog izlazi grana. Prvi niži indeks je broj vrha cilja i-tog nivoa iz koga izlazi grana, a(s) je broj vrha (i+i)-tog nivoa u koji ulazi grana.

r^i_{js} — nivo cilja iz koga izlazi grana
— broj vrha (i+1)-og nivoa u koji ulazi grana
— broj vrha (i)-tog nivoa iz koga izlazi grana

Graf ciljeva i zadataka predstavlja stablo sa korenom C^0 samo na podskupu vrhova prvog nivoa. Niže veze među ciljevima susednih nivoa karakterišu se unakrsnim vezama, što pokazuje na uzajamnu vezu rešenja zadataka (i+1)-og nivoa za dostizanje ciljeva i-tog nivoa. U vezi s tim, grane r^i_{js} mogu označavati odnos značajnosti (doprinosa) rešenja s-tog zadatka (i+1)-og nivoa za dostizanje j-tog cilja i-tog nivoa.

U našem slučaju granama r^i_{js} odgovaraju brojevi q^i_{js} "težine", tj. relativne važnosti elemenata:

$$0 \le q^i_{js} \le 1, \text{ pri } tome \text{ je } \sum_{s=1}^{k_{j+1}} q^i_{js} = 1 \qquad (1.1.)$$

tj. suma "težina" svih grana koje izlaze iz bilo kog vrha C^i_j (j-tog vrha i-tog nivoa) jednaka jedinici. Na primer, za dostizanje cilja C^1_2 (sl. 1.2)

$q^1_{21}+q^1_{22}+q^1_{23}=1$

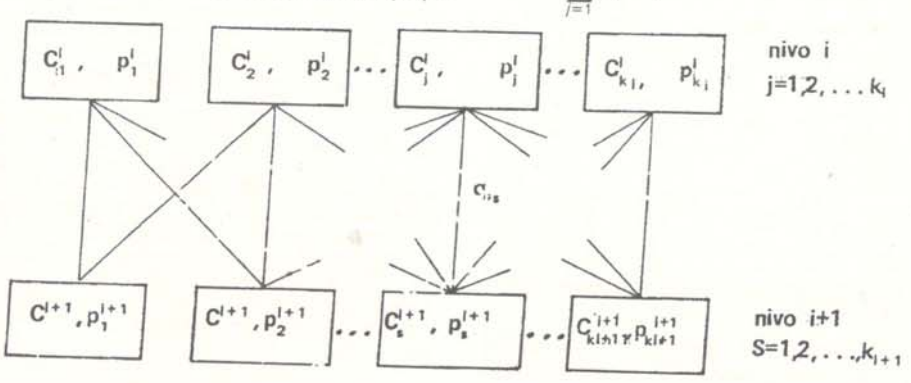
uz uslov da je $0 \le q^1_{21} \le 1$; $0 \le q^1_{22} \le 1$; $0 \le q^1_{23} \le 1$

Pri sastavljanju strukture programa korisno je ustanoviti ne samo koeficijente relativne važnosti, koeficijenti "težine", q^i_{js} grana koje proizilaze iz cilja i-ga nivoa, nego i koeficijente relativne važnosti cilja p^i_j, tj. brojeve relevantnosti unutar svakog nivoa. Neko nivo k=(m-i) sadrži ki ciljeve i-ga nivoa. Uvešćemo vektor relevantnosti za ciljeve nivoa (i).

$P^i=(p^i_1, p^i_2, \ldots, p^i_j \ldots, p^i_{ki})$ uz uslov $0 \le p^i_j \le 1$ (1.2)

Da bi se osigurala homogenost logike, pored (1.1) uvodima još jedan uslov

$$\sum_{j=1}^{ki} p^i_j = 1 \qquad (1.3)$$



Prikaz 1

Ako se osvrnemo na crtež 1.2 očegledno je da komponente vektora relevantnosti prvog nivoa p1 biće jednake "težinskim" koeficijentima grane koje proističu iz cilja C^0.

$p^1_j = q^0_{0j}$, $1 \le j \le ki$

Pošto "težine" grana, koje povezuju dva nivoa ciljeva, označavaju vrednost sredstava (ciljeva nižeg nivoa) za dostizanje ciljeva višeg nivoa, u koji grane ulaze to znajući brojeve relevantnosti ciljeva i-ga nivoa iz kojih izlaze grane i "težine" grana koje izlaze iz njih, moguće je odrediti brojeve relevantnosti ciljeva (i+1)-ga nivoa koji predstavljaju uslovno sredstvo za postizanje ciljeva i-ga nivoa.

Nadalje ćemo razmotriti korelaciju između dva nivoa uz sledeće označavanje (prikaza 1).

Označimo ciljeve i-ga nivoa sa C^i_j, a njihove relevantne brojeve sa p^i_j $(1 \le j \le k_i)$. Za ciljeve (i+1)-ga nivoa imaćemo odgovarajuću podudarnost

$C^{i+1}_s, p^{i+1}_s \cdot (1 \le s \le k_{i+1})$

Koeficijent te "težine" grana koje izlaze iz ciljeva i-ga nivoa ka ciljevima (i+1)-ga nivoa, dobijaju oznaku qjs. U skladu sa tim, za svaki C^i_j cilja nivoa i imamo vektor kolonu qij "težinskih" koeficijenata svih grana koje izlaze iz njega

$q_j = (q_{t1j}, q_{2j}, \ldots, q_{sj}, \ldots, q_{kjs})$

Od vektora kolona obrazovaćemo matricu: $Qi_{,i+1} = [q_{sj}]$,

čiji je zbir "težinskih" koeficijenata svakog stuba pema uslovu (1.3) jednak jedinici. (U skladu s tim uslovom i uslovima 1.2 $Q_{i,i+1}$, je stohastička matrica).

Napisaćemo matricu Qi,i+1 u razvijenom obliku.

Znajući matricu $Q_{i,i+1}$ i vektor relevantnosti p^i ciljeva i-ga nivoa, dobijamo vektor težinskih koeficijenata ciljeva (i+1)-ga nivoa.

$$Q_{i,1+1} = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{21} & \cdots & q_{j1} & \cdots & q_{ki1} \\ q_{12} & q_{22} & \cdots & q_{j2} & \cdots & q_{ki2} \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ q_{ts} & q_{2s} & \cdots & q_{js} & \cdots & q_{kis} \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ q_{1ki+1} & q_{2ki+1} & \cdots & q_{jki+1} & \cdots & q_{ki,ki+1} \end{bmatrix}$$

$p^{i+1} = Q_{i,i+1} \cdot p^i$

$$\begin{bmatrix} p^{i+1}_1 \\ p^{i+1}_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ p^{i+1}_s \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ p^{i+1}_{ki} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{21} & \cdots & q_{j1} & \cdots & q_{ji1} \\ q_{12} & q_{22} & \cdots & q_{j1} & \cdots & q_{ji2} \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ q_{1s} & q_{2s} & \cdots & q_{js} & \cdots & q_{jis} \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot & & \cdot \\ q_{1ki+1} & q_{2ki+1} & \cdots & q_{ki+1} & \cdots & q_{ki,ki+1} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p^i_1 \\ p^i_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ p^i_j \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ p^i_k \end{bmatrix}$$

Gornju jednačinu možemo predstaviti u matričnom obliku:

Matrice Qi,i+1 formiraju se na svakom nivou stabla relevantnosti. One imaju odlučujuću ulogu u izboru broja relevantnosti, zbog čega se nazivaju glavne matrice ili matrice "cilja – sredstava".

Određivanjem relevantnoog cilja na svakom nivou stabla moguće je obaviti izbor istraživačko – razvojnog projekta, odnosno raspodelu napora ili resursa u procesu realizacije istraživačko – razvojnih projekata.

Ukupan broj relevantnosti jednog određenog cilja (zadatka) na bilo kojem nivou dobija se množenjem parcijalnih brojeva relevantnosti prema vrhu stabla (ili od vrha prema nivou datog cilja ili zadatka). Najjednostavnija formula za ukupan broj relevantnosti P za određeni funkcionalni podstistem (za nivo i do k) glasila bi:

$$P = \prod_i^m \cdot p$$

gde su, i,...,m nivoi stabla relevantnosti, a p broj relevantnosti na tim nivoima.

U želji da se proširi primena morfološke analize u planiranju i sekciji istraživako – razvojnih projekata, razvijen je postupak generisanja svih mogućih varijanti određanog tehničkog sistema i izbora optmalnih rešenja.

Postupak je kompjuterizovan. Razvijen je originalni kompjuterski program – HIGRAF (7).

Konkretna aplikacija ove metode prikazana je delimično (dekompozicija tehničkog sistema) na primeru lakog šinskog vozila u radu "Mogućnosti domaće privrede za izgradnju tramvajskih sistema" (8).

3. Zaključak

Proces generisanja ideja i odabiranja projekata kao delova celokupnog istraživačkog i razvojnog procesa je kritična funkcija tog procesa, jer one uključuju donošenje važnih oduka o raspodeli resursa koje se u kasnijim fazama procesa istraživanja i razvoja teško mogu promeniti, ili je njihova izmena nemoguća.

Razvijena je jedna nova metoda planiranja i selekcije istraživačko – razvojnih projekata, koja određuje relativnu vrednost projekata u odnosu jedan prema drugom. Procedura je kompjuterizovana sa originalnim kompjuterskim programom HIGRAF.

Čak i od samog kvalitativnog strukturiranja ciljeva vidljive su značajne koristi.

LITERATURA

(1) Pospelov, Mirkov: Programnoe – celovoe planirovanie i upravlenie "Sovetskoe radno", Moskva, 1976.

(2) E. Jantsch: Tecchnological Forecasting in Perspektive, OECD, Paris, 1967. Chapter II.2.

(3) Grupa autora: Prognoziranje razvoja velikih tehničkih sistema, interna publikacija

(4) R. U. Ayres: Technologicac Forecasting an Long – Range Planning, Mc Graw – Hill, New York, 1969

(5) V. M. Kapustan, A. Mahtenko: Konstruktoru o konstruktovanii atomnoi tehnički Sistemno – morfologičeskii podhod v konstruktoranii, izdanie "Atomzdat", Moskva, 1981.

(6) D. Stefanović: Operaciona istraživanja – Anaiza optimalnog rešenja, Seminarski rad, Mašinski fakultet Niš, 1975.

(7) D. Stefanović: Prilog istraživanju i razvoju primene metoda morfoloških analiza u programiranju i selekciji istraživačko – razvojnih projekata", doktorski rad, Mašinski fakultet Niš, 1990.

(8) D. Stefanović, S. Milošević: Mogućnosti domaće privrede za izgradnju tramvajskih sistema, Zbornik radova, Prosveta Niš, 1993.

Kombifleks moduli

Dragan ARANĐELOVIĆ, dipl. el. inž, ŽTP "Beograd" Niš
Dragoslav PEJČIĆ, dipl. el. inž, ŽTP "Beograd" Niš
Radivoje SIMONOVIĆ, dipl. el. inž, ŽTP "Beograd" Niš
Darinka TRAILOVIĆ – KOSTIĆ, dipl. maš. inž, ŽTP "Beograd" Niš

Rezime

Kombifleks moduli su elektronski sklopovi koji u svemu zamenjuju klasične releje na elektrolokomotivama serije 441 i 461. Zbog nemogućnosti nabavke releja, ŽTP "Beograd" je oformilo Komisiju sa zadatkom supstitucije kombifleks releja. Ei Niš "7. oktobar" Niš je zajedno sa Komisijom ŽTP "Beograd" osvojila čitav set kombifleks modula, obavila tipska i eksploataciona ispitivanja koja su u potpunosti uspela. Na osnovu primljene konstruktivne dokumentacije i programa tipskih i serijskih ispitivanja i dobijenih atesta od ovlašćene organizacije "Kvalitet" Niš i na osnovu zaključka o osposobljenosti proizvođača za proizvodnju releja, Komisija je dala dozvolu za proizvodnju i ugradnju kombifleks modula na elektrolokomotivama ŽTP "Beograd".

Ključne reči: *Kombifleks moduli, releji, supstitucija, elektrolokomotive.*

1. Uvod

Na određenom broju lokomotiva serije 441 i 461 ugrađeni su kombifleks releji strane proizvodnje. Zbog nastale situacije, moralo se pristupiti supstituciji ovih releja. JŽTP "Beograd" je formiralo Komisiju iz redova svojih stručnjaka, koji su načinili projektne zadatke, programe tipskih i eksploatacionih ispitivanja za kombifleks module.

Izradu seta releja za lokomotive serije 441 i 461 JŽTP "Beograd" je poverilo Ei "7. oktobar" – Niš:

1. Napojna jedinica	Ei ZPN 2103x/72V/110V DC
2. Napojna jedinica	Ei ZPN 2102x/72V/110V DC
3. Napojna jedinica	Ei ZPN 2104x/72V/110V DC
4. Relejni pojačavač	Ei ZU 333x/72V/110V DC
5. Relejni pojačavač	Ei ZU 323x/72V/110V DC
6. Relejni pojačavač	Ei ZI 303x/72V/110V DC
7. Relejni pojačavač	Ei ZK 313x/72V/110V DC
8. Vremenski relej	Ei TRC 1101 (0,05–1) s/72V DC
9. Vremenski relej	Ei TRC 1101 (0,75–15) s/72V DC
10. Vremenski relej	Ei TRC 1101 (15–300) s/72V DC
11. Vremenski relej	Ei TRC 1101 (0,05–1) s/110V DC
12. Vremenski relej	Ei TRC 1101 (0,75–15) s/110V DC
13. Vremenski relej	Ei TRC 1101 (15–300) s/110V DC
14. Diferenc. prekostr.	Ei TFI 1221 (0,25–0,75) A/72V DC
15. Diferenc. prekostr.	Ei TFI 1221 (2,5–7,5) A/72V DC
16. Diferenc. prekostr.	Ei TFI 1221 (0,2–0,75) A/110V DC
17. Diferenc. prekostr.	Ei TFI 1221 (2,5–7,5) A/110V DC
18. Prekostrujni relej	Ei RXIC1 (3–7,5)A/72V DC
19. Prekostrujni relej	Ei RXIC1 (10–25)A/72V DC
20. Prekostrujni relej	Ei RXIC1 (3–7,5)A/110V DC
21. Prekostrujni relej	Ei RXIC1 (10–25)A/110V DC
22. Pomoćni relej	Ei TER 4101/72V DC
23. Pomoćni relej	Ei TER 4101/110V DC
24. Elektr. termo relej	Ei RTN 762R/30V AC
25. Davač mern. vr. str.	Ei RYIM 006s/110V DC
26. Davač mern. vr. str.	Ei RYIM 004s/72V DC
27. Davač mern. vr. napona	Ei RYUC 003s/110V DC
28. Davač mern. vr. napona	Ei RYIM 002s/72V DC
29. Naponski relej	Ei ZU 111x/72V/110V DC

30. Podnaponski relej — Ei RXUC1 (140–280)V AC/110V DC
31. Prigušni član — Ei RXTOA1/72V/110V DC
32. Set dioda — Ei TED 1080/72V/110V DC

Zahvaljujući rešenjima savremene elektronike, projektovani releji su u stvari elektronski moduli koji obavljaju sve potrebne funkcije za besprekoran rad elektrolokomotive.

Poštujući princip unifikacije, većina modula bez ikakvih dodatnih preklapanja i podešavanja može sigurno da radi i na jednoj i na drugoj seriji lokomotive. Da bi se znalo koji su moduli predviđeni za rad na oba napona, oni pored oznake tipa imaju i oznaku 72V/110V DC.

Sve elemente od plastike, kao i kontakte, za potrebe kombifleks modula izradila je FKS "Elmos" Jagodina:

- poklopac jednostrukog kućišta – 101018
- poklopac dvostrukog kućišta – 101019
- bočni nosač – 101020
- izvlakač RTXD – 101021
- kontakt muški – 10 A – 10417
- kontakt muški – 20 A – 10416
- kontakt ženski – 10 A – 10420
- kontakt ženski – 20 A – 10418
- četvorostruko podnožje RX4 – 101017
- kratkospajač RTXK1 – 101014

Sveg izrađenog alata za delove od plastike vlasnik je ŽTP "Beograd".

Na svim elementima i kombifleks modulima obavljena su tipska ispitivanja koja su u potpunosti uspela. Na osnovu tih ispitivanja EI Niš, DD "Kvalitet" je izdao ATESTE za svaki kombifleks modul posebno.

Po završenim tipskim ispitivanjima i po dobijanju atesta za sve proizvedene prototipove kombifleks modula, obavljena su eksploataciona ispitivanja:

1. na lok. 461-138 od 18.1.1994. god. do 17.2.1995. god. sa pretrčanim 90.367 km i
2. na lok. 441-422 od 6.7.1994. god. do 27.9.1995. god. sa pretrčanim 167.386 km.

Urađeni su kompletan pregled i provera funkcionalnih karakteristika demontiranih kombifleks modula. Svi moduli su pokazali zadovoljavajuće rezultate.

2. Napojne jedinice i relejni pojačavači

Relejni pojačavači služe, zajedno sa napojnim jedinicama i raznim davačima, za kontrolu primarnog napona voznog voda, za kontrolu struja vučnih motora i za kontrolu napona vučnih motora.

U kombifleks tehnici proizvedene su sledeće napojne jedinice i relejni pojačavači:

1. napojna jedinica — Ei ZPN 2103x/72V/110V DC
2. napojna jedinica — Ei ZPN 2102x/72V/110V DC
3. napojna jedinica — Ei ZPN 2104x/72V/110V DC
4. relejni pojačavač — Ei ZU 333x/72V/110V DC
5. relejni pojačavač — Ei ZU 323x/72V/110V DC
6. relejni pojačavač — Ei ZI 303x/72V/110V DC
7. relejni pojačavač — Ei ZK 313x/72V/110V DC

2.1. Napojna jedinica i relejni pojačavač za kontrolu primarnog napona voznog voda (Ei ZPN 2102x/72V/110V DC i Ei ZU 323x/72V/110V DC)

Podizanjem pantografa i uspostavljanjem električne veze između kontaktne mreže i lokomotive stavlja se pod napon i primarni namotaj naponskog mernog transformatora. Na sekundaru ovog transformatora pojavljuje se napon od 403V (za 25 KV) koji se dovodi na pinove (111 – 121) napojne jedinice Ei ZPN 2102x/72V/110V DC (slika 1).

Na lokomotivama na kojima nije ugrađen naponski merni transformator, napon od 403, koji se dovodi na napojnu jedinicu Ei ZPN 2102x/72V/110V DC uzima se sa izvoda (Ue1–Ve) sekundara za pomoćni pogon i grejanje voza.

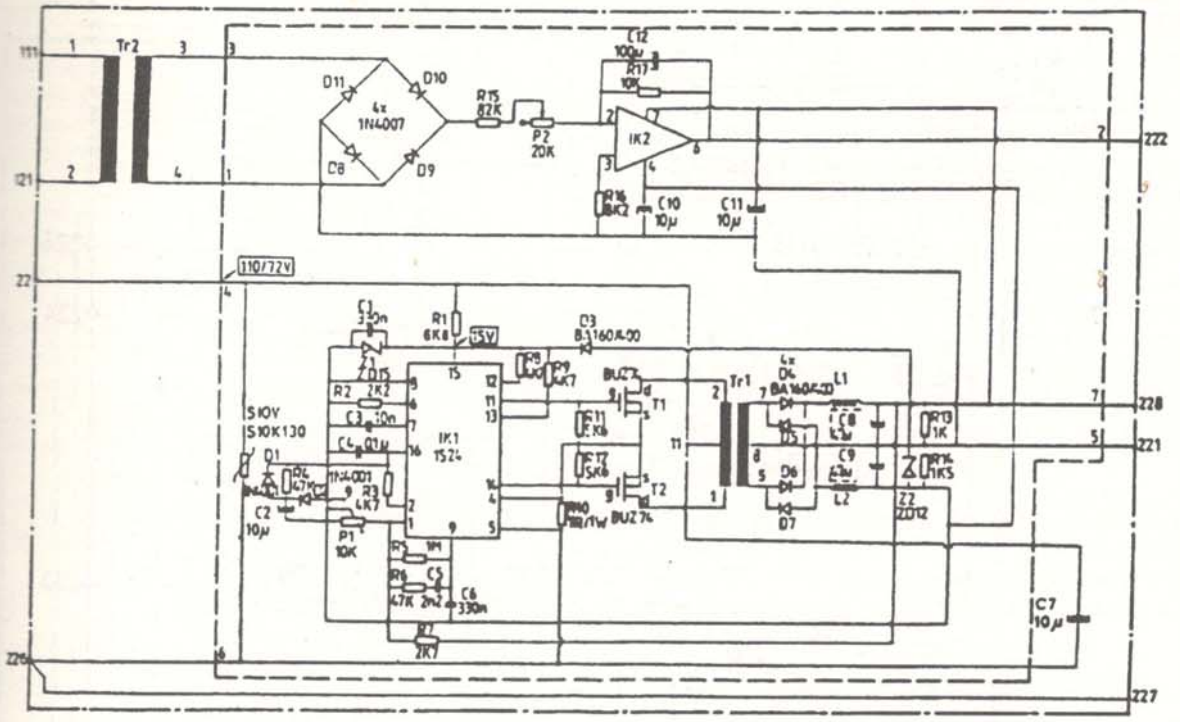
2.1.1. Funkcionisanje napojne jedinice i relejnog pojačavača za kontrolu primarnog napona voznog voda

Ulazni merni signal se snižava transformatorom Tr2, a zatim ispravlja ispravljačem (D8-D11). Ispravljeni merni napon se pojačava operacionim pojačavačem Ik2. Pojačanje je definisano otpornicima R16, R17 i otpornošću potenciometra P2. Veliko pojačanje operacionog pojačavača i negativna reakcija omogućuju nezavisnost mernog napona od opterećenja. Izlazni napon se podešava na potreban nivo trimer potenciometrom P2.

DC/DC pretvarač je tipa PUŠ–PUL. Tranzistori T1 i T2 pobuđuju se iz širinsko–impulsnog modulatora Ik1. Ovaj modulator sadrži u sebi sklopove za širinsko impulsnu modulaciju:

- pojačavač greške,
- komparator za strujnu zaštitu,
- izvor referentnog napona i
- izlazni stepen.

Napon napajanja od 110V DC preko otpornika R1 napaja Ik1. Istovremeno se taj napon pojavljuje i na srednjem kraju transformatora Tr1. U zavisnosti od opterećenja, izlazni tranzistori T1 i T2 radiće u impulsnom režimu sa širinom impulsa koju određuje pojačavač greške u Ik1. U zavisnosti od promene opterećenja na izlazu ili promene napona napajanja (72V/110V DC), pojačavač greške će menjati širinu impulsa u smislu održavanja stabilnog izlaznog napona. Ovaj način stabilizacije napona



Slika 1 – Električna šema napojne jedinice Ei ZPN 2102x/72V/110V DC

omogućuje na izlazu napojne jedinice stabilne napone i pri velikim promenama jednosmernog napona napajanja.

Naponi napajanja relejnog pojačavača iznose (+12)V DC i (–12)V DC, a dobijaju se sa izvoda (288-221) i (227 – 221) napojne jedinice Ei ZPN 2102x/72/110V DC. Relejni pojačavač ima tri identična izlaza (222, 223, i 224). Merni kanali su međusobno potpuno nezavisni, sa zajedničkim mernim ulazom. Referentri napon od (+5,6)V DC dobija se stabilizacijom napona +12V DC, temperaturno stabilnom zener diodom (D1) i otpornikom (R1) (slika 2). Svaki merni kanal ima ugrađen trimer potenciometar za podešavanje vrednosti prorade (P1, P2 i P3), operacioni merni pojačavač, pojačavač snage i izvršni tranzistor.

Na jedan ulaz operacionog pojačavača koji radi kao komparator dovodi se merni napon i referentni napon suprotnog smera. Pojačavač meri razliku tih napona, a kada se ti naponi izjednače, odnosno razlika bude jednaka nuli, komparator promeni izlazno stanje, dioda u optokapleru provede i pobudi izlazni tranzistor optokaplera koji pobudi izlazni tranzistor, odnosno promeni stanje izlaza relejnog pojačavača. Izlaz je vezan na odgovarajući relej upravljanja ili zaštite lokomotive:

– izlaz 1 (pin 224) – prenapon u kontaktnom vodu (27,5 KV), posle 5 sekundi isključuje se glavni prekidač;

– izlaz 2 (pin 223) – napon u kontaktnom vodu je 19 KV i u tom slučaju dolazi do blokade povećanja stepena stepenastog prekidača i

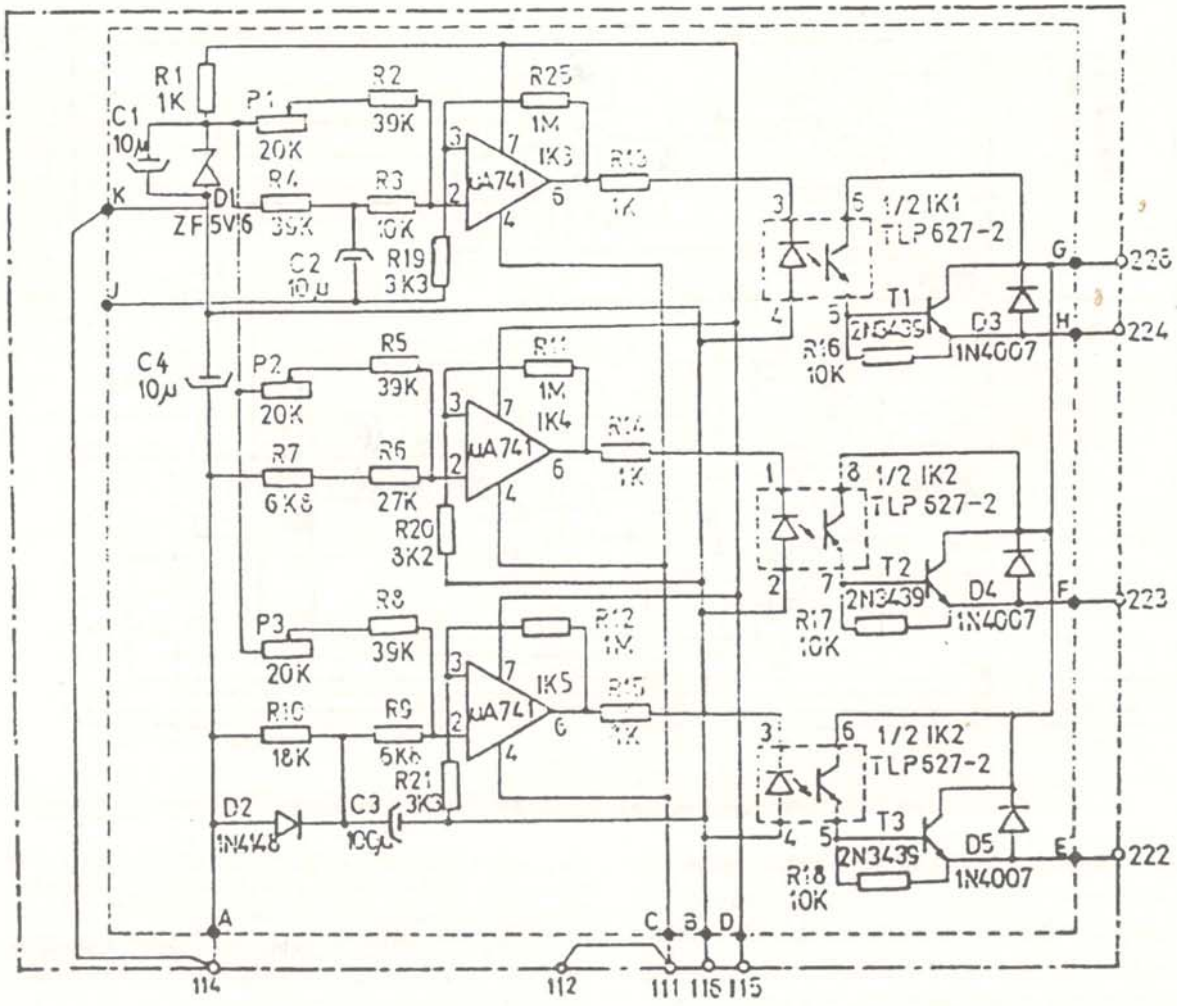
– izlaz 3 (pin 222) – podnapod u kontaktnom vodu (17,5 KV), posle 2–5 sekundi, ukoliko se stanje ne promeni, dolazi do isključenja glavnog prekidača.

3. Vremenski releji

Vremenski releji su namenjeni za uključenje raznih uređaja na elektrolokomotivi sa vremenskim kašnjenjem. U kombifleks tehnici proizvedeni su sledeći releji:

1. vremenski relej Ei TRC 1101 (0,05–1)s/72V DC
2. vremenski relej Ei TRC 1101 (0,75–15)s/72V DC
3. vremenski relej Ei TRC 1101 (15–300)s/72V DC
4. vremenski relej Ei TRC 1101 (0,05–1)s/110V DC
5. vremenski relej Ei TRC 1101 (0,75–15)s/110V DC
6. vremenski relej Ei TRC 1101 (15–300)s/110V DC

Vremenski relej Ei TRC 1101 (slika 3) realizovan je integralnim kolom CD 4069BF koje je izvedeno u CMOS tehnologiji (Ik1). Ova tehnologija omogućuje rad releja i u takvim pogonskim uslovima kao što su na lokomotivi. Integralno kolo CD 4060BF je delitelj učestanosti sa oscilatorom. Učestanost oscilovanja određena je vrednostima kondenzatora (C4), otpornika (R4) i potenciometra (P1). Na ovaj način omogućeno je da se istom konstrukcijom, korišćenjem različitih izlaza iz kola (Ik1) (1, 2 ili 3) i izborom



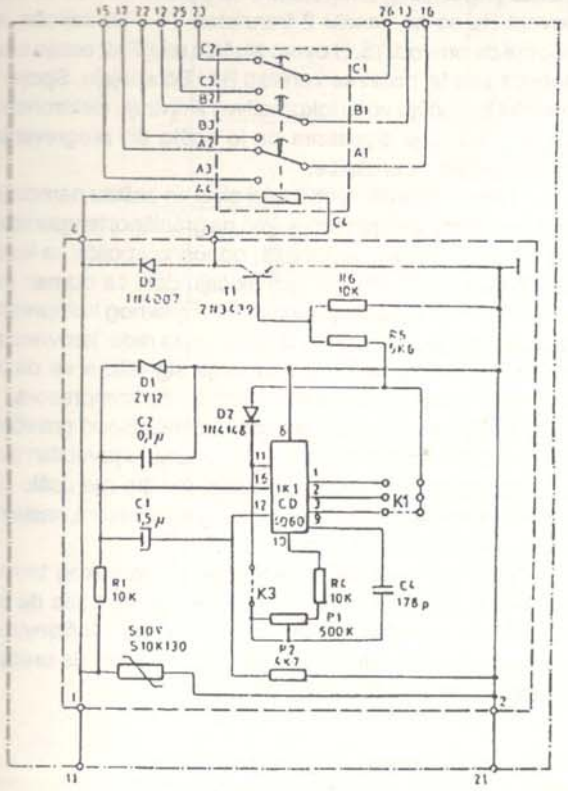
Slika 2 – Električna šema relejnog pojačavača Ei ZU 323x/72V/110V DC

C4, R4 i P1, dobiju vremenski releji sa različitim vremenima zatezanja. Tako su npr. za vremenski relej sa vremenima podešenja od (0,05–1)s upotrebljeni sledeći elementi: C4=178pF, R4=10K, P1=500K. U zavisnosti od namotaja izlaznog releja, ovaj vremenski relej je za 72V DC ili 110V DC. Vreme u datom opsegu menja se promenom otpornosti potenciometra P1.

Napajanje integralnog kola izvedeno je dovođenjem napona napajanja na izvode (11–21) i snižavanjem tog napona na (+12)V DC. Pojavom napona napajanja, delitelj se resetuje i od tog trenutka počinje merenje vremena. Zatezanje koje je zadato potenciometrom P1 po isteku zadatog vremena preko diode D2 blokira oscilator koji pobudi tranzistor T1. Kada je tranzistor proveo, namotaj releja dobija napajanje i menja stanje svojih kontakata. Relej ostaje u pobuđenom stanju do prekida napona napajanja. Na ovaj način, sa vremenskim zakašnjenjem uključuju se pojedini uređaji, ili ukoliko relej ostane bez napona napajanja, neće se izdati komanda za izvršenje određenih radnji. Ovo je iskorišćeno npr. kod delovanja podnapona, odnosno prenapona, na taj način što se neće izdati komanda za isključenje glavnog prekidača ukoliko su te pojave kraće od unapred zadatog i podešenog vremena. Vremenski releji su takođe iskorišćeni za vremensko ograničenje starta pomoćnog pogona, zatezanje uključenja brzog kočenja kod nestanka napona, za delovanje protivklizne zaštite, za ograničenje rada pomoćnog kompresora, za zatezanje isključenja rada ventilatora za hlađenje otpornika elektrodinamičke kočnice, za usporenje rada stepenastog prekidača itd.

4. Diferencijalni prekostrujni releji

Diferencijalni prekostrujni relej Ei TFI 1221 namenjen je za kontrolu razlike struja vučnih motora prilikom vuče



Slika 3 – Električna šema vremenskog releja Ei TRC 1101 (0,05–1)s/72V DC

lokomotive, odnosno prilikom električnog kočenja. U kombifleks tehnici proizvedeni su sledeći releji (moduli):

- Ei TFI 1221 (0,25–0,75)A/72V DC
- Ei TFI 1221 (2,5–7,5)A/72V DC
- Ei TFI 1221 (0,25–0,75)A/110V DC
- Ei TFI 1221 (2,5–7,5)A/110V DC

Kada se prekorači zadata razlika struja, relej se aktivira i menja položaje kontakta, što dovodi do smanjivanja razlike struje vučnih motora, odnosno struje električnog kočenja putem peskarenja ispred prednje osovine ili onemogućavanjem povećanja stepena stepenastog prekidača.

Diferencijalni prekostrujni relej je elektronski uređaj koji je realizovan sa šest podfunkcija:

- ispravljač,
- pomoćno napajanje,
- zadavanje referentne struje,
- komparator i
- izlazni relej.

Merna, naizmenična struja se transformiše na ulaznom strujnom transformatoru Tr1 (0 do 20)mA (slika 4).

Sledeća funkcija je transformisanje naizmenične struje grecom Gr1, kondenzatorom C1 i otpornikom R8 u naponski nivo koji se vodi na pin 2 operacionog pojačavača Ik1.

Funkcija – pomoćni napon se dobija pomoću: dioda D1, D2 i otpornika R15.

Referentna struja je definisana otpornom mrežom: R3, R4 Pt1 i R6. Preko srednjeg kraja potenciometra Pt1 vodi se na pin 3 operacionog pojačavača Ik1.

U komparatoru se referentni napon komparira, upoređuje sa ispravljenim naponom. Podrazumeva se da su naponi srazmerni strujama. U slučaju da je merena struja veća od zadate, komparator menja izlazno stanje, pobudi tranzistor Tr1 i on pobuđuje izlazni relej Re1. Relej nadalje uključuje peskare ispred prednje osovine, signališe pojavu razlike struja vučnih motora, a kod prekoračenja struje prilikom električnog kočenja sprečava kretanje stepenastog prekidača naviše.

5. Elektronski termo relej

Elektronski termo relej Ei RTN 762R/30V AC namenjen je za pouzdanu i brzu zaštitu namotaja glavne prigušnice i namotaja motora glavnog kompresora od previsokih temperatura. Granične temperature na kojima radi elektronski termo relej su:

- za kanal 1 je 135°C, a
- za kanal 2 je 155°C.

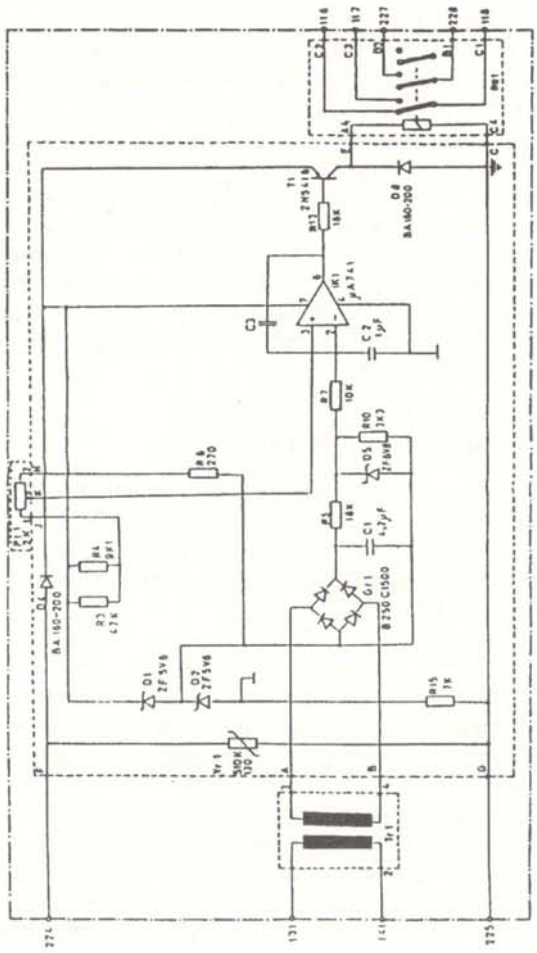
Ove granične vrednosti tempreratura zavise od vrste termosondi koje se ugrađuju u namotaje štićenih sklopova, a odabrane su u zavisnosti od klase izolacije štićenog sklopa.

Elektronski termo relej (slika 5) se sastoji od dva identična merna kanala i zajedničkog bloka napajanja. Svaki od kanala sastoji se od komparatora i izlaznih releja. Komparatori se podešavaju tako da svoje stanje menjaju na graničnim temperaturama od 135°C, odnosno 155°C. Temperaturni davači su u stvari PTC termistori (sonde) koji se ugrađuju u namotaje prigušnice i namotaj motora glavnog kompresora. Osobina PTC termistora je da sa porastom temperature štićenog uređaja raste i otpornost termistora. Za temperature 135°C i 155°C otpornost termistora iznosi 2K2.

Na kanal 1 se priključuje izvod sa četiri (za lok. serije 441) ili šest (za lok. serije 461) redno vezanih PTC termistora koji su za tempreratures od 135°C, a koji su ugrađeni u namotaje glavne prigušnice. Ukoliko se štite i namotaji motora glavnog kompresora na kanal 1 drugog elektronskog termo releja, dovodi se izvod sa tri na red vezanih PTC termistora koji su za temperaturu od 135°C, a koji su ugrađeni u namotaje motora glavnog kompresora.

Ukoliko je temperatura ispod granične (135°C), komparator K1 je u stanju čekanja, tj. tranzistori T1 i T3 vode, a tranzistor T2 je zakočen, odnosno stvoreni su uslovi da relej Re1 bude pobuđen i da kontakti releja B1 i B3 budu zatvoreni.

Na kanal 2 se priključuje takođe izvod sa četiri redno vezanih PTC termistora (ili šest za lok. seriju 461) koji su za temperature od 155°C, a koji su ugrađeni u namotaje glavne prigušnice.



Slika 4 – Električna šema diferencijalnog prekostrujnog releja Ei TFI 1221x (0,25–0,75)A/1100V DC

Na kanal dva elketronskog termo releja koji je ugrađen za zaštitu motora glavnog kompresora ne vezuje se ništa.

Ukoliko je temperatura ispod granične (155°C), komparator K2 je u stanju čekanja, tj. tranzistori T4 i T6 vode, tranzistor T5 je zakočen, odnosno stvoreni su uslovi da relej Re2 bude pobuđen i da kontakti B4 i B6 budu zatvoreni.

Ukoliko je prekoračena temperatura od 135°C, tranzistori T1 i T3 se koče, a provodi T2. U ovom slučaju relej Re1 ostaje bez pobude, što ima za posledicu spajanje kontakta B1 i B2. Ako je elektronskim termo relejem štićena prigušnica, ovaj prvi stepen signalizira na signalnom tablou imformacija da je došlo do povećanja temperature glavne prigušnice i opominje mašinovođu da smanji struju vučnih motora. Ukoliko se to ne desi ili je u pitanju neki kvar (npr. neispravan motor za hlađenje trafo ulja i glavne prigušnice), temperatura će porasti do 155°C, što dovodi da se na kanalu 2 tranzistori T4 i T6 zakoče, a počinje da provodi T5. U ovom slučaju relej Re2 ostaje bez pobude i na taj način se kontakti B4 i B5 spajaju. Spojeni kontakti isključuju vuču lokomotive i aktiviraju elektronsku sirenu ES-1 koja signalizira da je došlo do pregrevanja namotaja glavne prušnice.

Ako elektronski termo relej služi za zaštitu namotaja motora glavnog kompresora, već na graničnoj temperaturi od 135°C, aktiviraće se kanal 1, odnosno spojiće se kontakti B1 i B2 releja Re1. U tom slučaju doći će odmah do nemogućnosti uključenja rada motora glavnog kompresora, a ukoliko je motor radio, do prestanka rada. Istovremeno na signalnom tablou imformacija signalizira se da je došlo do nadtemperature motora glavnog kompresora.

Padom temperature štićenog uređaja ispod granične temperature, kontakti releja se sami vraćaju u prvobitan položaj i na taj način je moguće nedalje, ukoliko nije došlo do oštećenja prigušnice ili motora glavnog kompresora, nastaviti vožnju lokomotive.

U slučaju nestanka napajanja elektronskog termo releja ili njegove neispravnosti, relej se ponaša kao da su dostignute granične temperature. U ovim slučajevima elektronski termo releji mogu se isključiti, s tim da uređaji koje treba da štitimo ostaju bez zaštite.

6. Davači mernih vrednosti struje

Davač mernih vrednosti struje služi da se struja svakog vučnog motora (4 na lokomotivi serije 441 i 6 na lokomotivi serije 461) posebno meri i obrađuje i da se poređenjem tih struja automatski preduzimaju radnje za smanjenje razlike struja vučnih motora.

U kombifleks tehnici proizvedeni su sledeći davači mernih vrednosti struje:

– Ei RYIM 004s za lok. serije 441 i
– Ei RYIM 006s za lok. serije 461.

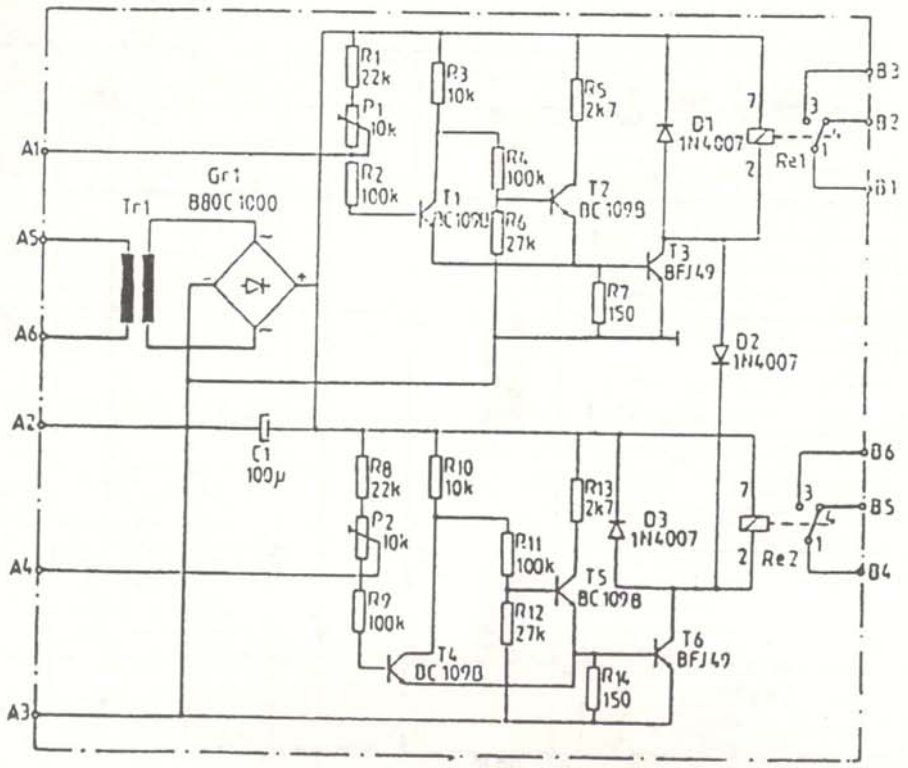
Davač mernih vrednosti struje Ei RYIM 004s kontroliše rad vučnih motora, odnosno jačinu struje vuče i struje kočenja (koja ima elektrodinamičku kočnicu), a koja protiče kroz vučne motore lokomotive serije 441. Šema vezivanja ovog davača data je na slici 6.

Osim toga, ovaj davač prilagođava signal za obradu u napojnoj jedinici (Ei ZPN 2104x/72V/110V DC) za relejni pojačavač struje vučnih motora (Ei ZI 303x/72V/110V DC).

Davač mernih vrednosti struje (slika 7) se sastoji od:

– četiri strujna merna transformatora SMT2045, odnosa 5/0,02A, koji su vezani preko strujnih mernih transformatora odnosa 2000/5A, a koji se nalaze u strujnim kolima namotaja sekundara glavnog lokomotivskog transformatora za vučne motore i

– jednog strujnog mernog transformatora SMT2043 prenosnog odnosa 0,22/0.02A koji je vezan u strujnom kolu transduktora kočenja.



Slika 5 – Električna šema elektronskog termo releja Ei RTN 762/30V AC/72V/110V DC

Četiri strujna ulaza nazivane struje od 5A transformišu se na nominalne signale od 20mA, a potom se vode na ispravljače (sl. 7). Redna veza ispravljačkih mostova (Gr3-Gr6) omogućuje selekciju najvećeg signala koji se dalje koristi za obradu u napojnoj jedinici i relejnom pojačavaču za struju vučnih motora. Signal struje vuče pretvara se u naponski signal pomoću sklopa otpornika koji je van ovog davača (sl. 6). Ovaj sklop se spaja na redne kleme davača 1–6, a dobijeni naponski signal se uvodi u davač da bi se preko dioda vezao na zajedničku tačku sa signalom struje kočenja.

Kod lokomotiva podserije 441-300, 400, odnosno kod lokomotiva koje imaju elektrodinamičku kočnicu, davač mernih vrednosti struje Ei RYIM 004s koristi se i za kontrolu struje kočenja. Na primarnoj strani strujnog mernog transformatora SMT2043 dovodi se struja 220mA, sa sekundara transformatora za merenje struje kočenja sa prenosnim odnosom 1000/0,22A. Signal struje kočenja najpre se preko ispravljača Gr7 (sl. 7) ispravi, a zatim preko sklopa otpornika na samom davaču pretvara u naponski signal, u kombinaciji koja omogućuje izbor tri nivoa struje kočenja koji se koriste za upravljanje radom stepenastog prekidača da bi se regulisala jačina struje kočenja.

7. Davači mernih vrednosti napona

U kombifleks tehnici proizvedeni su sledeći davači:

– za seriju 441 – davač mernih vrednosti napona Ei RYUC 002s

– za seriju 461 – davač mernih vrednosti napona Ei RYUC 003s

Razlika je utoliko što se kod lok. serije 441 kontroliše napon svakog od 4 vučna motora, a kod serije 461 sa svakog od 6 vučnih motora. Vučni motori na lokomotivama i serije 441 i 461 su redni motori jednosmerne struje koji se napajaju električnom energijom sa sekundara glavnog lokomotivskog transformatora, i to svaki motor sa sekundara na red vezanih regulacionog i dodatnog transformatora.

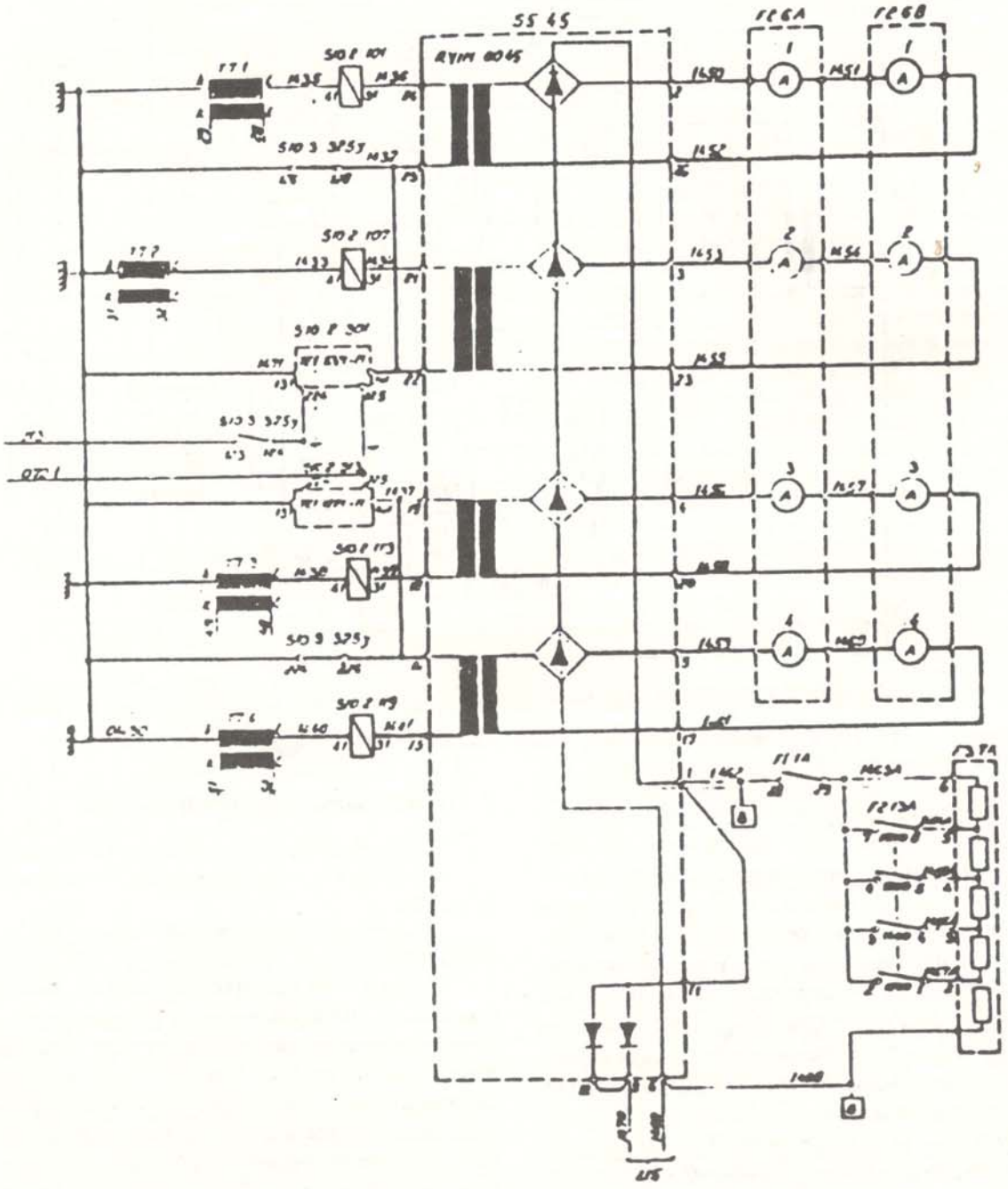
Karakteristike motora su:

– Trajni režim:

Snaga	850 KW
Brzina obrtanja	1100o/min
Nominalni napon	770V
Struja	1180A

– Jednočasovni režim:

Snaga	900 KW
Brzina obrtanja	1085o/min
Nominalni napon	770V
Struja	1250A

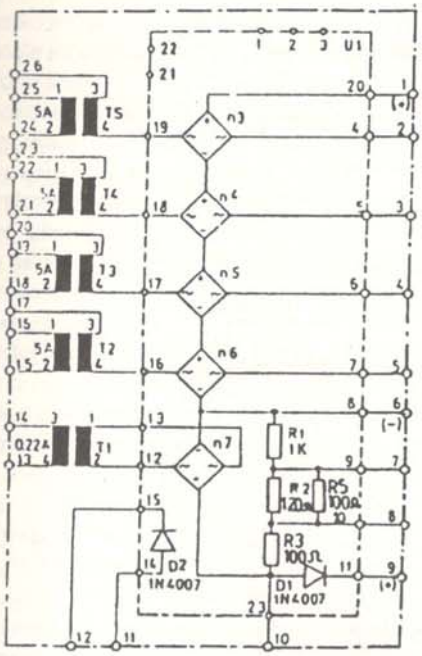


Slika 6 – Šema vezivanja davača mernih vrednosti struje Ei RYIM 004s/72V DC

Napon na krajevima vučnih motora je manji od napona na krajevima sekundara za vučne motore za padove napona u strujnim kolima napajanja vučnih motora. Znači, napon na krajevima vučnih motora zavisi od jačine struje koja protiče strujnim kolom vučnog motora. Nominalni napon vučnih motora je 770 V, a maksimalni 870 V.

Da bi mogao da se kontoliše napon vučnih motora, na lokomotivama serije 441 se ugrađuje davač mernih vrednosti napona Ei RYUC 002s, a na lokomotivama serije 461 Ei RYUC 003s.

Davač mernih vrednosti napona Ei RYUC 003s (slika 8) sastoji se od:



Slika 7 – Šema davača mernih vrednosti struje
Ei RYIM 004s/72V DC

– tri naponska merna transformatora NMT 2036, prenosnog odnosa (1265) 965V/115V=8,39 i

– tri naponska merna transformatora NMT 2038, prenosnog odnosa 115V/70V=1,64; 50Hz

Na krajeve davača (1,2; 4,5 i 7,8), odnosno krajeve (3 i 4) naponskih mernih transformatora Tr1, Tr2 i Tr3 dovodi se napon sa naizmeničnih priključaka diodnih ispravljača maksimalnog nivoa 965 V i oni se transformišu na maksimalni nivo od 115V, 50Hz. Dalje se ovi naponi vode na primare naponskih mernih transformatora Tr4, Tr5 i Tr6 respektivno. Ova tri transformatora transformišu nivo na maksimalno 70V (prenosni odnos 115V/70V=1,64) koji se nadalje preko ispravljača Gr1, Gr2i Gr3 ispravlja. Najviši signal se odabira i vodi na izlaze 5 i 6 štampane ploče. Ovaj se signal preko rednih klema 12 i 13 vezuje na napojnu jedinicu (Ei ZPN 2103x/72V/110V DC) za relejni pojačavač za vučne motore (Ei ZU 333x/72V/110V DC).

Za jednu električnu lokomotivu serije 461 predviđena su dva ovakva davača, čiji se izlazi spajaju paralelno na istu napojnu jedinicu.

U zavisnosti od veličine napona na vučnim motorima, relejni pojačavač za napon vučnih motora izdavaće komande stepenastom prekidaču i glavnom prekidaču:

– blokada rada stepenastog prekidača,

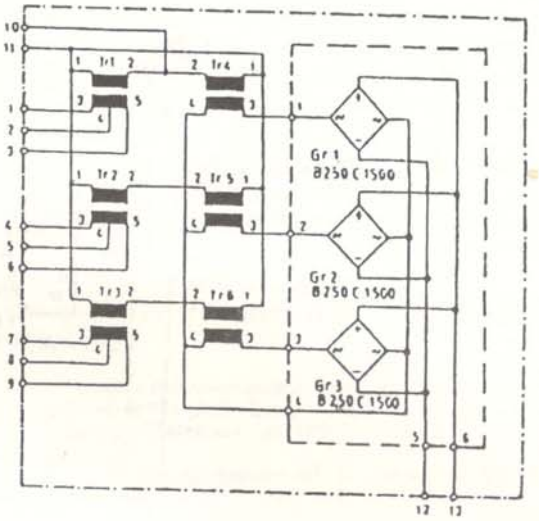
– sniženje napona i

– isključenje glavnog prekidača.

8. Naponski relej

Naponski relej Ei ZU 111x/72V/110V DC namenjen je za naponsku kontrolu starta motora pomoćnog pogona, odnosno automatsko isključivanje startnih kondenzatora. Relej je izrađen i za napone napajanja 72V DC i 110 V DC, odnosno i za lokomotivu serije 441 i za lok. serije 461. Bira se kratkospajanjem tačaka 10 i 11, na štampanoj ploči, za napon 110 V i tačaka 10 i 12 za napon 72V DC (slika 9)

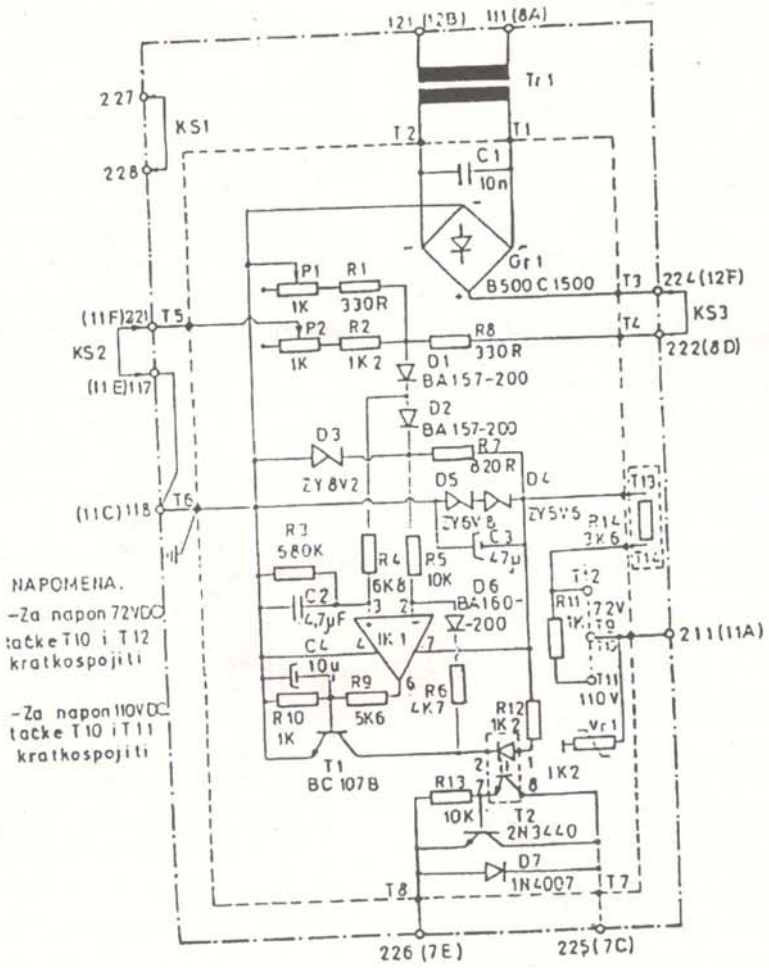
Naizmenični merni napon se transformiše transformatorom Tr1 (sli. 9) i ispravlja grec ispravljačem Gr1. Ispravljeni merni napon se vodi preko zatvorenog radnog kontakta kontaktora za startovanje trofaznih motora. Signal



Slika 8 – Šema vezivanja davača mernih vrednosti napona Ei RYUC 003s/110V DC

se nadalje vodi preko otporničkog delitelja i diode D1 i RC člana (R4–C2) vodi na ulaz operacionog pojačavača. Pojačavač radi kao komparator napona koji upoređuje merni napon na kondenzatoru C2 sa referentnim naponom na drugom ulazu koji je dobijen stabilizacijom napona napajanja pomoću zener diode D3.

Porastom mernog napona puni se kondenzator C2 i kada napon dostigne referentni nivo, komparator promeni izlazno stanje, pobuđuje tranzistor T1 koji pobuđuje tranzistor T2 preko optokaplera Ik2 i istovremeno preko povratne veze (R6–D6) smanjuje nivo referentnog napona na ulazu komparatora. Tranzistor T2 aktivira i uključuje pomoćni relej "KONTROLA KONDENZATORSKE FAZE". Istovremeno se prekida ulazni merni napon, prestaje punjenje kondenzatora C2 i počinje njegovo pražnjenje preko



Slika 9 – Električna šema naponskog releja Ei ZU 111x/72V/110V DC

otpornika R3. Komparator se vraća u prethodno stanje i tranzistor T2 se dovodi u neprovodno stanje.

9. Zaključak

Uprkos sankcijama, ŽTP "Beograd" je sa domaćim proizvođačem EI "7. oktobar" uspelo da osvoji kombifleks module. Proizvodnja ovih veoma važnih komponenti elektrolokomotiva doprinosi da se investicione opravke vučnih vozila mogu nesmetano obavljati. U tekućem održavanju sada je moguće primeniti princip korišćenja demontiranih releja sa lokomotiva koje čekaju opravku. Prilikom srednje ili glavne opravke modifikovaće se releji ugradnjom kombifleks modula. Na taj način smanjiće se imobilizacija vodeće serije lokomotiva na JŽ, jer savremena elektronska rešenja doprineće da se defekti lokomotiva smanje na najmanju moguću meru.

Vezivanjem davača, napojnih jedinica i relejnih pojačavača na efikasan način se upravlja radom elektrolokomotiva i štiti oprema. Kontrolišu se:

- primarni napon voznog voda,
- struja vučnih motora,
- napon vučnih motora.

Jednostavnom konstrukcijom načinjen je sav potreban set vremenskih releja, koji su pogodni za rad u teškim uslovima koji vladaju na lokomotivi. Izborom otpornika R4, kondenzatora C4 i podešavanjem otpornosti potenciome-

tra P1 odabira se potrebno vreme za rad, kontrolu i zaštitu uređaja na lokomotivi tako da su praktično svi vremenski releji iste konstrukcije, samo izborom pomenutih elemenata određuje se vreme delovanja vremenskog releja.

Kontrolom razlike struje vučnih motora prilikom vuče, odnosno kočenja, a pomoću diferencijalnog prekostrujnog releja omogućuje se pravilan rad lokomotive smanjivanjem razlike struje vučnih motora.

Prekostrujni releji na efikasan i brz način štite glavne sklopove lokomotive (vučne motore, glavni transformator, trofazne asinhrone motore) od uticaja prevelikih struja koje mogu nastati kao posledica nepravilnog rada pojedinih uređaja na lokomotivi.

Elektronski termo relej Ei RTN 762R/30V AC namenjen je za brzu i pouzdanu termičku zaštitu namotaja glavne prigušnice i namotaja motora glavnog kompresora elektrolokomotiva. Zahvaljujući reagovanju brzih PTC termistora i obrade informacije u termo releju na efikasan način štite se sklopovi lokomotive. Ukoliko tempreratura štićenog spoja naglo poraste, a to mogu biti slučajevi: nedovoljno hlađenje glavne prigušnice ili motora kompresora, dugo pokretanje lokomotive pod velikim teretom, zakočen rotor motora kompresora, neprestani rad motora kompresora, elektronski termo relej na efikasan način štiti sklop, a osim toga i dostavlja informaciju na signalni tablo informacija o nastalom kvaru. Sigurnost ovog uređaja se ogleda i u tome što u slučaju nestanka pomoćnog napona ili neispravnosti, elektronski termo relej se ponaša kao da je došlo do prorade uređaja.

Vezivanjem u kolo davača mernih vrednosti struje (Ei RYIM 006s ili Ei RYIM 004s) i napojne jedinice sa relejnim pojačavačem za struju vučnih motora (Ei ZPN 2104x/72V/110V DC) i Ei ZI 303x/72V/110V DC), reguliše se jačina struje vuče i struje kočenja. Ove struje se direktno očitavaju na instrumentima koji su montirani u kabini mašinovođe.

Vezivanjem u kolo davača mernih vrednosti napona (Ei RYUC 002s ili Ei RYUC 003s) i odgovarajućeg para napojne jedinice i relejnog pojačavača za vučne motore (Ei ZPN 2103x/72V/110V DC) i Ei ZU 333x/72V/110V DC), na efikasan način se reguliše rad stepenastog prekidača i glavnog prekidača radi najboljeg korišćenja karakteristika vučnih motora. Ujedno su i vučni motori na ovaj način zaštićeni od previsokih napona.

Naponskim mernim relejom kontrolišu se naponski nivoi za pravilan rad lokomotive prilikom starta motora pomoćnog pogona.

Pomoćni releji su upotrebljeni u strujnim kolim upravljanja, zaštite, signalizacije itd.

Na ovaj način urađena je kompletna supstitucija svih dosad postojećih klasičnih releja kombifleks modulima, odnosno sa modulima sa savremenim elektronskim rešenjima koja imaju niz prednosti nad klasičnim relejima. Prvenstveno pouzdanost i mogućnost preciznog podešavanja, potom rad u otežanim uslovima. Za ove module praktično nije potrebno nikakvo tekuće održavanje, već se njihova kontrola obavlja tek u investicionom održavanju. Na ovaj način imobilizacija vodeće serije lokomotiva (serije 441 i serije 461) biće smanjena.

Sada po ukidanju sankcija, ŽTP "Beograd" ne mora da odvaja neophodna devizna sredstva za nabavku releja iz inostranstva.

LITERATURA:

1. Tehnička dokumentacija proizvođača Ei "7. oktobar" Niš
2. Pravilnik 201 (ZJŽ), Beograd, 1994. god.
3. Časopis "Železnice", br. 49/6-7, Beograd, jun–jul 1993. god.
4. Z. Miličević, D. Aranđelović, V. Marjanović: Električne lokomotive JŽ 461, Beograd, 1990. god.

Predlog za moguću ulogu standardizacije na Jugoslovenskim železnicama

Mihailo JOVANOVIĆ, dipl.el.inž.
viši stručni saradnik u odseku za
standardizaciju i tehničku dokumentaciju ZJŽ

Standardizacija kao deo železnickog sistema ima važnu ulogu i kao takva zaslužuje poseban osvrt u pogledu njenog organizovanja. Poznato je da dobro vođena dokumentacija i sistematizacija svih vrsta standarda IEC,UIC,EN,JUS,JZS, pravilnika i raznih vrsta tehnickih propisa i zahteva predstavlja preduslov za dobro vođenje posla i snažnu potporu za izlazak u susret savremenim tehnologijama. U tom smislu standardizacija JŽ mora da bude u stanju da prati na potpuno nov način dostignuća u svetu i omogući što bržu distribuciju podataka na zahtev korisnika.

Jugoslovenske železnice predstavljaju veliki tehničko-tehnološki sistem i imaju obaveze prema državi u smislu poštovanja nacionalnih standarda JUS, s jedne strane, a istovremeno se moraju pridržavati međunarodnih standarda i normi kao deo železničke mreže Evrope. Materija regulisana međunarodnim standardima nema potrebe da se posebno razmatra u nacionalnim standardima. Isto tako ono što je obuhvaćeno nacionalnim standardima ne mora da bude definisano granskim standardima. Izbegava se nepotrebno umnožavanje i ponavljanje materjala, a u određenim slučajevima i neusaglašenosti između njih.

U tom svetlu potrebno je preciznije odrediti status Službe za standardizaciju i tehničku dokumentaciju, kao i vrlo važno pitanje kadrovskih i materijalnih resursa. Kada su u pitanju materijalni resursi, potrebno je omogućiti prelazak na novu tehnologiju rada koja bi podrazumevala sređivanje podataka u računaru sa svim izmenama i dopunama, brz pristup podacima, ažuriranje dokumentacije, izdanja određenih publikacija na cd disku, mogućnost njegog skeniranja, kao i određeni obim kopiranja na licu mesta čime bi se puno pojednostavio postupak dosadašnjeg izdavanja dokumentacije, kao i velike uštede u vremenu kako za zaposlene, tako i za korisnike.

Što se tiče planiranja kadrovskih resursa potrebno je razmotriti još jedan aspekt službe za standardizaciju, a to je pitanje KVALITETA. Tek tada se može govoriti o organizacionoj formi i potrebnom broju i profilu stručnjaka. Poslednjih godina, tačnije još od 1987. godine,na sastanku između predsednika Evropske zajednice gospodina Žaka Delora i izvršnog odbora grupacije Filips rodila se ideja o potrebi stvaranja evropske platforme za upravljanje u industriji koja će u središtu pažnje imati rukovođenje i kvalitet. Razvoj i ostvarenje ovakve strategije, u principu, podrazumeva kompletnu izmenu ponašanja i organizovanja u firmi. Drugim rečima, sistem kvaliteta podrazumeva angažovanje svih zaposlenih na poboljšanju rada, radnih uslova i okruženja, upoznavanjem sa misijom i ciljevima firme, neprekidnim poboljšanjem i stalnom težnjom da se da najbolje od sebe. Određene smernice za ostvarenje visokog kvaliteta date su kroz seriju standarda JUS-ISO 9000. Danas postoji veliki broj firmi u Evropi koje su registrovane po seriji standarda ISO 9000, što i za nas predstavlja imperativ kako bismo se što pre uključili u tokove i visoke zahteve svetske tehnologije.

Kvalitet osim direktnog aspekta i usklađenosti ima i svoj tržišni aspekt, racionalnu upotrebu resursa, zaštitu okoline, kao i društveni aspekt i kulturu kompanije. On je bitan faktor razvoja firme, pošto stabilnost i dugoročnu perspektivu obezbeđuju pre svega novi i kvalitetni proizvodi i usluge, unapređuje kulturu kompanije u celosti, svakog njenog dela i svakog zaposlenog, što znači, postizanje osnovnog principa kvaliteta vezanog za uvažavanje kupca, za izvrsnost i perfekciju, poboljšanje motivacije zaposlenih, razvoj partnerskih odnosa sa kupcima i ugovaračima, unapređenje menadžment stila i poslovnih odnosa. Treba težiti ka TQM modelu gde svaki proizvod i usluga treba da zadovolji, pa čak i prevaziđe zahteve,

potrebe i očekivanja kupca. Firma prevodi utvrđena očekivanja kupca sa jezika kupca na jezik koji razumeju poslovne funkcije kompanije, a završetak ovako postavljenog TQM modela poslovnih procesa je ponovo na tržištu na kome proizvod treba da rezultira zadovoljenjem kupca. Horizontalna dimenzija TQM modela predstavlja osnovnu polaznu strukturu za uspostavljanje vertikalnih menadžment veza, koje treba da obezbede menadzment i upravljanje odvijanjem poslovnih procesa. Težište aktivnosti je na obezbeđenju , a ne na kontroli kvaliteta. Kontrola kvaliteta je neophodna, jer postoje manjkavosti i otkazi. Ako greške i manjkavosti nestanu, kontrolori će postati nepotrebni. Kvantitativna promena u brizi za kvalitet, istovremeno znači i kvalitativnu promenu. Umesto kontrolne uloge, zaposleni dobijaju ulogu obezbeđenja kvaliteta. Faza totalnog kvaliteta se može dostići kada svi zaposleni budu brinuli za kvalitet. To znači da svi zaposleni, svaki organizacioni deo i firma u celini ne smeju da budu manje nego izvrsni. To je cilj kome treba da se teži na jedan potpuno nov način. Ovo nije nikakva analiza kvaliteta, već samo pokušaj da se istakne njegov značaj za JŽ koji treba imati u vidu pri formiranju predloga za moguću strukturu službe za standardizaciju.

Kroz određene pisane procedure potrebno je obuhvatiti načine donošenja JŽ standarda , revizije i povlačenja starih standarda, zatim učešće stručnjaka JŽ u aktivnostima UIC-a, Saveznog zavoda za standardizaciju itd.

Dana 28. juna objavljen je u "Službenom listu SRJ" ZAKON o standardizaciji. U članu 3 stav 2 dozvoljena je upotreba granskih standarda, što je i bio jedan od naših zahteva pri izradi standarda. Isto tako, granskim standardima ne mogu se utvrditi zahtevi blaži od zahteva koji su utvrđeni jugoslovenskim standardima. Na bazi Saveznog zakona trebalo bi u što kraćem roku doneti pravilnik o Standardizaciji na JŽ. Pored uobičajenih stavova pravilnik bi trebao da obuhvati pitanja homologacije, izdavanja dozvola za primenu na JŽ, pitanja kompetencije i nadležnosti kvaliteta proizvoda i usluga, itd.

Pri Železničkoj uniji funkcioniše podkomisija 57 SA koja je na svojoj poslednjoj sednici dala obrazloženje za formiranje European Rail Sector body koje bi pojednostavilo međusobno priznavanje dozvola za tehničku upotrebu, tj. priznavanje jednakog statusa postojećih tehničkih pravila za odobrenje i upotrebu određene opreme pri zvaničnim telima neke zemlje i obezbeđenje da budu međusobno povezana, da se tela akredituju iz domena železničke problematike, tj. atestiraju njihove sposobnosti i specificira oblast primene, da služe kao kanal za žalbe u slučaju spora na polju železničkih tehničkih odobrenja. Dalje, predloženo je da okvir buduće primene bude interoperabilnost mreže Evropskih železnica velikih brzina. Ovo Evropsko sektorski-bazirano telo imalo bi ulogu savetnika Zemljama članicama za priznavanje tehničkih mogućnosti tela koja treba verifikovati.

Utvrđivanje međusobnog priznavanja među železničkim upravama Evrope dovodi nas do pitanja akreditacije i sertifikacije. U Zakonu o standardizaciji predviđeno je osnivanje savezne organizacije, nadležne za akreditaciju, takozvano akreditaciono telo koje utvrđuje osposobljenost i kompetentnost preduzeća i drugih pravnih lica za obavljanje poslova i zadataka, sertifikacije, ispitivanja proizvoda i kontrole usaglašenosti. Akreditovana lica mogu da budu sertifikaciona tela, akreditovane laboratorije i kontrolne organizacije.

Sertifikaciona tela ovlašćena su za sertifikaciju procesa, proizvoda i usluga, sistema kvaliteta, sistema zaštite životne sredine i ocenjivača sistema kvaliteta i sistema zaštite životne sredine. Akreditovane laboratorije ovlašćene su za ispitivanje proizvoda, dok su kontrolne organizacije ovlašćene, kao treća strana, za kontrolu usaglašenosti.

Železnica treba da, kao veliki sistem, nastoji da ima svog predstavnika u akreditacionom telu, kao i određeni broj ljudi koji bi bili ovlašćeni ocenjivači sistema kvaliteta, što ima višestruke prednosti za železnicu u kontaktima sa industrijom, kao i mogućnost da bude u ulozi ocenjivača kao treća strana.

U članku je u najkraćim crtama napravljen osvrt na stanje i problematiku standardizacije na JŽ. Iz svega proizilazi da je neophodno u što kraćem roku preduzeti neophodne mere kako bi se omogućilo normalno i savremeno funkcionisanje službe, što je uostalom od velikog interesa za JŽ.

Razvoj obrtnog postolja za motorne vozove

Dr Vojkan LUČANIN, dipl.inž.
mr Goran SIMIĆ, dipl.inž.
Vladan ŠOTRA, dipl.inž., Mašinski fakultet Beograd

Rezime

U radu su pregledno analizirane varijante trčećeg sklopa koje bi se mogle primeniti za motorne vozove. Po kriterijumima eksploatacionih uslova, uslova održavanja i proizvodnih mogućnosti u zemlji, predložena je koncepcija sa obrtnim postoljima. Na osnovu analize karakterističnih sklopova odabrana su rešenja za domaće obrtno postolje za motorne vozove. Radi racionalizacije, predlaže se jedinstveno rešenje za slobodno i pogonsko obrtno postolje, kako za DMV, tako i za EMV. Dat je pregled stanja razvoja i perspektive završetka projekta.

1. Uvod

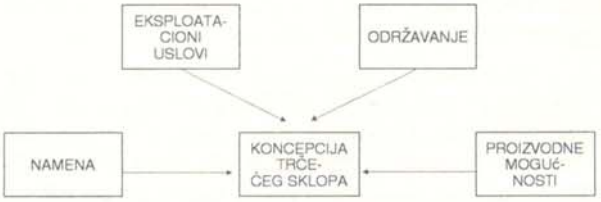
Izbor koncepcije trčećeg sklopa motornog voza zahteva analizu većeg broja činilaca. Njihovim pažljivim razmatranjem može se doći do prihvatljivog rešenja trčećeg sklopa. Po usvajanju osnovne koncepcije, ostaje da se od velikog broja varijanti odaberu pojedini podsklopovi. Najzad, odgovarajućim proračunima, a zatim i ispitivanjima, potrebno je potvrditi zadovoljenje postavljenih uslova.

U ovom radu prikazaćemo ukratko osnovne korake u razvoju obrtnih postolja za motorne vozove. Ovaj razvoj predstavlja plod saradnje Mašinskog fakulteta Beograd i Fabrike šinskih vozila "Goša" (FŠV "GOŠA").

2. Koncepcija trčećeg sklopa

Koncepcija trčećeg sklopa motornog voza uslovljena je najviše činiocima ilustrovanim na slici 1.

Namena voza za gradski, regionalni ili međugradski saobraćaj definiše veličinu osnovne kompozicije (jednodelna ili višedelna), uslovljava maksimalnu brzinu, zahteve za mirnoćom hoda, a preko broja putnika i opreme koja



Slika 1. Faktori koji utiču na koncepciju trčećeg sklopa motornog voza

obezbeđuje odgovarajući komfor utiče na osovinsko opterećenje.

U zavisnosti od toga, pojedina rešenja trčećeg sklopa dolaze ili ne dolaze u obzir. Veća maksimalna brzina i zahtevi za povećanom mirnoćom hoda daju izvesnu prednost rešenjima sa obrtnim postoljima. Kod njih se konstruktivno lakše ostvaruju mere za stabilan hod, a savladavanje neravnina se obavlja u više manjih koraka, zbog većeg broja osovina na koje se oslanja jedan kolski sanduk.

U slučaju JŽ za regionalni saobraćaj, prema [1], optimalna je osnovna kompozicija kapaciteta 220-260 putnika, što uslovljava dvodelnu ili, eventualno, trodelnu kompoziciju, pa ćemo se dalje zadržati na višedelnim kompozicijama.

Bitni eksploatacioni uslovi su: dozvoljeno osovinsko opterećenje, karakter pruga (ravničarske ili brdske), maksimalni nagib, minimalni poluprečnik krivine, maksimalna brzina itd.

Karakteristike pruga i maksimalni nagib utiču na izbor pogonskog sistema i broj pogonskih osovina. Dozvoljeno osovinsko opterećenje diktira minimalni potreban broj osovina za datu masu voza. Brdske pruge sa oštrim krivinama zahtevaju konstruktivne mere za olakšavanje radijalnog upisivanja osovina u krivine.

Na JŽ postoje obe vrste pruga: ravničarske u Vojvodini i pretežno brdske sa dosta oštrih krivina u ostalom delu Jugoslavije. Ukoliko se želi racionalno i jedinstveno rešenje, mora se kod trčećeg sklopa voditi računa o merama za smanjenje habanja u oštrim krivinama, a kod pogonskog sistema, različitim kombinacijama identičnih motornih kola i prikolica, obezbediti odgovarajuće vučne karakteristike. Osovinsko opterećenje mora biti, u slučaju DMV-a, prilagođeno stanju sporednih pruga.

Mogućnosti održavanja su uslovljene stepenom razvoja, opremljenosti i tehničke kulture na železnici. Za komplikovana i osetljiva tehnička rešenja (npr. aktivni sistemi za naginjanje u krivinama, zglobni vozovi itd.) potrebne su specijalizovane radionice, oprema i kadrovi da bi održavanje bilo efikasno, pouzdano i isplativo.

Po našoj proceni, nivo održavanja na JŽ nije naročito visok, pa prednost imaju jednostavnija i za održavanje pogodnija rešenja.

Iskustvo i mogućnosti proizvođača određuju da li se određena rešenja mogu ili ne mogu realizovati kvalitetno, na vreme i po prihvatljivoj ceni.

FŠV "Goša" ima značajno iskustvo u proizvodnji licencnih obrtnih postolja, ali nema iskustva sa drugim varijantama (jednoosovinski trčeći sklop sa dvostepenim ogibljenjem, nezavisni točkovi, spregnute osovine, zglobni vozovi itd.), pa klasična koncepcija sa obrtnim postoljima ima najveće izglede za potpuno uspešnu realizaciju.

Na slici 2 su prikazane neke od razmotrenih varijanti trčećeg sklopa.

Varijanta sa slike 2a je klasična dvodelna varijanta sa obrtnim postoljima. Ovu varijantu su npr. za nove vozove DM '90 za regionalni saobraćaj na najgušćoj železničkoj mreži na svetu izabrale Holandske železnice [2], ili SNCF kod novog voza za reginaolni saobraćaj TER [3], kao i Nemačke železnice u novoj razvojnoj varijanti voza VT 628.4 (isporučeno i ugovoreno ukupno 559 dvodelnih garnitura) [4].

Varijanta sa slike 2b odgovara trodelnom vozu sa kratkim kolskim sanducima, što omogućava održavanje dozvoljenog osovinskog opterećenja. Rastojanje osovina ne treba da pređe 9m, a poželjno je sprezanje osovina radi lakšeg upisivanja u krivine. Moguća je i varijanta sa nezavisnim točkovima, koja iziskuje mehanizam za sprezanje točkova radi radijalnog vođenja.

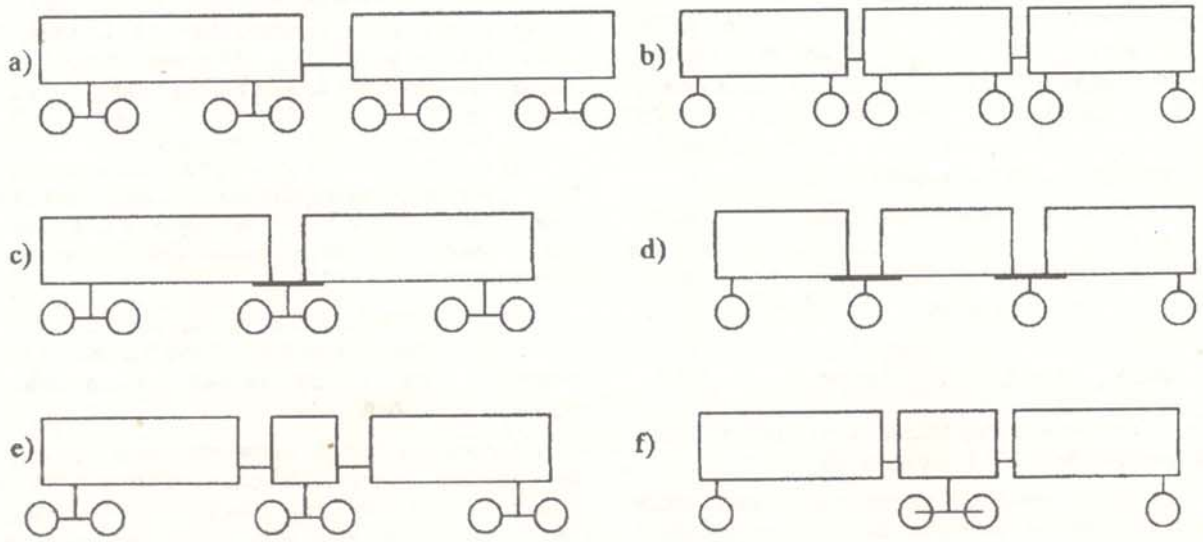
Na slikama 2c, d, e i f su razne varijante zglobnih vozova. Rešenje c) zahteva dve varijante obrtnih postolja zbog zglobnog oslanjanja srednjeg obrtnog postolja. Ovakvo rešenje je primenjeno kod novog DMV-a u varijanti IC2D Danskih železnica [5].

Varijanta d) je moguća sa osovinskim sklopovima ili sa nezavisnim točkovima. U oba slučaja su potrebni mehanizmi za usmeravanje osovina ili točkova.

Varijanta e) u odnosu na varijantu f) dozvoljava duže sanduke i veći kapacitet krajnjih kola. Obe varijante zahtevaju konstruktivno rešenje zglobne veze između sanduka i mehanizma za vođenje centralnog dela.

Varijanta f) zahteva rešenje za obrtno postolje i za jednoosovinski trčeći sklop ili nezavisne točkove, sa odgovarajućim mehanizmima za spregu središnjeg i krajnjih kolskih sanduka.

U odnosu na klasičnu varijantu a), ostale varijante omogućavaju smanjenje udela mase trčećeg sklopa u ukupnoj masi vozila. Da se pri istom kapacitetu ne bi prešlo dozvoljeno osovinsko opterećenje, potrebne su i druge mere lakogradnje: npr. primena Al-legura za noseću strukturu i dosledno olakšavanje celokupne unutrašnje opreme.



Slika 2. Varijante trčećeg sklopa

Imajući u vidu:

– da domaća šinska industrija vlada čeličnim konstrukcijama, a da primena npr. Al-legura zahteva znatna prilagođavanja u proizvodnoj tehnologiji;

– da domaća šinska industrija vlada izradom obrtnih postolja, a da uvođenje drugih koncepcija trčećeg sklopa zahteva značajne razvojne napore i ulaganja;

– da nivo održavanja na JŽ nije pogodan za nova komplikovanija konstruktivna rešenja;

– da uprkos pojavi niza novih vrlo zanimljivih tehničkih rešenja trčećeg sklopa, klasična varijanta sa obrtnim postoljima u tekućim planovima i porudžbinama evropskih železnica za regionalni saobraćaj zauzima i dalje najznačajnije mesto;

– da, pod pretpostavkom primene kardanskog prenosa, isto obrtno postolje može da se primeni i kao pogonsko i kao slobodno i za EMV i za DMV

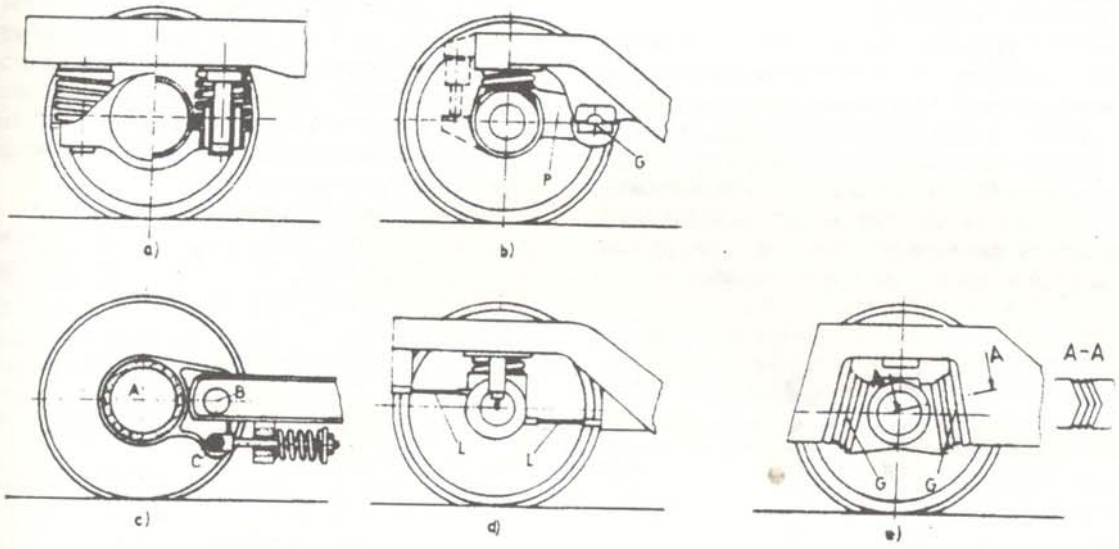
smatramo da u zemlji najuspešnije, najekonomičnije i najracionalnije može da se realizuje klasična varijanta motornog voza sa obrtnim postoljima. Ova koncepcija omogućava bilo jedinstvenu visinu poda (≈1150 mm od GIŠ-a), bilo delimično spušteni pod u sredini kolskog sanduka.

3. Koncepcija obrtnog postolja

U svetu danas postoji veliki broj tipova obrtnih postolja, koji se razlikuju po konstrukciji. Analiziraćemo ukratko tipična rešenja karakterističnih sklopova.

Primarno ogibljenje i vođenje osovinskog sklopa su funkcionalno povezani. Najčešće se susrećemo sa čeličnim zavojnim ili gumeno-metalnim oprugama koje obezbeđuju potrebnu elastičnost veze u vertikalnom pravcu. Uzdužno i poprečno vođenje se može obaviti pomoću vodilica u obliku čeljusti ili u vidu ispusta na ramu i otvora na kućištu ležaja, slika 3a. Budući da se u ovom slučaju pojavljuje trenje i habanje metalnih delova, ovakvo se rešenje susreće samo kod starijih konstrukcija.

Vođenje osovine bez habanja delova moguće je primenom polužne vodilice (označena sa P na slici 3b) koja je preko gumenog zgloba G vezana za ram obrtnog postolja. Kod polužnog vođenja, prigušenje u gumenom zglobu, zavisno od konstrukcije, može biti dovoljno. Ukoliko nije, paralelno se postavlja hidraulični amortizer (ucrtan isprekidano na slici 3b).



Slika 3. Primarno ogibljenje i vođenje osovinskog sklopa

Posebna varijanta polužnog vođenja je vodilica u vidu zglobnog trougla (slika 3c) kod koje se primarna opruga postavlja u horizontalni položaj. Ram je u tački B preko gumenog zgloba oslonjen na kućište. Središte kućišta - A čini drugo teme trougla. Treće teme je u gumenom zglobu C, u kome je vezana potezna poluga primarne opruge.

Umesto zglobno vezanih polužnih vodilica mogu se primeniti lisnate vodilice - L koje su elastične u vertikalnom pravcu (slika 3d). Modernija varijanta takvog rešenja su jednostrane lisnate vodilice, npr. kod obrtnog postolja MD52 (GOŠA 100).

Primarno ogibljenje i vođenje osovine se može ostvariti i elastičnim, gumenim, elementima - G, koji ostvaruju vezu i daju željenu elastičnost u sva tri koordinantna pravca (slika 3e). Gumeni elementi obično imaju dovoljno unutrašnje prigušenje za primarno ogibljenje, pa po pravilu otpada potreba za dodatnim amortizerima u vertikalnom pravcu, što pojednostavljuje konstrukciju.

Prema načinu uzdužnog vođenja osovinskih sklopova, trčeći sklop se može podeliti u sledeće grupe:

a) sa krutim vođenjem osovina,
b) sa elastičnim vođenjem osovina,
c) sa promenom krutosti vođenja zavisno od brzine,
d) sa elastičnim vođenjem i sprezanjem osovina,
e) sa prinudnim usmeravanjem osovina i
f) sa prigušenjem.

Kruto vođenje podrazumeva veliku krutost uzdužne veze ram-osovinski sklop - c_x^+ (slika 4a). Ovakvo rešenje je pogodno za velike brzine, jer otežava pojavu vijuganja osovina, koje tada mogu da vijugaju samo zajedno sa ramom. Na taj način raste tzv. kritična brzina - brzina od koje nastaje intenzivno vijuganje osovina, što je praćeno udarima venaca točkova o bok šina i velikim bočnim silama, opasnim za saobraćaj.

Za pruge sa oštrim krivinama ovakvo rešenje nije pogodno, jer onemogućava radijalno postavljanje osovina i izaziva relativno veliko habanje venaca točkova.

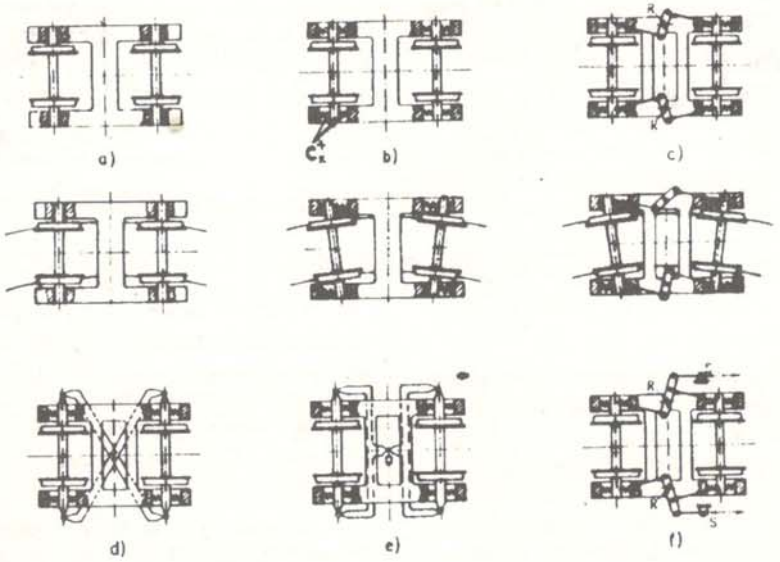
Elastično uzdužno vođenje, slika 4b, podrazumeva malu krutost c_x^+, tako da se osovinski sklopovi dejstvom uzdužnih tangencijalnih sila u dodiru točak-šina, pri prolasku kroz krivine mogu postaviti približno radijalno. Zbog toga se ovakva obrtna postolja nekad nazivaju i postolja sa radijalnim ili postolja sa samousmeravajućim osovinama.

Pravilno radijalno postavljanje osovina u krivini i istovremeno povećanje kritične brzine se može postići sprezanjem prednjeg i zadnjeg osovinskog sklopa. Rešenja ovog tipa mogu se smatrati varijantom elastičnog vođenja sa povećanom stabilnošću pri većim brzinama i prikazana su na slici 4c, d, i e.

Na slici 4f je prikazano prinudno usmeravanje osovina pomoću kolskog sanduka. U krivini se kolski sanduk zakreće u odnosu na ram (prikazano strelicama) i preko polužnog mehanizma prinuđuju se unutrašnji rukavci na primicanje, a spoljašnji na razmicanje. Ovakav sistem obezbeđuje gotovo idealno radijalno postavljanje osovina u krivini, nezavisno od sila u dodiru točak-šina.

Nedostatak svih spomenutih rešenja kojima se sprežu osovine je komplikovanija konstrukcija, sa većim brojem poluga i gumenih zglobova, čije tolerancije moraju biti dovoljno uske da bi mehanizam pravilno funkcionisao. U protivnom se može dogoditi da na pravoj pruzi osovine odstupaju od paralelnog položaja. Tada bi imali zakošeno kretanje i habanje venaca i na pravoj pruzi.

Ovakvi sistemi traže kvalitetno održavanje, jer neispravnost npr. jednog gumenog zgloba u polužnom sistemu može značajno da smanji kritičnu brzinu i time u gornjem opsegu brzina ugrozi bezbednost.



Slika 4. Način uzdužnog vođenja osovinskih sklopova

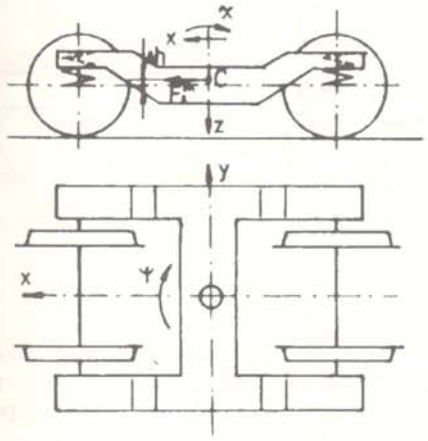
Ovakvim rešenjem se, zavisno od vrednosti c_x^+, mogu znatno sniziti sile vođenja pri prolasku kroz krivine, ali istovremeno opada i kritična brzina. Uzdužna krutost veze osovina-ram se mora birati kao kompromis iz ta dva suprotna zahteva.

Jedna od mogućnosti za povećanje stabilnosti kretanja (tj. kritične brzine) kod elastičnog vođenja je promena krutosti c_x^+ zavisno od brzine. Ovo rešenje koje je primenila austijska firma SGP [6], dosta je komplikovano. Zbog toga je malo verovatno da će doživeti širu primenu.

Vođenje sa uzdužnim prigušenjem predstavlja principijelno ispravnije rešenje problema vijuganja osovina od principa krutog vođenja. Uvođenjem prigušenja u uzdužnoj vezi ram-rukavac osovine na bazi viskoznog (ili suvog) trenja može se i sa malom krutošću c_x^+ ostvariti stabilan hod do velikih brzina. Ovakvo rešenje je primenjeno kod obrtnih postolja SGP 400 za voz ICE 2.

Ram savremenih obrtnih postolja za putničke vagone je najčešće relativno kruta jedinstvena čelična struktura H oblika. Ovakvim oblikom se mase koncentrišu bliže

težištu - C, smanjuju se momenti inercije oko z i y ose i time momenti inercionih sila, što je posebno značajno pri vijuganju, slika 5.



Slika 5. Ram obrtnog postolja

Druga odlika savremenih ramova, koji predstavljaju primarno ogibljenu masu, jeste težnja da im težište bude što bliže nivou osa osovina ($\Delta h \to 0$). Tako se pri dejstvu inercionih sila rama, u vezi ram-osovine momenti svode na minimum ($F_x^{in} \cdot \Delta h \to 0$), što doprinosi ravnomernom opterećenju osovina i izbegavanju sprege kretanja u uzdužnom pravcu x sa rotaciom oko poprečne ose y.

Osim krutog rešenja konstrukcije rama, nešto ređe se susreće ram koji je kao celina torziono elastičan u kombinaciji sa krutim primarnim oprugama. Ovakav ram, sastavljen od otvorenih profila, svojom torzionom elastičnošću doprinosi ravnomernijoj raspodeli vertikalnih sila na točkove i sigurnijem savladavanju izvitoperenja na koloseku, preuzimajući tako deo zadatka (krutih) primarnih opruga.

Za **sekundarno ogibljenje** su razmotrene dve osnovne varijante: sa kolevkom ili bez nje . U rešenju sa kolevkom, vešalice, na principu klatna, deluju kao opruga u bočnom pravcu, dok cilindrične zavojne opruge deluju praktično samo u vertikalnom pravcu, slika 6. Krutost sistema vešalica je proporcionalna vertikalnom opterećenju, tj. prilagođava se masi kolskog sanduka pri tovarenju. To povoljno utiče na ravnomeran nivo bočnih sila pri promeni težine sanduka.

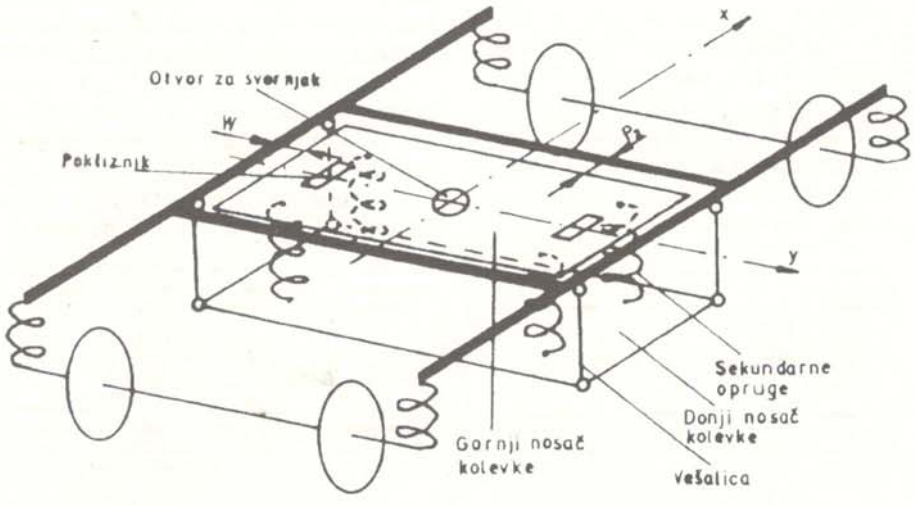
Kod rešenja bez kolevke, kolski sanduk se oslanja direktno na sekundarne opruge, a one se oslanjaju na ram obrtnog postolja. Sekundarne opruge u tom slučaju su ili cilindrične zavojne, ili vazdušne. Opruge tada imaju funkciju elastičnog elementa u tri pravca: vertikalnom, bočnom i uzdužnom, pa su pri bočnim oscilacijama ili prolasku kroz krivinu izložene smičućem opterećenju.

Kod cilindričnih zavojnih opruga nedostatak ovakvog rešenja je u tome što vertikalna i poprečna krutost cilindrične opruge zavise od istih parametara, pa nije moguće njihovo nezavisno podešavanje. Time se povećavaju razlike u nivou bočnih sila između praznog i punog vagona. Sem toga, zavojna opruga je jače napregnuta, jer prenosi i vertikalno i bočno opterećenje u punom iznosu. Ovaj problem se može rešiti primenom kombinacije gumenih i cilindričnih zavojnih opruga.

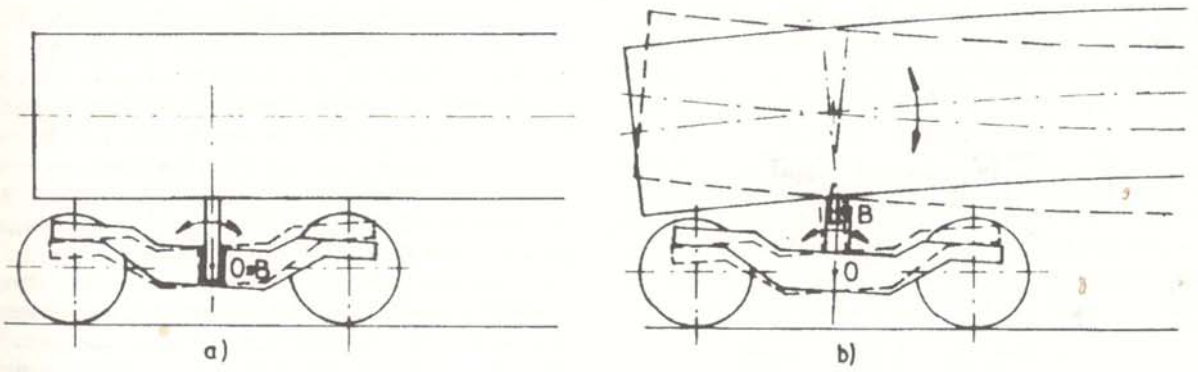
U varijanti sa vazdušnim oprugama promenom pritiska vazduha obavlja se kontinualno prilagođavanje krutosti i visine opruga težini. To je posebno interesantno za gradske i prigradske vozove, kod kojih je razlika u masi praznog i punog vagona znatno veća nego kod međugradskih vagona.

U obe varijante prigušenje oscilacija se obavlja sa dva vertikalna i jednim horizontalnim bočnim amortizerom.

Veza kolskog sanduka sa obrtnim postoljem se može ostvariti u više varijanti, što zavisi i od tipa sekundarnog ogibljenja. Kod sistema sa kolevkom veza u vertikal-



Slika 6. Sekundarno ogibljenje sa kolevkom



Slika 7. Veza kolskog sanduka sa obrtnim postoljem

nom pravcu se ostvaruje po pravilu oslanjanjem na pokliznike. Veza u bočnom i uzdužnom pravcu se ostvaruje preko svornjaka. Kod starijih konstrukcija za niže brzine primenjivalo se i oslanjanje na obrtnu šolju sa malim zazorom na pokliznicima kao kod teretnih kola, ili oslanjanje preko valjaka.

Da bi se momenti od uzdužnih i poprečnih sila koje se prenose preko svornjaka u odnosu na težište rama obrtnog postolja sveli na minimum, težnja je da sredina svornjaka leži u visini donjih oslonaca primarnih opruga, slika 8. Ovo povoljno utiče i na izbegavanje sprege oscilacija rotacije rama oko bočne ose koje se obavljaju oko tačke O (leži približno na nivou donjih oslonaca primarnih opruga) i oscilacija savijanja sanduka kao elastičnog tela.

Kod konstrukcija bez kolevke sekundarne opruge amortizuju i vertikalne i bočne oscilacije. Prenos uzdužnih sila između sanduka i rama može se obaviti pomoću vođenja po lemniskati, slika 8a. Ovaj sistem vođenja svornjaka omogućava da se on u odnosu na ram nesmetano pomera u poprečnom i vertikalnom pravcu, zahvaljujući zglobnim vezama. Uzdužne sile se od sanduka preko dve poluge prenose na ram.

Druga moguća varijanta uzdužne veze kod konstrukcija bez kolevke je pomoću vučne poluge (rude), slika 8b. Ovakva veza takođe ne remeti bočno i vertikalno pomeranje sanduka u odnosu na ram. Ona zahteva uzdužni oslonac za vučnu polugu na sanduku, tj. drugačije rešenje glavnog poprečnog nosača i izmene u čeonom delu postolja u odnosu na rešenja sa svornjakom.

Treća razmotrena varijanta je prikazana na slici 8c, gde se prenos i amortizacija uzdužnih sila obavljaju u najvećoj meri preko relativno krutih gumenih opruga-1. Ove opruge su pri vertikalnim i bočnim oscilacijama izložene i smicanju. U poprečnom pravcu u ovoj vezi postoji zazor w unutar koga se otpor pomeranju javlja smicanjem sekundarnih opruga. Posle toga stupaju u dejstvo gumeni graničnici 2.

Kod pogonskih obrtnih postolja prisutna su različita rešenja, od kojih se izdvajaju sledeće koncepcije:

– dva vučna elektromotora na obrtnom postolju

– jedan vučni elektromotor sa prenosnikom koji se nalazi na obrtnom postolju i

– vučni elektromotor se nalazi na kolskom sanduku, a prenosnik na obrtnom postolju (pogon kardanskim vratilima). Ova varijanta važi i za hidraulični prenosnik.

Na osnovu analize izloženih varijanti, usvojena je sledeća koncepcija obrtnog postolja za motorne vozove:

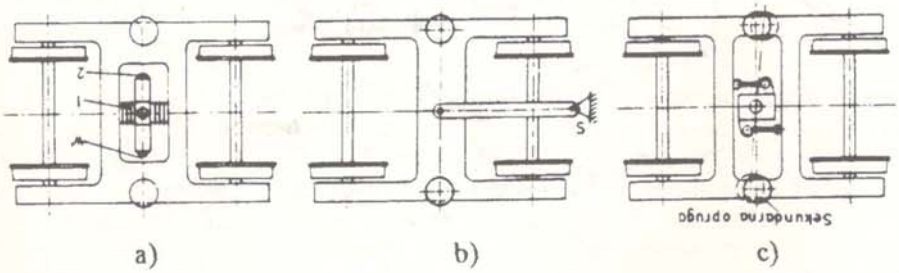
– primarno ogibljenje sa gumenim oprugama, što najverovatnije neće zahtevati primarne hidraulične amortizere;

– vođenje osovinskog sklopa pomoću lisnatih vodilica, sa gumenim elementom koji omogućava varijantu krutog ili elastičnog uzdužnog vođenja osovina (kompletno se preuzima od obrtnog postolja GOŠA - 100);

– zavareni ram u obliku slova H, sa zatvorenim kutijastim profilima;

– sekundarno ogibljenje bez kolevke, sa vazdušnim oprugama;

– veza između rama i kolskog sanduka sa svornjakom i polužnim vođenjem po lemniskati;

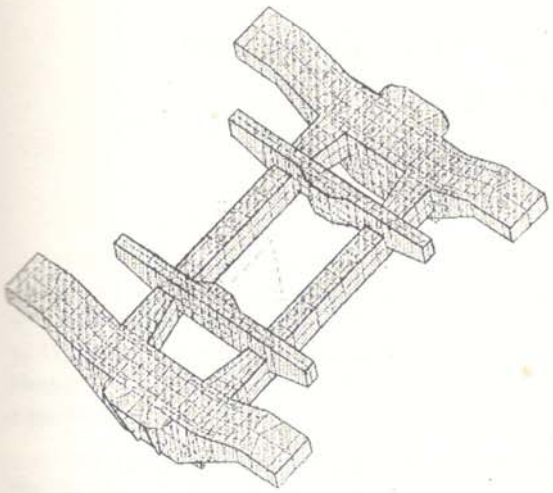


Slika 8. Veza kolskog sanduka sa ramom obrtnog postolja

– pogon pomoću kardanskog vratila, što omogućava jedinstveno rešenje za slobodno ili pogonsko obrtno postolje, za DMV ili EMV (u varijanti kardanskog prenosa).

4. Stanje razvoja

Do sada je izabrano osnovno konstruktivno rešenje sa svim neophodnim gabaritnim i konstruktivnim usklađivanjima. Napravljena je osnovna teorijska analiza



Slika 9. Model 1/1 obrtnog postolja po metodi MKE

dinamičkog ponašanja [7] koja je osnova za izbor elemenata ogibljenja (primarne gumene i sekundarne vazdušne opruge i amortizeri). Proračunata je čvrstoća rama prema važećim UIC propisima. Na slici 10 predstavljen je korišćeni model po metodi konačnih elemenata.

Proračun čvrstoće je ukazao na jače opterećene zone kojima pri ispitivanju i kasnije u proizvodnji treba posvetiti veću pažnju. Opšta naponska slika je u granicama dozvoljenih napona, a u pojedinim zonama postoji i mogućnost dalje optimizacije radi smanjenja mase rama.

Naredna faza bi trebalo da obuhvati izradu jednog para prototipskih obrtnih postolja i sprovođenje neophodnih prototipskih ispitivanja (čvrstoća, dinamičko ponašanje...).

5. Zaključak

Za potrebe dizel-motornog i elektromotornog voza za JŽ, domaća šinska industrija može da napravi uspešnu konstrukciju obrtnog postolja, koje bi odgovaralo potrebama, eksploatacionim uslovima, uslovima održavanja i proizvodnim mogućnostima zemlje. Predložena varijanta je veoma racionalna jer pretpostavlja praktično isto rešenje za pogonsko i slobodno obrtno postolje, za DMV (V_{max}=120 km/h) i EMV (V_{max}=160km/h, uz kruto uzdužno vođenje osovina i dodatak hidrauličnih amortizera protiv vijuganja). Nekoliko značajnih razvojnih faza je već okončano. Smatramo da bi zainteresovanost JŽ za ovakav projekat omogućio završetak svih neophodnih razvojnih koraka i realizaciju serijske proizvodnje u periodu ne dužem od 18 meseci.

LITERATURA

[1] Definisanje optimalnih eksploataciono-tehničkih parametara elektro i dizel-motornih vozova kao osnova strategije u oblasti prigradsko-gradskog saobraćaja, Institut Saobraćajnog fakulteta, Beograd, 1995.god.

[2] Kitzen, J, i dr., DM '90- der neue Dieseltriebzug fur die Niederlandische Eisenbahnen (NS), ETR 44(1995), H.11, str. 751-754.

[3] Boutonnet, J. C., Le nouvel automoteur TER, RGCF april 1995, str. 49-58.

[4] Kottenhaan, V. , Der neue Dieseltriebzug VT 628.4/VS 928.4 der DB, ETR 43(1994), H.6, str. 361-368.

[5] Keil, H. , Der ABB Flexliner-Bindeglied znjischen Danemark und Deutschland, ETR 44(1995),H.1-2, str. 13-17.

[6] Muller,R., Saliger,Nj., Drehgestelle mit verbesserten Eigenschaften bei Fahrt in engen Bogen-ein Forschungsvorhaben des ORE, Schnjeizer Eisenbahn-Revue 10-11/1990

[7] Simić G., Lučanin V., Šotra V.: Polazna ograničenja pri izboru parametara ogibljenja obrtnog postolja dizel-motornog voza, Železnice, br 7/8, strana 473-477, 1994. god.

Primena mikroprocesora u upravljanju i dijagnostici putničkih vagona

J. STEFANOVIĆ, D. NEDIĆ, GOŠA Smederevska Palanka

Zahtevi za sve većim komforom, bezbednošću i smanjenjem troškova održavanja i imobilizacije kola, kao i brzi razvoj elektronike i računarske tehnike doveli su do sve veće primene mikrokontrolera i računara i na putničkim vagonima.

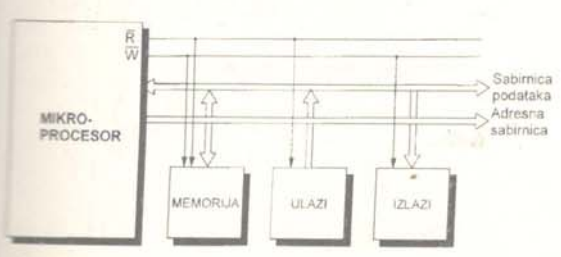
Mnoge vodeće firme za opremu na putničkim vozilima (Siemens, ABB, GEZ Alsthom itd.) i železničke uprave Nemačke, Francuske i druge još pre 15 godina počele su da primenjuju računarsku tehniku u opremi putničkih vagona.

Ono što primena ove tehnike pruža je:

- obrada velikog broja ulaza,
- brza obrada svih informacija,
- veliki broj izlaza.

Iz osnovne principijelne šeme mikrokontrolerskog uređaja na sl.1 vidi se osnovna suština primene mikrokontrolera.

Kako je svima poznato da se preko odgovarajućih davača sve fizičke veličine pretvaraju u električne, i to u



Sl. 1

većini slučajeva analogne, kontinualne, to je ulazna jedinica u stvari odgovarajući A/D konvertor.

Izlaz može biti relejnog tipa ON/OFF ili sa D/A konvertorom, ukoliko je za neki uređaj potrebna kontinualna regulacija. Naravno, izlazni analogni signal se u upravljanom uređaju pojačava do potrebne vrednosti s obzirom na nizak nivo izlaznog signala iz izlazne jedinice mikroprocesorskog upravljačkog uređaja.

S obzirom na raznovrsnost pretvarača neelektričnih veličina u električne i pad cena elektronskih sklopova zbog visoke integracije i širine spektra primene, nema sistema na putničkom vagonu gde se ne može primeniti mikroprocesorsko upravljanje.

Na slici 2 su prikazani sistemi ili funkcionalne celine na jednom modernom putničkom vagonu.

Do danas se mikroprocesorsko upravljanje ugrađuje u statički pretvarač, klima-uređaj, zatvoreni sistem toaleta, protivklizni uređaj i uređaj za upravljanje vratima na vagonu, ne računajući da se u restoran vagonu mogu naći mikrotalasne pećnice ili mašine za pranje sudova koje su takođe upravljane mikroprocesorom.

Na Jugoslovenskim železnicama se trenutno radi na osvajanju tri mikroprocesorski upravljana sistema. "GOŠA-FŠV" radi na sistemima za upravljanje vratima i zatvorenom sistemu toaleta, a "El - 7.oktobar" na protivkliznom uređaju. U oba slučaja primenjen je 8-bitni mikrokontroler iz familije 80C..



Sl. 2

Dijagnostika sistema

Primena mikroračunara obezbeđuje široku lepezu mogućnosti dijagnostike sistema na putničkim vagonima. Kako je ova primena uzela maha UIC je 1991. godine izdao fišu 557 čiji je naziv Tehnike dijagnoze na putničkim kolima kako bi u ovu oblast uveo red i sistematizaciju.

Tako u tački 1.1 kaže:

Dijagnoza u putničkim vagonima mora zadovoljiti sledeće postavke zadatka:

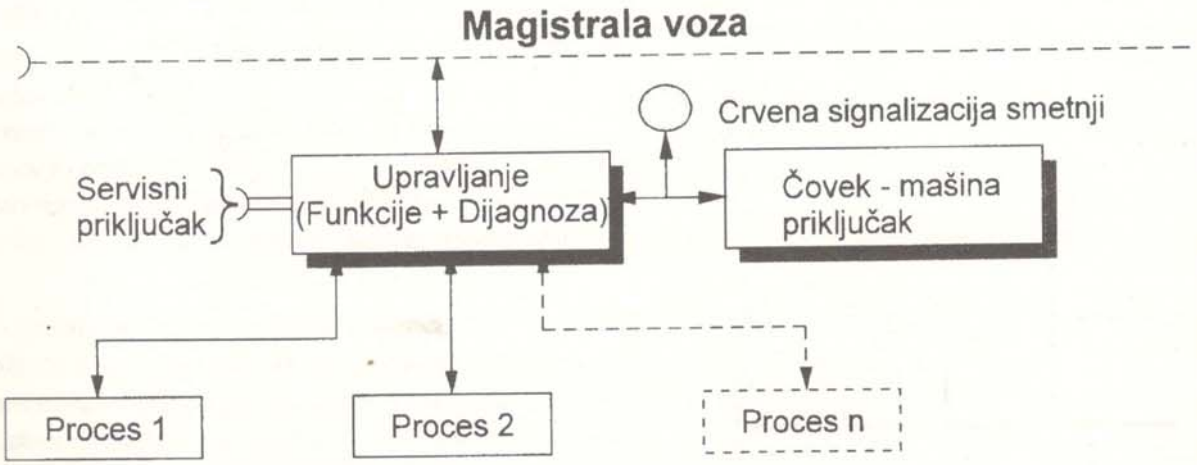
- brzo, potpuno i stvarno otkrivanje grešaka;
- uokvirenje greške na predmetnu pojedinačnu funkciju i najmanju ekonomično zamenljivu jedinicu;
- izdavanje rezultata dijagnoze u prilagođenom diferenciranom obliku za prateće osoblje voza i odgovorno stručno lice za tehniku vagona;
- trajno memorisanje dijagnostičkih podataka;
- pripremanje dijagnostičkih podataka za prenošenje u voz.

Prema istom propisu zahteva se da stepen otkrivanja grešaka bude najmanje 98%, a da dijagnostička istinitost ne bude manja od 95%. Iz ovih zahteva jasno je da se traže vrlo pouzdani mikroprocesorski sistemi.

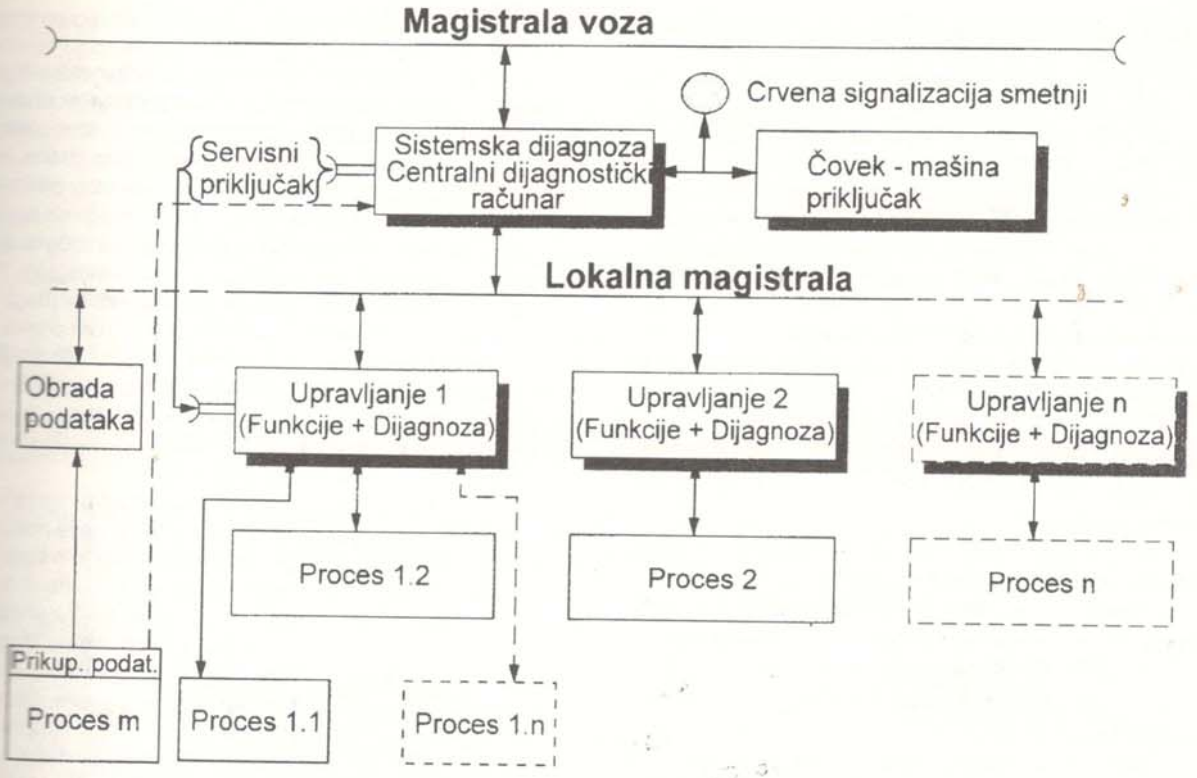
Kako se za pojedine procese i uređaje još uvek koriste posebni mikroračunarski sistemi, ali sa sigurnom tendencijom objedinjavanja i izgradnje jedinstvenog sistema upravljanja i dijagnostike, UIC 557 predlaže dva sistema mikroračunarske primene na putničkim vagonima (sl. 3.1 i 3.2).

U oba slučaja, kao što vidimo, postoje tri vrlo važna elementa:

- servisni priključak,
- priključak čovek - mašina i
- vagonski informacioni vod - bas.



Sl. 3.1



Sl. 3.2

Servisni priključak je izveden preko RS 232 priključka na koji se može priključiti prenosni PC računar ili drugi u servisnoj radionici. Preko ovog priključka iz memorije upravljačke jedinice, bilo svakog sistema pojedinačno ili centralnog upravljačkog uređaja, mogu se izvući kodovi svih memorisanih grešaka koji omogućavaju analizu pojava u datom periodu i na osnovu toga preduzimanje odgovarajućih preventivnih zahvata radi sprečavanja imobilizacije kola i neke veće havarije na nekom od sistema ugrađenom na putničkom vagonu.

Za priključno mesto čovek-mašina predlažu se oblici kao na slici 4.1 i 4.2.

Očigledno da je oblik sa slike 4.2 bliži čoveku jer omogućava grafički i tekstualni prikaz dijagnostičkih rezultata. Kako još uvek preovlađuje oblik sa slike 4.1, iz tehničkih i ekonomskih razloga, kod korišćenja cifarskog dijagnostičkog koda treba da postoji, zbog međusobne

Oblik 1

○ 99 (2-4 cifre ili slova)

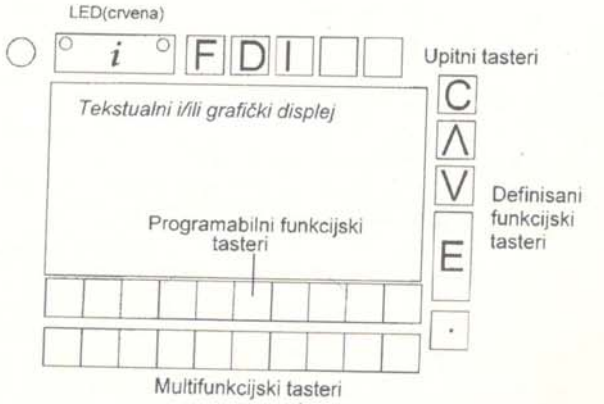
- ○ *i* (Informacije)
- ○ **P** (Proveravanje)
- ○ **L** (Poništavanje)

Oblik 2

○ 9999 (4 ili 5 cifara ili slova)

i		
7	8	9
4	5	6
1	2	3
0	.	E

Sl. 4.1



Sl. 4.2

komunikacije različitih železničkih uprava, jednoznačnost u kodiranju.

Iz tih razloga UIC 557 obavezuje na sledeće kodiranje:

brojevi 0... do 6...- kodiranje grešaka prema izboru direkcije;

brojevi 7...- uputstvo za prateće osoblje voza;

brojevi 80... do 87...- uputstva za stručnjake za vagon;

brojevi 88888, 8888, ...- kontrola pokazivača brojeva;

brojevi 99999, 9999, ...- uređaji u redu, ne postoji nikakva greška;

Posebno je naglašeno da za pratioca voza i stručnjaka za vagon mora biti primenjena sledeća kodna sistematika:

brojevi 81...- kola isključiti, opravka je neophodna u najbližoj radionici;

brojevi 82...- kola isključiti i bez putnika odvesti domicilnoj direkciji;

brojevi 83... - kola isključiti, opravka u nadležnoj radionici strane stanice je moguća;

brojevi 84...- kola najbržim putem dovesti domicilnoj direkciji, transport putnika je još moguć, kvar prijaviti;

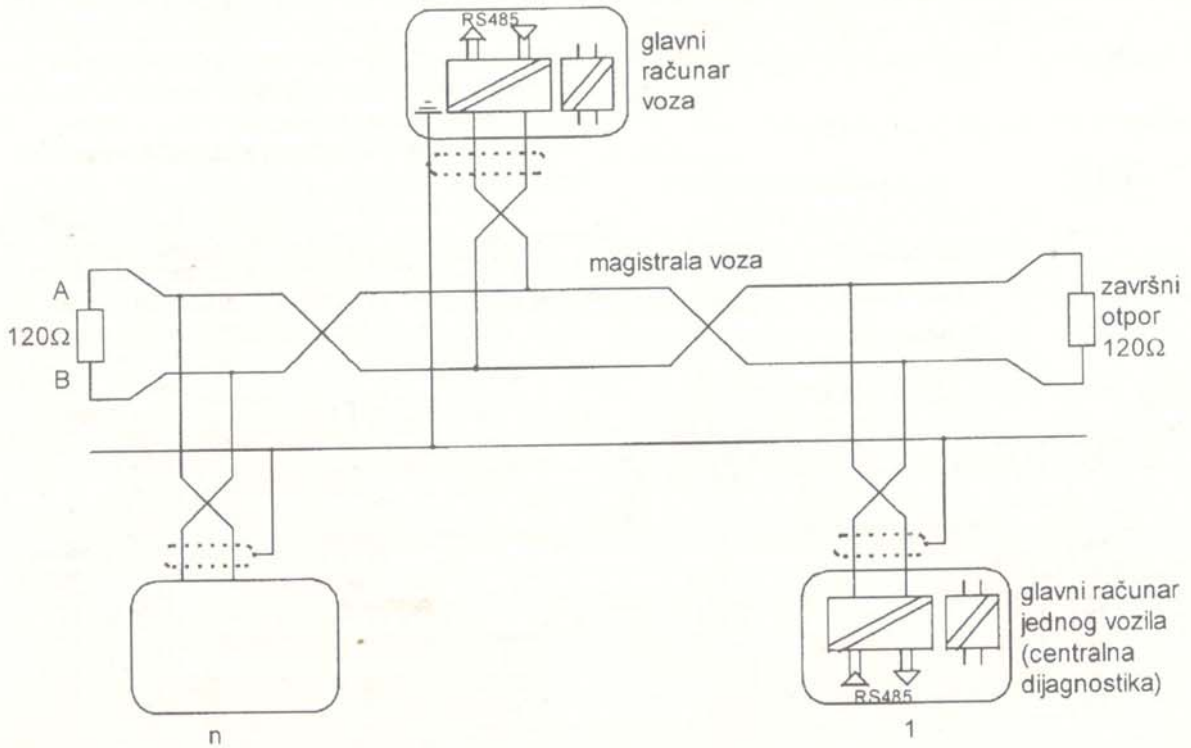
brojevi 87...- otklanjanje greške, odnosno ublažavanje greške koje radi stručnjak za vagon saglasno uputstvima na foliji moguće;

Kod koji se registruje biva zapamćen u memoriji i služi za obaveštenje pratećem osoblju ili stručnom licu kao putokaz za preduzimanje odgovarajućih ili propisanih koraka.

Magistrala voza

Na slici 5 je prikazano povezivanje pojedinih računarskih sistema vozila na magistralu voza. Magistrala je ostvarena putem širmovane parice karakteristične impendanse 120 Ω, u okviru UIC-kabla sa karakteristikama datim u tabeli 4 UIC-a 558. Zbog promenljivog broja vozila u okviru jedne kompozicije magistrala se na svojim krajevima zatvara karakterističnom impendansom. Svaki od računara ima svoje nezavisno galvanski razdvojeno napajanje i priključenje na magistralu. Priključenje računara na magistralu je preko EIA RS 485 priključka sa protokolom prenosa prema HDLC-postupku (High Lavel Data Link Control) Munchester II kodom. Taj postupak je naročito prikladan za "otvorene komunikacione sisteme", kod kojih su promenljivi kako broj učesnika, tako i dužina poruke. Brzine prenosa se kreću od 50 Kbaud do 500 kbaud.

Svaki od računara vozila ima svoju adresu i jedinstveni identifikacioni broj, tako da se vrlo lako može pratiti i statički obrađivati u dužem periodu stanje pojedinih sistema na vozilu. Takav način nadgledanja sistema rezultuje ranim prepoznavanjem smetnji i brzu lokalizaciju njenog uzroka, kao i analizu tehničkog stanja komponenti jednog vozila bez demontaže i probne vožnje, što u velikoj meri smanjuje troškove održavanja i imobilizaciju vozila. Centralni dijagnostički sistem provodi aktivnu funkcionalnu kontrolu značajnih i za sigurnost važnih komponenti vozila, pre započete vožnje, kao i njihovo trajno i nezavisno ispitivanje za vreme vožnje. Tako je u svakom trenutku poznato stanje vozila, odnosno kompozicije. Ako se u okviru



Sl. 5

kompozicije bilo gde javi funkcionalna smetnja, "master" odmah upozorava mašinovođu i/ili drugo službeno lice i daje uputstva za dalji rad, kao i tačnu lokaciju greške, paralelno se pamti protokol greške za radionicu koja se daje u obliku funkcionalne smetnje, trenutnog stanja procesa i vremena dešavanja. Na osnovu kombinacije dešenih grešaka i broja spregnutih vozila, "master" je u stanju da iskaže pogonsku sposobnost celog voza. Opšte, ovo vrednovanje možemo podeliti u četiri grupe:

a) vozilo nesposobno za vožnju
b) ograničen pogon, V_{max} 50 km/h
c) ograničen pogon, vožnja moguća do raspoloživog rezervnog vozila;
d) upozorenje za radionicu.

Svi ovi podaci se mogu putem radio-relejne ili satelitske veze prenositi u centralni dispečerski centar odakle se prate sve kompozicije i na osnovu dobijenih podataka odlučuje o daljem toku saobraćaja.

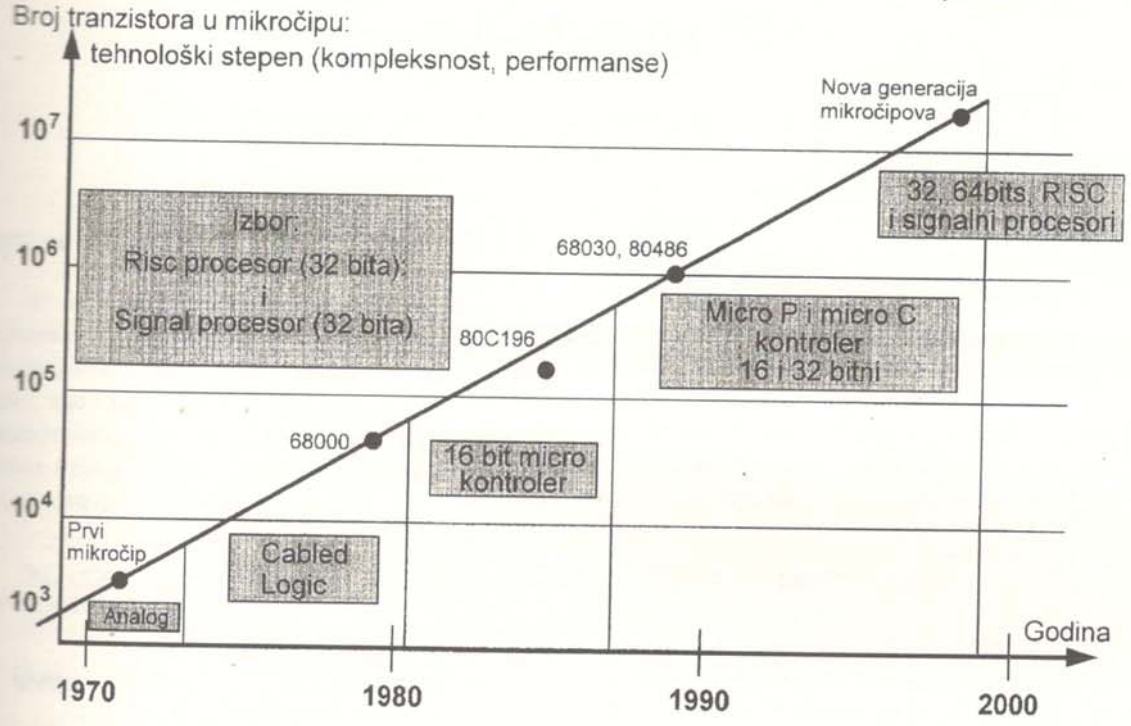
Pored funkcije dijagnostike, nadgledanja i kontrole, sistem pruža velike mogućnosti uslužnog i funkcionalnog sistema za putnike koji preko pojedinačnih monitora u vozilima i razglasa mogu dobiti sve bitne podatke za putovanje i nastavak putovanja, tačnom vremenu, vremenskoj prognozi, najvažnije vesti, razna turistička obaveštenja kao i prikaz raznih reklamnih poruka.

Zaključak

Brz razvoj elektronike, a naročito na minijaturizaciji i povećanju stepena integracije upravljačkih komponenti, kao i na novim elektronskim komponentama snage pruža danas dosta jednostavnu mogućnost upravljanja i vrlo složenim multifunkcijskim sistemima. Današnji trendovi razvoja su bazirani na upotrebi multiprocesorske arhitekture, gde inteligentne periferije mogu nezavisno upravljati svojim sistemima. Ovakav pristup je "FESTO" predlagao 1990. godine u razvoju upravljanja vratima. Na taj način bi kroz vagon sa čela kola do komandne table bili postavljeni samo vodovi napajanja i komunikaciona parica, a ne četrdesetak vodova kroz vagon kako zahteva centralizovana upravljačka jedinica.

Na slici 6 je prikazana brzina razvoja mikroprocesorske tehnologije, kao i njihova primena na železničkim vozilima.

Pravi efekti primene upravljačkih mikroprocesorskih sistema se ipak tek vide kod upravljanja čitavim kompozicijama, a naročito vučom, gde se postižu najveći efekti u optimizaciji saobraćaja i održavanju sredstava.



Sl. 6

LITERATURA

1. Dr Zoran Salčić: "Mikroračunarski sitemi", "Svjetlost", Sarajevo, 1985.

2. "Siemens", "Mikrokompjuterska upravljanja u pogonskim vozilima na primjeru sistema SIBAS 16", 1988.

3. UIC 557, "Diagnosetechnik in Reisezugwagen", 1. Ausgabe 1.1.1991.

4. UIC 556, "Datenubertragung im zug uber die 12 adrige UIC-leitung", Oktober 1987.

5. UIC 558, "Ligne de telecommande et d'information", 23.1.1995.

6. "GEC ALSTHOM", Introducing Transport Electronic Systems, February 1996.

Osnovne eksploataciono-tehničke performanse novih elektromotornih vozova za prigradsko-gradski saobraćaj na JŽ

Dr Dragomir MANDIĆ, dipl. inž., vanredni profesor, Saobraćajni fakultet Univerziteta u Beogradu

Rezime

U radu su date osnovne elsploataciono-tehničke performanse budućih elektromotornih vozova za prigradsko-gradski saobraćaj na JŽ. Date su vrednosti 39 performansi, kao i pet varijanti idejnih rešenja ovih vozila koje predlaže domaća industrija. Prezentirani su i rezultati proračuna i prognoza potrebnog broja vozila po fazama i varijantama razvoja ovog saobraćaja.

KLJUČNE REČI: elsploataciono-tehničke performanse, elektromotorni vozovi

1. Uvod

Da bi bilo moguće pristupiti projektovanju i nakon toga proizvodnji železničkih vozila, neophodno je u prethodnim etapama obaviti detaljna istraživanja, čiji rezultat moraju da budu definisane eksploataciono-tehničke performanse tih vozila.

Na osnovu iskazanih potreba za uključivanje železnice u prigradsko-gradski saobraćaj kod svih većih gradova Jugoslavije, koji imaju razvijenu potrebnu infrastrukturu, nepostojanja odgovarajućih vozila na JŽ, i zainteresovanosti domaće industrije da osvoji proizvodnju ovih vozila, bilo je potrebno detaljno proučiti uslove u kojima treba da rade ova vozila i dati osnovne performanse.

Upravo to je bio zadatak inovacionog projekta "Razvoj domaćeg vozila za prigradsko-gradski putnički saobraćaj na mreži elektrificiranih pruga - istraživanje i definisanje eksploataciono-tehničkih performansi".

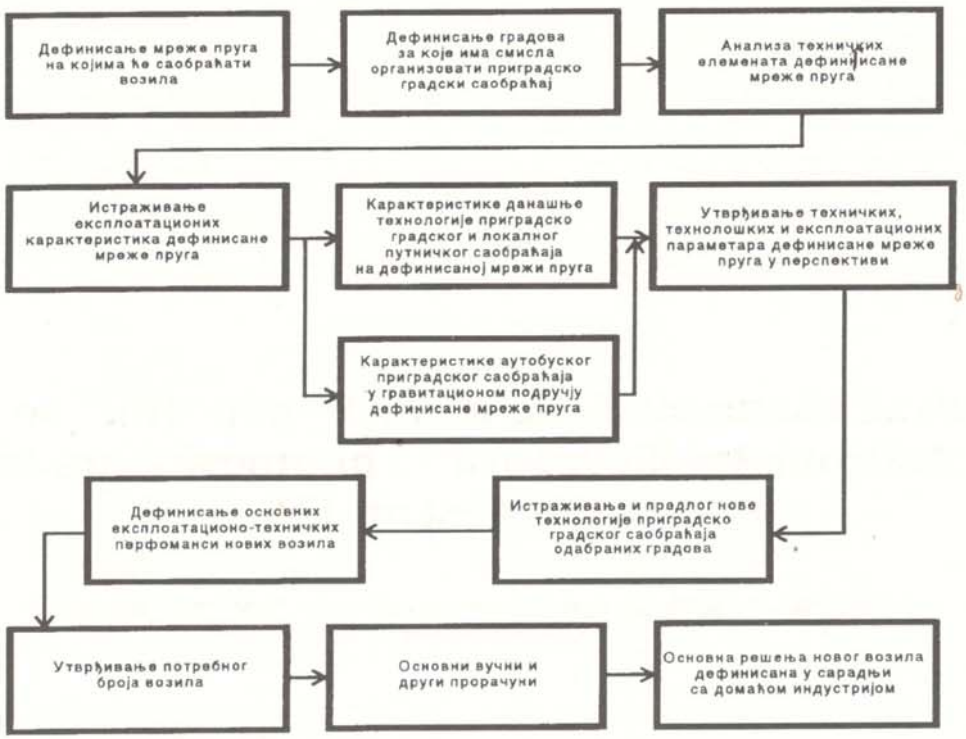
Ovaj projekat je tokom 1995. godine radio zajednički radni tim istraživača, eksperata i projektanata Saobraćajnog fakulteta Univerziteta u Beogradu, MIN DD Lokomotiva Niš, MINEL Elvo Beograd, GOŠA Fabrika šinskih vozila Smederevska Palanka i JŽTP Beograd, po ugovoru sklopljenim sa Ministarstvom za nauku i tehnologiju Srbije.

2. Osnovne performanse

Već ranije je publikovana opšta metodologija za definisanje performansi novih železničkih vozila. Ova metodologija je za konkretan zadatak, prigradsko-gradskog saobraćaja, modifikovana i prilagođena (slika 1).

U prvom delu istraživanja obavljena su detaljna istraživanja koja su dala odgovor na pitanja u kakvim uslovima će raditi nova vozila. Rezultat ovih istraživanja su vrednosti 39 osnovnih performansi, od kojih je 27 baznih, to su:

1. Potreban kapacitet vozila
   a) broj mesta za sedenje **(100 - varijanta I ili 120 varijanta II)**
   b) broj mesta za stajanje po m^2 **(4 mesta/m^2)**
   v) ukupan broj mesta za stajanje **(140 - varijanta I ili 120 - varijanta II)**
2. Unutrašnjost vozila
   a) raspored sedišta **(od 1+1 najbliža vratima do 2+1, ili 2+2 u sredini vozila)**



Slika 1. Osnovni algoritam metodologije istraživanja

b) širina prolaza između sedišta **(ne ispod 0,7 m)**

v) prostor oko vrata **(što veći slobodan prostor oko vrata, bez pregradnih zidova i vrata prema unutrašnjosti vozila, ali sa providnim pregradama ispred prvih sedišta za zaštitu putnika od hladnog vazduha, kiše, vetra itd. pri otvaranju vrata)**

g) prostor za posebne namene **(ne treba)**

3. Odnos kanala za ulaz-izlaz putnika i kapacitet vozila **(treba da bude u odnosu 1:35)**

4. Broj i položaj vrata **(najmanje po četvoro dvokrilnih vrata na svakoj strani vozila)**

5. Sistem grejanja i provetravanja **(sistem električnog grejanja, dobrog provetravanja, a za perspektivu predvideti prostor i mogućnost za ugradnju klima uređaja)**

6. Identifikacija relacija saobraćaja **(obezbediti identifikaciju na čeonim i bočnim površinama vozila displejima i bojom)**

7. Potreba i sistem ozvučenja vozila **(obavezno ozvučenje cele garniture)**

8. Sistem osvetljenja **(najsavremeniji sistemi direktnog i indirektnog neonskog osvetljenja)**

9. Problematika pušači-nepušači **(nepušači)**

10. Pitanje sanitarnog čvora **(bez sanitarnog čvora)**

11. Unutrašnjost vozila i rukohvati **(potrebno je ugraditi toliko i takvih rukohvata i držača da putnik može da dohvati neki od njih ma gde stajao u vozilu)**

12. Fleksibilnost vozila

a) mogućnost sprezanja garnitura **(obezbediti mogućnost sprezanja do 3 osnovne garniture)**

b) mogućnost korišćenja vozila za druge kategorije vozova **(u principu ne)**

13. Definisanje osnovne vozne jedinice **(dvodelna ili trodelna vozna jedinica)**

14. Broj kola **(1 ili 2 motorna i ostala nemotorna u zavisnosti od usvojene osnovne vozne jedinice)**

15. Osnovne dimenzije vozila

a) maksimalna širina vozila **(ne preko 3150 mm)**

b) minimalna širina vozila **(ne ispod 2800 mm)**

v) maksimalna dužina vozila **(ne preko 100 m za spregnute garniture)**

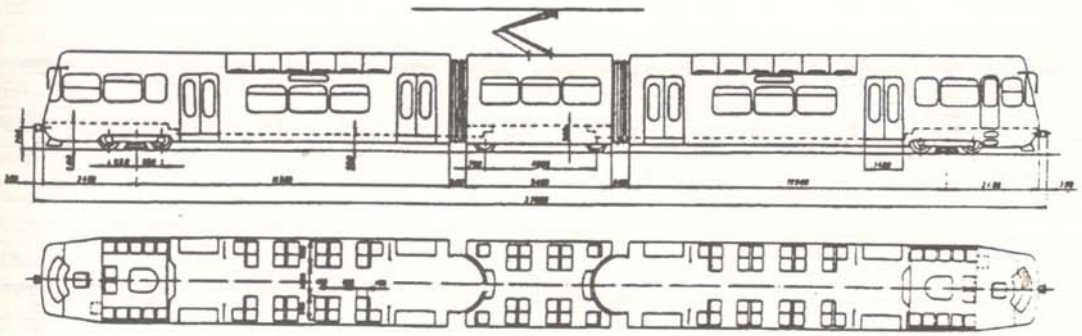
g) maksimalna dužina pojedinačnog elementa vozila **(ne preko 20 m)**

16. Maksimalna brzina vozila

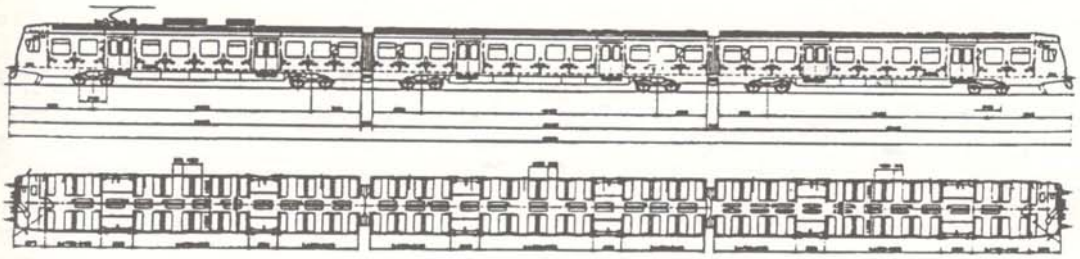
a) maksimalna projektovana brzina **(uvećana maksimalna ekploataciona brzina prema propisima UIC-a)**

b) maksimalna eksploataciona brzina **(120 km/h)**

v) maksimalna brzina na usponu **80 km/h na usponu od 26 ‰100 km/h na usponu do 20‰120 km/h na usponu do 10‰ (12‰)**

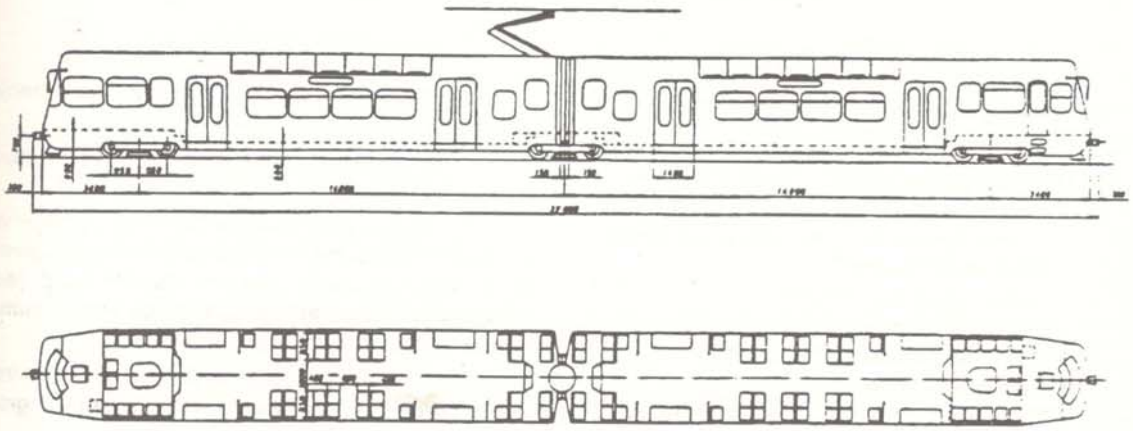


Varijanta MIN

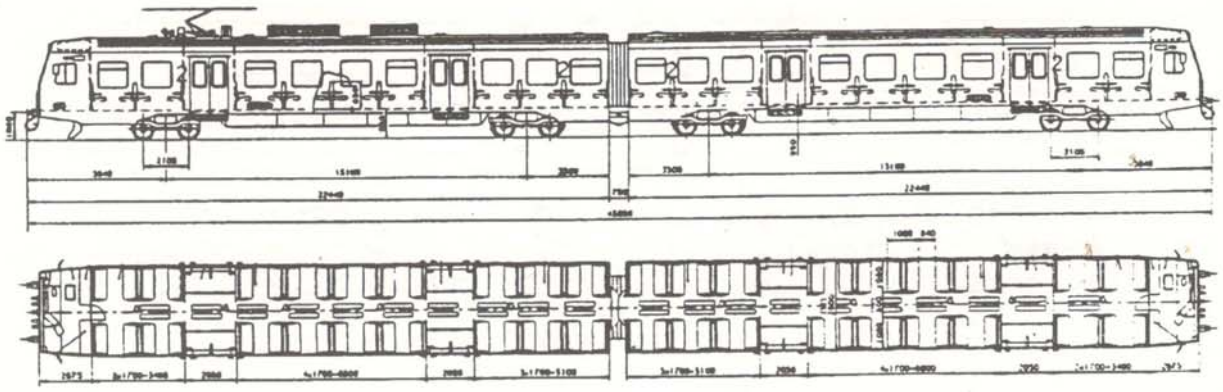


Varijanta GOŠA

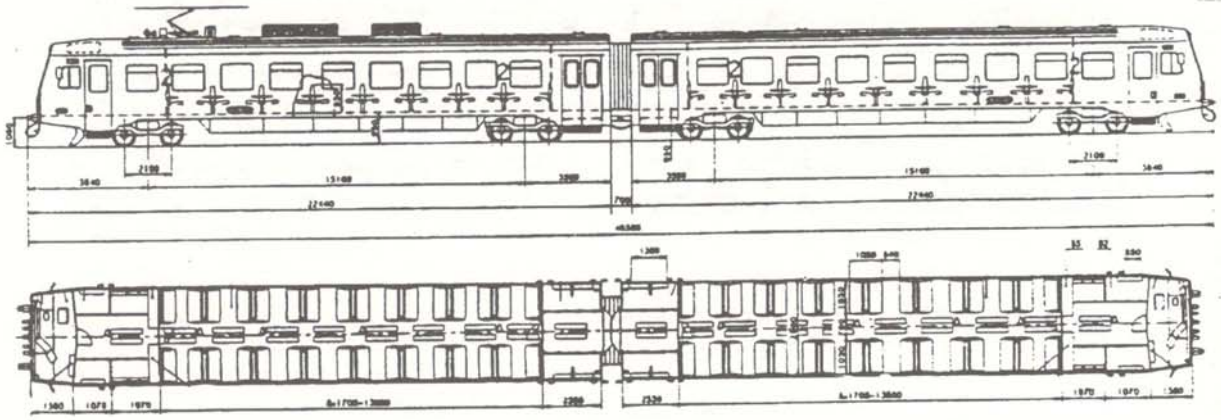
Slika 2. Varijantna idejna rešenja trodelnog EMV



Slika 3. Idejno rešenje dvodelnog EMV MIN DD Lokomotiva



Varijanta A



Varijanta B

Slika 4. Varijante idejnih rešenja dvodelnog EMV GOŠA FŠV

17. Maksimalni uspon **(26‰ na pruzi Podgorica - Nikšić)**

18. Minimalni radijus krivina
   a) u horizontalnoj ravni
      80 m u depoima, radionicama i na kolosecima za održavanje
      185 m na pruzi, 1 krivina
      200 m na pruzi, 2 krivine
      250 m na prugama, više krivina
   b) u vertikalnoj ravni
      250 m za mogućnost prelaska preko ranžirnog brega "grbine"
      800 m na mreži pruga, uključujući i stanične koloseke

19. Dužina zaustavnog puta **(ne preko 700 m)**

20. Visina poda vozila od GIŠ-a **(500 ili 750 mm)**

21. Sposobnost ubrzanja i usporenja **(ne manje od 0,7 m^2/s)**

22. Maksimalna masa po osovini **(ne preko 15 t/osovini)**

23. Maksimalni stepen pouzdanosti rada elemenata vozila **(sve elemente vozila koje je moguće izvesti u dvostrukoj paralelnoj vezi, i to tako da otkaz jednog omogući funkcionisanje vozila bar sa minimalnim performansama)**

24. Potreba opremanja vozila RDU-om **(obavezno, kao i predvideti mogućnost za naknadnu ugradnju sistema za automatsko vođenje vozova)**

25. Broj upravljačkih mesta **(2, na svakom kraju osnovne vozne jedinice)**

26. Širina koloseka **(1.435 mm)**

27. Napon kontaktne mreže **(25 kV 50 Hz)**

S obzirom na karakter ovog rada, koji je pripreman za naučni skup, date su samo vrednosti ovih performansi. Detaljnije podloge, podaci i razjašnjenja svakog od njih nalaze se u knjizi projekta i knjizi priloga uz projekat, koju ima svaka od institucija, učesnica ovog projekta.

Pored performansi, projektom je utvrđen i potreban broj vozila. Broj vozila je utvrđen za 3 faze, i to:

I faza za današnje uslove,

II faza za uslove remonta pruga i elektrifikacije pruga Niš-Dimitrovgrad, Pančevo-Vršac, Požega-Kraljevo, Lapovo-Kraljevo, Kraljevo-Stalać, Podgorica-Nikšić, prsten u Nišu,

III faza, u daljoj perspektivi.

Broj vozila u svakoj fazi utvrđen je za dve varijante, "optimističku", ako se obave predložena poboljšanja građevinskih elemenata pruga i "realna", ako takva poboljšanja izostanu, ili znatnije kasne. Tako je za I fazu potrebno 60 garnitura po "optimističkoj" i 65 po "realnoj" varijanti. U II fazi biće potrebno ukupno 92, odnosno 104 garnitura , a u III fazi 132, odnosno 153 garniture.

Na kraju projekta domaća industrija dala je 5 varijanti idejnih rešenja ovih vozila (slike 2, 3 i 4).

Ovim su obavljena istraživanja koja su omogućila definisanje performansi novih vozila i time stvoreni uslovi za nastavak istraživanja, projektovanja i na kraju proizvodnju odgovarajućih vozila. Sledeće što treba uraditi je da se pored daljih istraživanja tehničkih elemenata vozila definišu tehnički uslovi.

3. Zaključak

Iz svega iznetog evidentno je da su ovim projektom definisane osnovne performanse koje moraju zadovoljiti buduća domaća vozila za prigradsko-gradski saobraćaj za 11 najvećih gradova na današnjoj i budućoj mreži elektrificiranih pruga JŽ. Čak i više od toga, domaća industrija je ponudila 5 mogućih varijanti idejnih rešenja ovih vozila. Ovim su stvorene solidne osnove za nastavak rada na ovom projektu.

LITERATURA

1. Mandić D., Vojinović D. i Vuković D. (1994): Kompleksnost definisanja osnovnih eksploataciono-tehničkih performansi novih železničkih vozila, "Železnice " br. 7-8, 465-440

2. Radni tim (1995): **Inovacioni projekat razvoja domaćeg vozila za prigradsko-gradski putnički saobraćaj na mreži elektrificiranih pruga – Istraživanje i definisanje eksploataciono-tehničkih performansi,** Institut Saobraćajnog fakulteta, MIN DD Lokomotiva, MINEL Elvo, GOŠA Fabrika šinskih vozila i JŽTP Beograd

3. Stevanović M., Mandić D., Rosić S. (1996): Specification of Basic Operational/Technical Performances of New Railway Vehicle for Urban/Suburban transport, The secund International Conference for Urban transport and the Environment for the 21th Century, Barcelona

Saobraćajna istraživanja - prethodnica projektovanja novih vozila na primeru budućeg elektromotornog voza za prigradsko-gradski saobraćaj

Dr Dragomir MANDIĆ, dipl. inž., vanredni profesor, Saobraćajni fakultet Univerziteta u Beogradu
Slobodan ROSIĆ, dipl.inž., stručni saradnik, Saobraćajni fakultet Univerziteta u Beogradu
Mirjana STEVANOVIĆ, dipl. inž., asistent pripravnik, Saobraćajni fakultet Univerziteta u Beogradu

Rezime:

Savremene metodologije i metode planiranja i razvoja novih vozila obuhvataju i saobraćajna istraživanja koja predhode ostalim. Kako je u Jugoslaviji u toku priprema razvoja vozila za prigradsko-gradski saobraćaj na mreži elektrificiranih pruga, urađena su osnovna saobraćajna istraživanja kao podloga za definisanje tehničko-eksploatacionih karakteristika ovih vozila. U radu su izneta iskustva i neki rezultati ovih istraživanja, sa posebnim akcentom na specifičnosti prigradsko-gradskog saobraćaja i na uslove koje moraju zadovoljiti vozila.

KLjUČNE REČI: saobraćajna istraživanja, prigradsko-gradski saobraćaj, vozila

1. Uvod

Savremeni pristup planiranju izrade ili nabavke novih, ili ozbiljnije modifikacije postojećih železničkih vozila, bez detaljnih saobraćajnih istraživanja je nezamisliv. To su bili osnovni razlozi da je na Katedri za vuču i vozna sredstva Saobraćajnog fakulteta u Beogradu razrađena metodologija upravo takvog pristupa. Ova opšta metodologija, modifikovana specifičnim zahtevima vozila za prigradsko-gradski saobraćaj, primenjena je za definisanje eksploataciono-tehničkih performansi za nova, domaća vozila za ovaj saobraćaj na mreži elektrificiranih pruga. U ovom radu su u najsažetijem obliku prikazani rezultati ovih istraživanja. Posebno se mora naglasiti da je uspešnost ovih istraživanja omogućila multidisciplinarnost radnog tima, sastavljenog, pored istraživača i eksperata sa Saobraćajnog fakulteta i JŽTP Beograd, i od eksperata i istraživača iz MIN DD Lokomotiva iz Niša, MINEL Elvo iz Beograda i GOŠA Fabrika šinskih vozila iz Smederevske Palanke.

2. Saobraćajna istraživanja u okviru projekta razvoja novih vozila za prigradsko-gradski saobraćaj

Na VI naučnostručnom simpozijumu "Tehnika šinskih vozila", održanom u Nišu 5.10.1994. godine, izložili smo rad "Kompleksnost definisanja osnovnih eksploataciono-tehničkih performansi novih železničkih vozila". U tom radu dali smo osnovnu metodologiju definisanja ovih parametara. Najveći deo te metodologije čine saobraćajna istraživanja.

Prvi deo saobraćajnih istraživanja je definisanje saobraćajnih zadataka za koja će se koristiti nova vozila. Saobraćajni zadaci moraju da se obavljaju po današnjoj mreži pruga i u današnjim uslovima. Sa druge strane, ti zadaci moraju da budu definisani uz sagledavanje novih tendencija i tehnoloških zahteva koji će se pojaviti u toku veka trajanja vozila.

Tako je u inovacionom projektu "Razvoj domaćeg vozila za prigradsko-gradski saobraćaj na mreži elektrifici-

ranih pruga-istraživanje i definisanje eksploataciono-tehničkih performansi" definisano 11 većih gradova za koje bi imalo smisla obaviti istraživanje opravdanosti uvođenja ovog saobraćaja, to su: Beograd, Niš, Novi Sad, Podgorica, Subotica, Smederevo, Jagodina-Ćuprija-Paraćin, Leskovac, Kragujevac, Kraljevo i Užice.

Na osnovu detaljnih analiza današnjeg saobraćaja (najčešće "lokalnih" vozova), koji ima i funkciju prigradsko-gradskog saobraćaja za ove gradove, ustanovljeno je da je ovakva, današnja tehnologija neprihvatljiva u savremenim uslovima. Zbog toga su definisani osnovni principi i globalna organizacija saobraćaja novim vozilima. Drugim rečima, puni efekti uvođenja u saobraćaj novih, savremenih vozila mogu se očekivati samo primenom savremene tehnologije saobraćaja. Paralelno su obavljene analize ovog saobraćaja kako na železnicama nekih od najrazvijenijih zemalja (Francuske, Nemačke, Austrije, Italije), tako i u nekim, nama sličnijim zemljama (Grčkoj, Mađarskoj, Češkoj i Rumuniji). Zajednička karakteristika prigradsko-gradskog saobraćaja u svim ovim zemljama je primena savremene tehnologije saobraćaja bazirana na "taktnom" redu vožnje, insistiranju na velikoj tačnosti i pouzdanosti rada i prilagodljivosti reda vožnje zahtevima korisnika. U našim uslovima, bar na početku uvođenja ovog saobraćaja, imalo bi smisla uvesti vozove sa taktom od 2 sata, a u vršnom periodu i sa manjim intervalom. Na ovim principima utvrđeno je da je kod svih gradova opravdano planirati saobraćaj na 36 relacija. Međutim, na nekim relacijama (kao što je pravac južno od Užica ili severno od Podgorice) nije opravdano planirati savremen prigradsko-gradski saobraćaj.

Na osnovu definisanih relacija, tehnologije saobraćaja i tokova putnika, ustanovljen je potreban kapacitet budućeg elektromotornog voza. Čak i više, naime, na osnovu podataka o veličini tokova putnika iz naseljenih mesta dalje i bliže od analiziranih gradova, ustanovljen je odnos mesta za sedenje i mesta za stajanje. Naravno da za svih 36 relacija nisu dobijeni isti podaci o potrebnom kapacitetu i odnosu mesta za sedenje i stajanje, nego je na bazi svih ovih podataka obavljena optimizacija ovih parametara. Istovremeno, ova istraživanja omogućila su i utvrđivanje potrebe za fleksibilnošću vozila, tj. koliko spregnutih osnovnih sastava treba obezbediti u budućnosti na najopterećenijim linijama. Na osnovu svih ovih podataka ustanovljen je potreban broj vozila za obavljanje ovog saobraćaja, na bazi tokova putnika, utvrđenog kapaciteta vozila i planirane organizacije saobraćaja. Potreban broj vozila utvrđen je za dve varijante. Po "optimističkoj" varijanti broj vozila je proračunat, pored navedenih ulaznih podataka i na osnovu maksimalno mogućih eksploatacionih pokazatelja dobijenih za potpuno sanirane, pa delimično i rekonstruisane pruge. Po drugoj varijanti, u slučaju da se sanacija i kapitalni remonti pruga ne obave u potpunosti, tj. uz lošije eksploatacione pokazatelje, potreban broj vozila je veći nego po "optimističkoj" varijanti.

Posebno mesto zauzima razmatranje mogućih varijanti organizacije saobraćaja kod pojedinih gradova. Tako su kod većine gradova relacije planirane od prigradskih područja do glavne stanice u gradu. Međutim, kod Niša su relacije od Leskovca i Stalaća (Aleksinca) i u perspektivi od Prokuplja, projektovane do Niške Banje. Ovakav rezultat dobijen je na bazi istraživanja tokova putnika i organizacije saobraćaja kako prigradskog, tako i gradskog područja Niša. Još jedan neuobičajen rezultat ovih istraživanja je predlog relacija koje treba da opslužuju gradove Jagodinu, Ćupriju i Paraćin. Razmatrane su četiri varijante organizacije saobraćaja između ova tri grada, i to:

- I varijanta - relacija Jagodina - Ćuprija - Paraćin
- II varijanta - relacija Jagodina - Ćuprija - Paraćin - Stalać
- III varijanta - relacija Lapovo - Jagodina - Ćuprija - Paraćin i
- IV varijanta, kombinacija varijanti II i III.

Utvrđeno je da je upravo IV varijanta najbolja i da se kombinacijom relacija II i III između Jagodine i Paraćina dobija dva puta veća frekvencija vozova, a istovremeno se opslužuju i tokovi putnika od Lapova i Stalaća. Iz ovog primera evidentno je i kako organizacija saobraćaja utiče na odnos mesta za sedenje i stajanje. Naime, u slučaju izbora relacije I, kao optimalne, sasvim drugi odnos mesta za sedenje i stajanje bio bi u odnosu na činjenicu da je po izabranoj IV varijanti neophodno obezbediti opsluživanje kako putnika između ova tri grada, tako i putnika od Lapova i Stalaća.

S obzirom na specifičnost vremenske karakteristike zahteva za prevozom u prigradsko-gradskom saobraćaju (veliki tokovi putnika u vršnom satu), kod skoro svih gradova, u strogi taktni red vožnje moraće da budu uvedeni dodatni polasci (ujutro ka gradu, a popodne od grada). Ovi dodatni polasci zahtevaće uvođenje dodatnih voznih garnitura, koje bi u ostalim periodima dana bile znatno slabije iskorišćene. Neke od njih, van vršnog perioda, ima smisla isključiti iz saobraćaja i koristiti kao rezervu, ili za to vreme obaviti njihovo održavanje.

Razmatrana je i varijanta da se u slučajevima potrebe angažovanja dodatnih garnitura samo za jedan par vozova, umesto novih garnitura, upotrebe neka druga vozila, uključujući i klasičan sastav koji je u to vreme slobodan.

Sledeći direktan rezultat saobraćajnih istraživanja je definisanje mreže pruga na kojoj nova vozila treba da rade. Tako je navedenim projektom utvrđeno da novi elektromorni vozovi neće morati saobraćati najtežim delovima mreže pruga JŽ (prugom Beograd-Bar između Kolašina i Podgorice). To znači da vozila neće saobraćati na usponima preko 20‰. Samo u slučaju da se elektrificira pruga i uvede prigradski saobraćaj od Podgorice do Nikšića, snaga vozila za tu prugu biće potrebno da se dimenzioniše za uslove kretanja vozila na i_{mer}= 26‰. I parametri obrtnih postolja, odnosno mogućnost prolaska vozila kroz krivine određenih radijusa zadatim brzinama, definisani su ovim istraživanjem, tj. građevinskim elementima mreže pruga na kojima će saobraćati nova vozila.

Pored građevinskih elemenata pruga po kojima treba da se kreću ova vozila, definisane relacije su uslovile i

maksimalnu eksploatacionu brzinu novih vozila. Naime, iako je predviđeno da se nova vozila kreću i budućom mrežom pruga za velike brzine, proračunima je utvrđeno da maksimalna eksploataciona brzina ovih vozila ne treba da prelazi 120 km/h jer prema tehnološkom zahtevu, krećući se na prigradsko-gradskim relacijama, ova vozila treba da staju u svim stanicama i stajalištima. Kako su rastojanja između mesta zaustavljanja mala (do 3 km), sa manjim brojem izuzetaka, bez obzira na neophodna velika ubrzanja tokom polaska, nije moguće postići veće maksimalne brzine.

Indirektne posledice saobraćajnih istraživanja, i kroz njih definisane globalne organizacije saobraćaja, mnogi su od parametara novih vozila. Takvi su, npr. definisanje unutrašnjosti vozila, koje podrazumeva definisanje prostora između sedišta, prostora oko vrata i prostora za posebne namene. Naime, definisanje prostora između sedišta moguće je samo utvrđivanjem koeficijenta razmene putnika, jer se na taj način može utvrditi broj putnika koji treba da se kreću kroz vozilo na svakom od mesta zaustavljanja. U zavisnosti od broja putnika koji treba da izlaze po pojedinim mestima zaustavljanja, definisan je i prostor oko vrata koji putnici koriste pripremajući se za izlazak. Prostor za posebne namene je, takođe, indirektna posledica organizacije saobraćaja, jer u zavisnosti od nje, vozila će koristiti određene kategorije putnika, koje zahtevaju, ili ne posebne prostore (za odlaganje stvari itd.).

Isto važi i za odnos kanala za ulaz i izlaz putnika i kapaciteta vozila, odnosno broj i raspored vrata na vozilu.

S obzirom na stanje perona po mestima stajanja budućeg novog vozila, kao i na različite visine perona, tamo gde postoje, moguće je bilo definisati i optimalnu visinu poda vozila. Kako danas na mnogim mestima zaustavljanja vozila u prigradsko-gradskom saobraćaju uopšte ne postoje peroni (čak na mnogim nije ni nasut teren do visine GIŠ-a), saobraćajnim istraživanjem je definisano da nema smisla uvoditi novi, savremeni prigradsko-gradski saobraćaj dok se ne obezbede bar niski peroni. Ovo znači da ako se na nekoj relaciji uvedu nova vozila, neće se dozvoliti njihovo zaustavljanje na mestima koja nemaju bar niske perone.

Takođe, s obzirom na karakter saobraćaja za koji se planira izgradnja novih vozila, kao i na potrebu čestih zaustavljanja i polazaka na kratkim rastojanjima, utvrđeno je da se mora težiti većim ubrzanjima u polasku. Međutim, simulacija kretanja pokazala je da i ubrzanje preko nekih veličina izaziva potrebu znatnog povećanja instalisane snage (a time i troškova izgradnje vozila), a da saobraćajni efekti nisu srazmerni tom povećanju.

Već je rečeno da je saobraćajne zadatke za koje će se koristiti nova vozila potrebno definisati, kako za današnje, tako i za buduće uslove. Zbog toga su sva navedena istraživanja sagledana kroz četiri faze (I za današnje uslove, II za vreme posle potpunog ukidanja sankcija i oživljavanja privrednih aktivnosti, III po elektrifikaciji novih pruga u bližoj perspektivi i IV u daljoj perspektivi). Zatim, s obzirom na veliki uticaj građevinskih elemenata pruga na parametre novih vozila, pored današnjeg stanja u kome se nalazi mreža pruga po kojoj treba da se odvija ovaj saobraćaj, a koje je veoma nezadovoljavajuće, bilo je neophodno utvrditi i građevinske elemente pruga koji su mogući. To su, u principu, elementi kojima su projektovane analizirane pruge, a za neke pruge predložena su i poboljšanja koja bi bila poželjna sa stanovišta ovog saobraćaja, a moguće ih je dobiti potpunim saniranjem kritičnih deonica i manjim intervencijama.

Posebno je istražen uticaj uvođenja novog, savremenog, železničkog prigradsko-gradskog saobraćaja na mogućnost privlačenja tokova putnika koji danas koriste autobuski saobraćaj. Da bi se to moglo uraditi bilo je neophodno istražiti kompletan autobuski prigradsko-gradski saobraćaj u koridoru železničkih pruga. Pored tokova putnika, elemenata kvaliteta prevozna usluge, sagledani su i elementi poluobrta i obrta vozila i konkurentnost železničkog saobraćaja, čak i sa stanovišta cene prevoza.

3. Zaključak

Iz svega iznetog očigledno je da su pravi put u definisanju i razvoju novih vozila primenjena savremena saznanja i metodologije, uz nezaobilaznu ulogu saobraćajnih istraživanja, kojima treba u prvoj fazi razvoja vozila odrediti osnovne, bazne performanse tih vozila. Naime, saobraćajna istraživanja moraju dati pouzdane, tačne, podacima i činjenicama dokazane odgovore na sledeća pitanja:

- za koje zadatke će se koristiti nova vozila,
- gde će se (na kojim prugama) koristiti nova vozila,
- kako će se (organizaciono i tehnološki) koristiti nova vozila i
- koliko će novih vozila biti potrebno po fazama uvođenja u saobraćaj.

Odgovori na ova pitanja direktno i indirektno određuju znatan broj osnovnih eksploataciono-tehničkih performansi novih vozila, koja moraju da budu uzeta u obzir ukoliko se želi postići zadovoljavajuća primena tih vozila. Uz multidisciplinarnost radnog tima, koji će biti u mogućnosti da u sledećim fazama razvoja projekta utiče na tehnička rešenja u skladu sa ovim saobraćajnim istraživanjima, obezbeđuju se puni efekti primene novih vozila.

LITERATURA

1. Dinić D. (1991): **Metro i sistemi za masovni prevoz putnika,** Saobraćajni fakultet Univerziteta u Beogradu

2. Zemlin H., Baltes M. (1994): Integration Rural, Suburban and Urban Transport System, **The Urban Transport Industries Report 1993.** 88-89

3. Mandić D. (1983): **Izbor optimalnih relacija železničkih prigradskih linija pri zonskoj organizaciji saobraćaja,** Magistarski rad, Saobraćajni fakultet, Beograd

4. Mandić D., Vojinović D. i Vuković D. (1994): Kompleksnost definisanja osnovnih eksploataciono-tehničkih performansi novih železničkih vozila, **"Železnice", br. 7-8,** 465-440

5. Nelson J. (1994) Commuter Rail Planning - Planning for the Future, **The Urban Transport Industries Report 1993,** 92-95

6. Radni tim (1995): **Inovacioni projekat razvoja domaćeg vozila za prigradsko-gradski putnički saobraćaj na mreži elektrificiranih pruga**

- **Istraživanje i definisanje eksploataciono-tehničkih performansi**, Institut Saobraćajnog fakulteta, MIN DD Lokomotiva, MINEL Elvo, GOŠA Fabrika šinskih vozila i JŽTP Beograd

7. Rosić S., Mandić D. (1992): Metode za izbor optimalnog vozila za železnički prigradski saobraćaj, **"Železnice", br. 9,** 981-985

8. Rosić S., Mandić D. (1993) A Model for Choice of an Optimal Vehicle for Railway Commuter Traffic, **International conference Automatization in Transportation Systems,** Trst

9. Stevanović M., Mandić D., Rosić S. (1996) Specification of Basic Operational/Technical Performances of Nenj Railnjay Vehicle for Urban/Suburban transport, **The secund International Conference for Urban transport and the Environment for the 21th Century,** Barcelona

10. **Urbanistički planovi i saobraćajne studije gradova Niš, Novi Sad, Subotica, Kragujevac, Podgorica, Užice, Smederevo**

11. Čičak M., Mandić D. i drugi, (1988. do 1995): **Više projekata organizacije železničkog prigradskog i gradskog saobraćaja Beograda, Novog Sada, Niša, Subotice**, Institut Saobraćajnog fakulteta, Beograd

Višekriterijumsko odlučivanje u izboru najpovoljnijih železničkih vozila

Mirjana STEVANOVIĆ, dipl.inž. asistent pripravnik, Saobraćajni fakultet Univerziteta u Beogradu

Rezime

Nedostaci jednostranog pristupa izboru železničkih vozila su kod mnogih železničkih uprava izazvali potrebu razvoja višekriterijumskog vrednovanja alternativa. U radu je dat mogući postupak višekriterijumskog izbora železničkih vozila bez obzira metodu koja će se koristiti za to. Posebан akcenat je stavljen na Topsis i Prometej uz Gaia izuelnu tehniku za koju su razvijeni posebni programski paketi.

KLJUČNE REČI: višekriterijumsko odlučivanje, železnička vozila.

Uvod

Povećanje mobilnosti, tj. mogućnosti prevoza putnika i robe u savremenom svetu predstavlja jednu od strateških komponenti ukupnog razvoja civilizacije, a saobraćajni i razvoj predstavljaju kamen temeljac industrije saobraćajnih sredstava.

Sve veće zahteve za kvalitetnijim i raznovrsnijim saobraćajnim uslugama moguće je zadovoljiti primenom različitih vozila. Za uspešno funkcionisanje svakog transportnog sistema, pa tako i železničkog, veoma je važno izabrati odgovarajuća vozila. Ta savremena vozila treba da poseduje fleksibilnost, s obzirom na očekivane promene u saobraćajnim sistemima.

Postupci izbora najpovoljnijeg vozila

Za odlučivanje o izboru najpovoljnijeg železničkog vozila bitni su zahtevi tržišta (kupca) i proizvođača. Kako ispuniti sve zahteve tržišta i industrije a uz to pratiti savremene trendove razvoja vozila? Donosilac odluke prilikom izbora vozila, prvenstveno mora odabrati relevantne parametre, a zatim ih adekvatno selektovati i klasifikovati radi dobijanja optimalnog rešenja. Optimalno rešenje je ono kod koga skup svih relevantnih elemenata najbolje zadovoljava željene ciljeve.

Do sada je u praksi donošenje odluke o izboru vozila najčešće bilo korišćenjem metoda jednostranog pristupa. Uglavnom je to bila preferenca usklađena finansijskim mogućnostima pružaoca usluge (prevoznika). Ponekad, posebno u železničkoj praksi, preferencu su diktirale država i domaća industrija zajedno. Ovakav jednostrani pristup najčešće ne donosi optimalno rešenje. Pri ovakvom pristupu posle selekcije neophodno je obaviti koordinaciju i komparaciju relevantnih parametara da bi dobijeno i izabrano rešenje bilo u skladu s većinom elemenata okruženja.

Da bi se ovaj jednostrani pristup prevazišao u novije vreme se koriste višedimenzionalni pristupi. Ovakvi pristupi mogući su samo uz prethodno ispunjavanje nekih zahteva. Najvažniji od njih je da se definišu četiri grupe elemenata, to su:

a) ELEMENTI OKRUŽENjA definisani u odnosu na:
   - namenu vozila;
   - klimu i karakteristike područja gde će saobraćati vozila;
   - infrastrukturu i sisteme napajanja;

b) SAOBRAĆAJ izražen preko
   - načina eksploatacije vozila;
   - standarda i propisa koje treba zadovoljiti;

c) VOZILA
   - način sagledavanja i "predstavljanja" vozila (prototip, novo vozilo, modifikovano postojeće);
   - konstrukcija (poseban osvrt na modularni koncept),

- standardizacija, uniformnost delova i komponenata vozila,
- pouzdanost rada vozila;

d) OSTALO
- do sada primenjena nekonvencijalna rešenja u sličnim uslovima;
- elastičnost nove ideje (npr. analiza cene – izražena preko analize cena sklopova i agregata uz listu minimalne nabavke).

Ne manje je važno i određivanje raspona veličina svakog od elemenata iz datih grupa.

Po određivanju oblasti problema i njegovim fokusiranjem na manji prostor, bez zanemarivanja različitih elemenata sistema koji ga okružuju, biraju se kriterijumi i alterńative. Na ovaj način u prvom koraku dolazi se do neophodnih uslova koje vozilo mora da zadovolji (eliminatorni nivo) da bi uopšte moglo da se uzme u razmatranje, kao moguća alternativa.

Pre primene određenih metoda i sistema za odlučivanje potrebno je odrediti šta je cilj rešavanja problema, jer od toga direktno zavisi izbor kriterijuma i određivanje njihove preference kao osnovnih elemenata za odlučivanje.

Pri izboru vozila pred donosiocem odluke mogu se pojaviti dva načina rešavanja problema: izbor najboljeg od trenutno postojećih tipova vozila, ili izbor najboljih perfomansi koje bi novo vozilo trebalo da ima. U zavisnosti od opredeljenja donosioca odluke, kao i od načina prestavljanja rešenja, bira se kriterijum i metoda.

3. Višekriterijumsko odlučivanje

Ako je klasifikacija parametara, tj. kriterijuma i alternativa koji se posmatraju nehijerarhijska, često se koristi statistička metoda poznata kao Klaster (Cluster) analiza. Ona može da pomogne pri traženju "pravila" zaključivanja, dok je sam proces formiranja klastera heuristički i intuitivan. To znači da se, na globalnom planu, diferenciraju vrste vozila, prema njihovim karakteristikama, jer je teško sagledati sve parametre. Tako se formiraju ciljne grupe i dolazi se lako do odluka.

S druge strane, ako je klasifikacija hijerarhijska koriste se metode višekriterijumskog rangiranja. Kod ovih metoda strogo se definišu alternative i kriterijumi, biraju i rangiraju u zavisnosti od dodeljenih preferenci i željenog cilja. Ovakav pristup bliskiji je ljudskom rezonovanju.

Najpotpuniji rezultati dobijaju se korišćenjem komplementarnih, kombinovanih metoda, pri čemu se lakše može odrediti osetljivost dobijenog rešenja na primenjene metode i dodeljene preference.

Najčešće primenjivane metode za vrednovanje parametara i izbor optimalnih alternativa iz grupe metoda višekriterijumskog odlučivanja su metode kod kojih se donošenje odluka obavlja u prisustvu većeg broja konfliktnih kriterijuma - multi atribut decision making methods. To su poznate metode - Elektre I , Elektre II, Elektre III, STEM, Topsis i Prometej uz Gaia vizuelnu tehniku za rešavanje Prometej metode, STRANGE i Prefcalc.

Svaka od ovih metoda nalazi se između dva ekstremuma: primenjenog matematičkog modela i informacija , tj. stava koji pripada donosiocu odluke.

Ulazne veličine čine kriterijumi, alternative i težinski koeficijenti-ponderi.

U zavisnosti od načina i aspekta sagledavanja problema kriterijumi se mogu grupisati kao:
- globalni,
- bazni,
- izvedeni (poželjni).

Svaki od ovih kriterijuma se zatim grupišu kao:

- tehnički (performanse vozila izražene preko mašinskih, elektro elemenata, dizajna, aerodinamičkih karakteristika, kapaciteta vozila, mase, dozvoljene mase po osovini...);
- ekonomski (cena vozila, troškovi nabavke, održavanja...);
- eksploatacioni (troškovi energije, osoblja, pouzdanost izražena preko broj pređenih kilometara do prvog otkaza i učestalosti kvarova određenih agregata);
- ekološki (buka i vibracije, degradacija tla, atmosfersko zagađivanje);
- bezbednost (veličina deformacije vozila u ekcesnim situacijama pri različitim brzinama, postojanje elektronskih uređaja koji blagovremeno upozoravaju na pojavu otkaza...);
- kvalitet (ukupan efekat radnih perfomansi koji određuje stepen zadovoljenja zahteva korisnika).

U skladu sa postavljenim ciljem određuju se alternative kao vrste vozila ili kao perfomanse vozila.

Za determinisanje vrednosti pondera, tj. težinskih koeficijenata primenjuju se matematičke metode, ali i izuzetno subjektivna ocena.

U praksi, pri izboru železničkih vozila, svim kriterijumima nije moguće dodeliti težine koje su određene matematičkim metodama. Tada eksperti dodeljuju vrednosti težinskim kriterijumima subjektivno. Subjektivna ocena vrednosti težinskih kriterijuma često nije jasno određena, a ponekad ni dosledna, pa je određivanje opsega u kojem se mogu menjati težinski kriterijumi vrlo važno za krajnje rešenje.

Po definisanju svih potrebnih parametara rangiraju se alternative primenom izabranih metoda. Dobijena alternativa koja zadovoljava tražene karakteristike i ograničenja predstavlja **osnovno** rešenje.

Ovo osnovno rešenje dodatno se analizira u skladu s promenjenim ulaznim elementima, npr. promenjeni težinski koeficijenti i dobija se **izvedeno** rešenje. Uočavanje raspona prihvatljivosti promene vrednosti težina, tj. vrednosti kriterijuma definiše intervale stabilnosti dobijenog rešenja.

Izvedeno rešenje smatra se ***optimalnim*** ako ima po svim kriterijumima i ograničenjima zadovoljavajuće karakteristike.

Na Katedri za vuču i vozna sredstva Saobraćajnog fakulteta razvijen je software za primenu metode višekriterijumskog odlučivanja Topsis. Program je pisan u Clipperu V.5.01 . Prometej i Gaia vizuelna tehnika rešavanja Prometej metode se koriste uz pomoć The Promcalc software-a napisanog u Turbo Pascalu. Primenom Gaia vizuelna tehnika rešavanja Prometej-a uticaj promene vrednosti težinskih koeficijenata na dobijeno rešenje mogu se vizuelno pratiti, tako što svaka promena težinskih koeficijenata izaziva pomeranje ose odlučivanja. Takođe, za uočavanje hijerarhije u procesu odlučivanja primenjuje se software Expert Choice koji prestavlja sistem za podršku u odlučivanju zasnovan na AHP procesu.

Testiranje ovih programskih paketa obavljeno je na primeru vozova za velike brzine. Matricu odlučivanja sačinjavaju 8 kriterijuma i 5 alternativa. Težinski koeficijenti određeni su primenom matematičke metode Entropy, što je jedna varijanta zbog egzaktno primenjene matematičke metode. Za subjektivno određivanje težinskih koeficijenata urađeno je 20 varijanti. Problem se sagledava s aspekta pružaoca usluge, a planiran je saobraćaj na potpuno novoj pruzi. Pri ovom testiranju cilj izbora bio je da iz skupa trenutno u eksploataciji zastupljenih vozila izabere ono koje će biti najadekvatnije za naše uslove.

4. Zaključak

Stalna potreba da se uradi što više na polju razvoja i izbora novog vozila može dovesti do nepotrebnog multipliciranja i neracionalnosti pri definisanju potrebnih parametara, pa je njihov broj potrebno svesti na minimum. To potvrđuju i tedencije u savremenom razvoju industrije i saobraćaja koje podrazumevaju razvoj vozila koje će na najbolji način zadovoljiti zahteve. Sa druge strane, takvo vozilo treba da bude izgrađeno od elemenata koji se primenjuju i kod drugih vrsta vozila (modularna gradnja), čime se smanjuju troškovi izgradnje i održavanja.

Višekriterijumsko odlučivanje našlo je veliku primenu u rešavanju realnih problema izbora, jer interaktivnost i hijerarhija koja odlikuje ljudski način rezonovanja su i ovde zastupljeni.

Donošenje odluke, tj. odlučivanje je prvi korak u izboru železničkog vozila, dok je sprovođenje odluke mnogo kompleksniji deo rešenja.

LITERATURA

1. Opricović S. : " Višekriterijumska optimizacija" , Naučna knjiga, Beograd (1986)

2. Opricović S.: "Optimizacija sistema" , Građevinski fakultet, Beograd (1992)

3. C. L. Hwang and K.Yoon, "Multiple Attribute Decision Making, Methods and Applications, A State-of-the-Art Survey", Lecture Notes in Economics and Matematical Systems, Springer-Verlag,Berlin, 1981.god

4. M. Stevanović, S. Rosić, N. Japundžić: " Primena višekriterijumskog odlučivanja na izbor vozila u železničkom saobraćaju - The application of multiple criteria decision making in the choice of vehicles in the railway transport" - JU Simopis '96 , 1996.

5. Ph. Vincke: "Analysis of multicriteria decision aid in Europe", EJOR 25(2), pp (160-168), 1986.

6. Catling D., " Choosing a light rail alignment", New World Transport 1995, pp(153-156), 1995.

Simulacija udarno - impulsnih opterećenja lakošinskih vozila

Dr Srđan RUSOV, dipl. inž., docent, Saobraćajni fakultet Beograd
Slobodan ROSIĆ, dipl. inž., str. saradnik, Saobraćajni fakultet Beograd

Rezime

Savremeni zahtevi u regionalnom i gradsko - prigradskom saobraćaju ukazuju na neophodnost uvođenja lakošinskih vozila u eksploataciju. Izbor prečnika točkova pogonskih, odnosno nepogonskih osovina, kao jedan od osnovnih konstruktivnih parametara ovih vozila, direktno utiče na baznu koncepciju gradnje vozila. U radu je data simulacija udarno-impulsnih opterećenja lakošinskih vozila. U skladu sa izvedenom dinamičkom analizom, može se zaključiti da postoji znatan uticaj prečnika točkova pogonskih, odnosno nepogonskih osovina lakošinskih vozila na intenzitet impulsnih udarnih opterećenja kojima su vozila izložena tokom eksploatacije. Za uvođenje u saobraćaj novih garnitura vozila sa niskim podom, od primarne je važnosti obezbediti maksimalno mogući kvalitet redovnog održavanja kako vozila, tako i kompletnih trasa pruga na kojima će saobraćati.

KLJUČNE REČI: laka šinska vozila, radijus točka, udarni impuls

1. Uvod

Savremeni zahtevi u gradsko-prigradskom saobraćaju ukazuju na neophodnost uvođenja lakošinskih vozila u eksploataciju, s obzirom da su se po svojim konstruktivno-tehničkim karakteristikama pokazala kao najpogodnija za ovakvu vrstu saobraćaja. Izbor prečnika točkova pogonskih, odnosno nepogonskih osovina, kao jedan od osnovnih konstruktivnih parametara ovih vozila, direktno utiče kako na baznu koncepciju gradnje vozila u smislu visine poda vozila, izbora i smeštaja pogonskih sistema i transmisije, tipova obrtnih postolja ili nezavisnih osovinskih slogova, izbora sistema ogibljenja itd., tako i na osnovne vučno-dinamičke performanse celokupne garniture lakošinskog vozila.

2. Savremene tendencije razvoja vozila za regionalni i gradsko-prigradski saobraćaj

U poslednjih nekoliko godina došlo je do velikih promena u mnogim oblastima saobraćaja koje od transportnih preduzeća zahtevaju pružanje sve kvalitetnijih usluga. To se posebno odnosi na železnicu koja je pod velikim pritiskom drugih vidova saobraćaja. Da bi železnica i dalje mogla uspešno da opstane na transportnom tržištu bilo je neophodno da se, pored ostalog, razviju novi tipovi šinskih vozila. Jedno od područja gde se najpre javila potreba novih vozila je regionalni i prigradski saobraćaj na neelektrificiranim prugama. Od novih vozila traženo je da pruže maksimalni komfor putnicima, da budu pogodna za rukovanje i održavanje i da imaju niske investicione i eksploatacione troškove, na nivou autobusa.

Tehničko-eksploatacione karakteristike nekih savremenih dizel-motornih vozova za regionalni i prigradski sobraćaj date su u tabeli 1.

Jedna od važnih karakteristika vozila za regionalni i prigradski saobraćaj je visina poda vozila. Klasične konstrukcije, kod kojih se ova visina kretala između 1,1 i 1,4 m, za savremene sisteme često ne predstavljaju zadovoljavajuće rešenje. Težnja ka snižavanju poda uzrokovala je i smanjivanje prečnika točkova na dizel-motornim vozovima. Za razliku od nekih savremenih tramvaja, železnička vozila se ne grade sa 100% niskim podom, već je kod njih niski pod obično upušten između pogonskih osovina. I u ovom slučaju potrebni su što niži točkovi da bi se izbegla velika visinska razlika između pojedinih delova vozila jer je to veoma nepovoljno za vozila u regionalnom i prigrad-

skom saobraćaju kod kojih je česta izmena putnika. Kao što se iz tabele vidi, kod vozila sa niskim podom (ABB RS 2, DUENjAG VT 4N, STADLER TNj Be 2/6), njegova visina se kreće od 350 do 760 mm u niskom delu i od 1.000 do 1.130 mm u delu vozila iznad pogonskih osovina.

Tabela 1

	PKP SA 102 A/B	ÖBB 5.147	ABB RS 2	DUEWAG VT 4N	STADLER TW Be 2/6
sastav voza	1eAe+ Ae1e	2eBe	Be+ 1+Be	Ae+2e Ae	2e+B +2e
dužina voza (m)	30,92	25,42	29,524	24,80	30,00
visina poda od GIŠ (mm)	1.395	1.250	a)600/1000 b)760/1000	530/1130	350
broj mesta za sedenje	96	68	96	74	72
broj mesta za stajanje	80	90	134	100	80
masa voza (t)	72	50	45,31	50	42,8
poč. ubrzanje (m/s^2) do 50 km/h	0,28	0,5	1,1	0,8	0,4
maks. brzina (km/h)	100	120	120	100	120
masa po osovini (t)	18	12,5	10	12,5	10,7
trajna snaga (kW)	2x200	419	2x228	2x198	360
prečnik pogonskih točkova (mm)	920	840	770	760	720
prečnik slobodnih točkova (mm)	920	840	770	520	660

Ovakva rešenja omogućuju lak pristup vozilu a ne zahtevaju primenu točkova ekstremno malih prečnika kao kod tramvaja (550-375 mm). Prečnici pogonskih točkova kod ovih dizel-motornih vozova kreću se od 720 do 760 mm, što nije mnogo manje od klasičnih rešenja. Manji prečnici zahtevaju znatne konstruktivne izmene, sa dodatnim problemima prilikom definisanja koncepcije gradnje železničkih vozila. Prečnici točkova slobodnih osovina, gde je manje izražen problem smeštaja opreme, kod većine rešenja su nešto manji i kreću se od 520 do 660 mm, da bi se izbeglo podizanje poda iznad njih. Ovakva "srednja" rešenja sa točkovima nešto manjih prečnika i visinom poda prilagođenom niskim i srednjim peronima, predstavljaju kvalitetno i ekonomično rešenje kako u odnosu na vozila klasične konstrukcije kod kojih je pristup vozilu lak samo na visokim peronima, tako i u odnosu na komplikovana vozila sa ekstremno niskim podom.

S obzirom na aktuelno stanje sa voznim parkom JŽ za regionalni i gradsko-prigradski saobraćaj na neelektrificiranim prugama, uskoro treba očekivati uvođenje novih voznih sredstava u saobraćaj, koja će najverovatnije, u skladu sa savremenim trendovima, imati točkove manjih prečnika. S obzirom na to, biće neophodno detaljno sagledavanje svih problema do kojih može doći sa ovakvim točkovima, posebno imajući u vidu probleme održavanja voznih sredstava i pruga na našim železnicama.

3. Dinamička analiza impulsno udarnih opterećenja

Kao jedan od polaznih parametara koji se prilikom izbora osovinskih slogova mora uzeti u obzir, je uticaj prečnika točkova osovinskih slogova na realizaciju impulsnih udarnih opterećenja kojima su, zbog prirode saobraćajnih zahteva koji se pred njih postavljaju, ovakva vozila u velikoj meri izložena tokom svoje eksploatacije. Imajući u vidu da su predviđena za saobraćaj u relativno gusto naseljenim zonama sa vrlo belikim brojem ukrštanja trasa, pojava impulsnih udarnih opterećenja na lakošinskim vozilima je daleko učestalija nego kod vozila za međugradski, odnosno regionalni saobraćaj. Takođe, savremeni zahtevi koje moraju da ispune u smislu vrlo visoke maksimalne brzine kretanja, kao i visokih startnih i srednjih ubrzanja (bez obzira na sniženu ukupnu masu, odnosno osovinski pritisak ovih vozila), zbog prilagođenih građevinskih karakteristika trase pruga uslovima gradsko prigradskog saobraćaja, dovode do pojave dinamičkih udarnih opterećenja sa vrlo visokim intenzitetima, koji se obavezno moraju uzeti u obzir kako pri izboru i projektovanju samih garnitura, tako i pri projektovanju pruga po kojima saobraćaju.

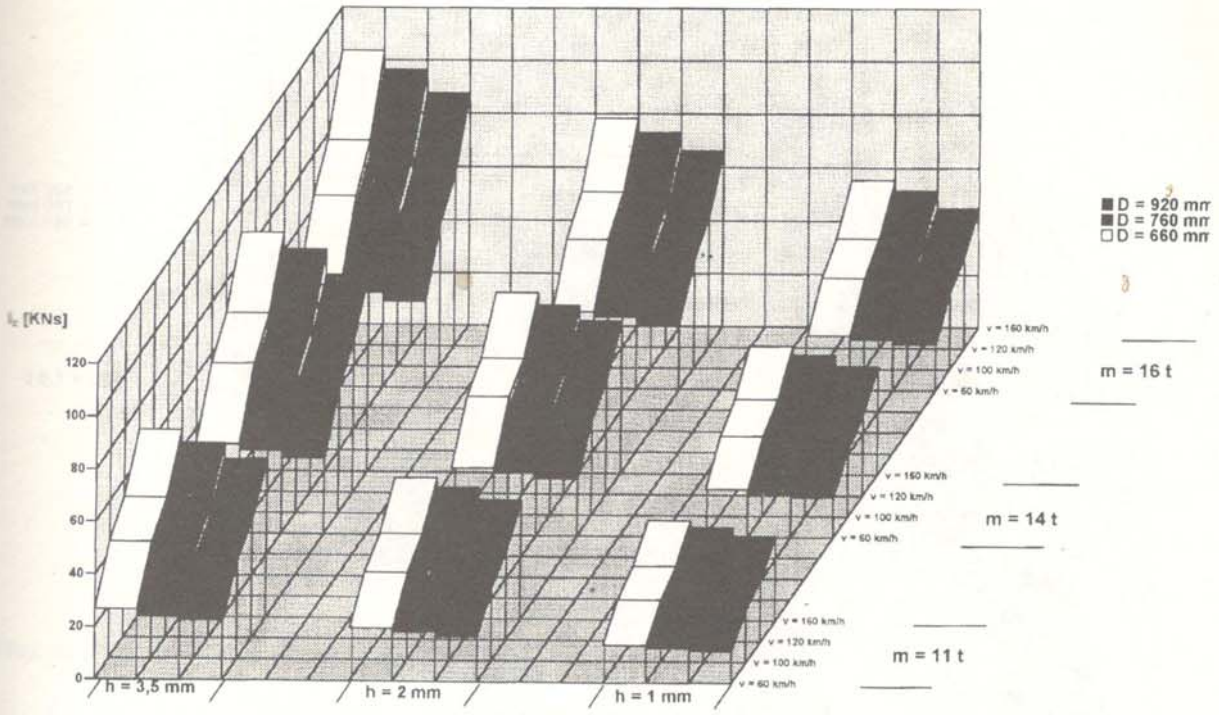
U ovom radu obavljena je dinamička analiza impulsnih udarnih opterećenja sa stanovišta osnovnih konstruktivno-vučnih karakteristika vozila, sa posebnim osvrtom na uticaj prečnika kotrljanja točkova kao polaznog parametra za definisanje koncepcije gradnje garnitura lakošinskih vozila. U tom cilju formirani su u skladu sa teorijom udara analitički izrazi koji daju funkcionalnu zavisnost između vertikalnog udarnog impulsa I_z, odnosno vertikalne udarne sile F_z od : prečnika točka D, brzine osnovnog kretanja garniture v, osovinskog pritiska m, redukovane mase m_r osovinskog sloga, dubine zarubljenja h kotrljajne površine točka i redukovane dužine prekida –zazora l vozne površine glave šine. Urađen je odgovarajući program za numeričku analizu, a dobijeni rezultati funkcionalnih zavisnosti

$$I_z = \varphi_1(D,m,v,h)$$

$$F_z = \varphi_2(D,m_r,v,l,\tau)$$

prikazani su na slikama 1 i 2

S obzirom na relativno visoka kontaktna naprezanja zbog specifičnih uslova eksploatacije lakošinskih vozila, prisutna je vrlo učestala pojava zarubljenja kotrljajne



Sl. 1 – Zavisnost udarnog impulsa (I_z) od brzine (V), osovinskog pritiska (m), dubine zarubljenja (h) i prečnika točka (D)

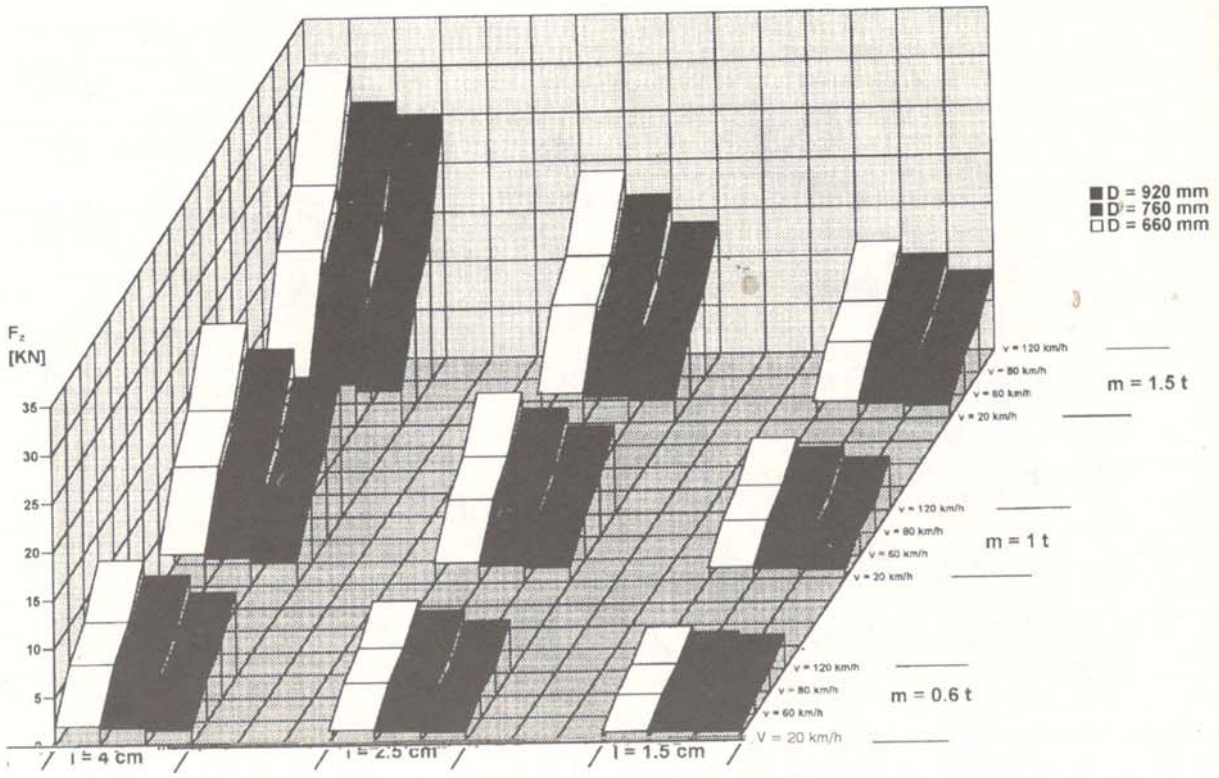
površine točka, koja za posledicu ima pojavu vertikalnih udarnih impulsa koji dejstvuju kako na osovinski slog, tako i na celokupnu nadgradnju vozila. Kao što se vidi na slici 1, za određenu vrednost dubine zarubljenja h odnosno osovinskog pritiska m, a pri datoj brzini v osnovnog kretanja garniture, udarni impuls I_z obrnuto je proporcionalan prečniku D kotljanja točka. Točkovi manjih radijusa podvrgnuti su većim kontaktnim naprezanjima i izazivaju veća impulsna opterećenja koja dejstvuju na osovinske slogove, sistem ogibljenja i nadgradnju vozila. Ovakvi točkovi osovina moraju da budu izrađeni od visokokvalitetnih čelika sa strogo definisanim metalurško-tehnološkim procesom proizvodnje, a takođe moraju zadovoljiti i propisane norme u smislu odnosa ukupnog (statičkog i dinamičkog) osovinskog pritiska i širine i prečnika kotrljanja točka. Zbog toga je potencijalne domaće proizvođače neophodno posebno tehnološki osposobiti za proizvodnju osovinskih slogova za lakošinska vozila sa niskim podom, tj. sa niskim radijusima kotrljanja točkova pogonskih i slobodnih osovina. Kako se vreme udara t, koje se meri desetim delovima sekunde, porastom brzine v smanjuje, čisto kontaktno naprezanje raste sa kvadratom porasta brzine, tako da se i pri izuzetno malim početnim dubinama zarubljenja h, kod točkova nižih radijusa kotrljanja vrlo brzo tokom eksploatacije povećava habanje kontaktne površine.

Ako se zadrži dosadašnja organizacija održavanja vozila može se očekivati da će i pored uvođenja u eksploataciju novih garnitura lakošinskih vozila sa niskim podom, zbog izuzetno nepovoljnih građevinskih karakteristika pruga, tokom vožnje često dolaziti do oštećenja kontaktne površine točkova iznad dozvoljenih granica, što je u ovoj analizi, takođe, uzeto u obzir.

Naime, u tom slučaju ($h \geq 2$ mm), impulsna opterećenja (Sl.1) kod točkova nižih radijusa veća su za 20-30% u odnosu na standardne osovinske slogove, dok kontaktna naprezanja, odnosno dinamički osovinski pritisci, posebno pri većim brzinama kretanja ($v > 100$ km/h), mogu dva do tri puta prevazići intenzitete statičkih osovinskih pritisaka i direktno izazvati havariju pojedinih podsistema vozila, odnosno trajno oštećenje koloseka.

Takođe je razmatran slučaj kretanja lakošinskog vozila sa geometrijski ispravnim površinama kotrljanja točkova osovina, u slučaju postojanja prekida vozne površine glave šine (skretnice, ukrsnice, nezavareni šinski sastavi i slično), što je izuzetno prisutno kod saobraćanja vozila za gradsko prigradski saobraćaj, pri čemu je uzeta u obzir dinamički redukovana dužina l prekida vozne površine šine (zazor). Zavisnost vertikalne udarne sile F_2 od prečnika kotrljanja točkova D, zazora l, brzine osnovnog kretanja v_0 i redukovane mase m_r osovinskog sloga prikazana je na slici 2, s tim što je pretpostavljeno da srednje vreme udara τ iznosi između $\tau = 0.05 - 0.1$ s.

Tokom kretanja garniture, a za date redukovane mase osovinskih slogova, u najvećem broju slučajeva treba očekivati postojanje vrednosti dinamički redukovanog prekida vozne površine l glave šine između $l = 2.5$ cm - 4 cm pri brzinama $v \leq 80$ km/h, dok se pri većim brzinama zbog karakteristike trase uglavnom javljaju dinamički prekidi vozne površine maksimalno do $l_{maks.} \leq 1.5$ cm. Kao i



Sl. 2 – Zavisnost udarne sile (Fz), od zazora (l), brzine (V), prečnika tčkova (D) i mase osovinskog sloga (m)

u prethodno razmatranom slučaju, vertikalna udarna sila F_z u zoni kontakta točak-šina, obrnuto je proporcionalna prečniku kotrljanja točka D, tako da je kod točkova prečnika D = 660 mm, u proseku za 15 - 20% veća od odgovarajuće udarne sile kod točkova prečnika 920 mm, a za datu vrednost zazora l, brzine osnovnog kretanja v_0 i redukovane mase osovinskog sloga m_r. Pri brzinama kretanja v = 60 - 80 km/h intenzitet udarne sile kod točkova nižih radijusa kotrljanja dostiže vrednost statičkog osovinskog pritiska, dok sa porastom brzine v = 100 - 120 km/h, u zavisnosti od zazora l, može premašiti vrednost statičkog pritiska osovinskog sloga i za dva puta, na šta posebno treba obratiti pažnju.

4. zaključak

U skladu sa izvedenom dinamičkom analizom, može se zaključiti da postoji znatan uticaj prečnika D točkova pogonskih, odnosno nepogonskih osovina lakošinskih vozila na intenzitet impulsnih udarnih opterećenja (F_z, l_z) kojima su vozila izložena tokom eksploatacije. U smislu uvođenja u saobraćaj novih garnitura vozila sa niskim podom, od primarne je važnosti obezbediti maksimalno mogući kvalitet redovnog održavanja kako vozila, tako i kompletnih trasa pruga na kojima će saobraćati, jer će u protivnom pozitivni efekti njihovog uvođenja vrlo brzo biti anulirani. Pošto su veličine radijusa točkova pogonskih osovina od bitnog uticaja na realizaciju vučno dinamičkih performansi garnitura predviđenih za prigradsko gradski saobraćaj, neophodno je pre definisanja konačne koncecije gradnje garniture, obaviti i uporednu analizu uticaja radijusa kotrljanja točkova pogonskih osovina kako na dinamička opterećenja kojima su vozila izložena, tako i na mogućnost ostvarenja inenziteta vučnih sila, odnosno zahtevanih maksimalnih brzina i ubrzanja, a pod pretpostavkom da su prethodno generalno definisane game pogonskih sistema, odnosno transmisije koje će biti ugrađene na lakošinsko vozilo.

LITERATURA

1. Studija "Razvoj domaćeg vozila za prigradsko-gradski putnički saobraćaj na mreži elektrificiranih pruga", Institut Saobraćajnog fakulteta, Beograd, 1995.

2. Alfter R., Meyer G., Sander H.: Der Dieselleichtriebzug RegioSprinter in Niederflurbaunjeise für den Regionalverkehr, "ZEV+DET Glas. Ann." 9/10, 1995.

3. Zeevenhooven N., Grundsätzliche Betrachtungen zur Auslegung von modernen, kostengünstigen Niederflur-Strassenbahn und S-Bahnfahrzeugen, "ZEV+DET Glas. Ann." 2/3, 1994.

4. Müller-Hellmann A., Niederflurbaunjeise stimuliert die Entnjicklung neuer Fahrnjers und Antriebstechnologien für Nahverehrsschienenfahrzeuge, "Elektrische Bahnen" 6, 1991.

5. Grassie S., A Contribution to dynamic design of railway truck, 12 th IAUSD SYMPOSIUM, Lyon, France, 1991.

6. Ahlbeck D. R., A study of dynamic impact load effects due to railroad wheel profile irregularities, "VSD" 10, 1987.

7. Schiehlen Nj. O., Dynamics of high-spedd vehicles, SPRINGER-VERLAG, Wien-New York, 1982.

Potrebe i mogućnosti gradnje i primene akumulatorskih manevarki

Prof. dr Savo JELIĆ, dipl. inž. Beograd, Miljan RAŠOVIĆ, dipl. inž. Beograd

Rezime

Polazeći od visokih troškova održavanja i eksploatacije dizel-manevarskih lokomotiva i relativnih prednosti akumulatora kao obnovljivih rezervoara energije autori predlažu razvoj i gradnju domaćih akumulatorskih lokomotiva u dve verzije: čisto akumulatorska i kombinovana sa napajanjem iz kontaktne mreže. Prikazan je napredak u akumulatorima, moguća tehnička rešenja glavnog elektromotornog pogona, isplativost investicija u razvoj i proizvodnju i ekonomski interes železnica i domaće industrije. Razvoj i izgradnja akumulatorskih lokomotiva razmatra se i kao prilika za angažovanje domaćih naučnostručnih kadrova i naučnih instituta na konkretnom, celovitom projektu.

1. Sadašnje stanje i problemi

Za predstojeće analize i predloge postoji više razloga i povoda. U osnovne razloge spadaju, s jedne strane, muke i nevolje sa dizel-manevarkama i, s druge, napredak u oblasti akumulatora i tehnike njihovog korišćenja u vuči.

Pretežan broj dizel-manevarskih lokomotiva su po godini gradnje i konstruktivnom konceptu stare, niskog stepena pouzdanosti i velikih troškova održavanja i eksploatacije, koji su, kako se iz priložene tabele 1 vidi, u stalnom porastu. I za njih i za novijih tridesetak lokomotiva podserije 641-300 poseban problem predstavlja nabavka rezervnih delova, naročito delova za održavanje dizel-motora, najvećim delom zato što su lokomotive inostrane proizvodnje. U tom kontekstu se, s obzirom na naše industrijske i stručne resurse, može slobodno reći da bi alternativna, tj. akumulatorska manevarka mogla skoro u potpunosti biti domaći proizvod i to od osnovnog koncepta i projekta do organizovane proizvodnje. Pravo za ovu tvrdnju daju nam dve fabrike akumulatora, fabrika elektromotora, fabrika prekidačke opreme i iskustva u upravljačkim i regulacionim tehnikama.

2. Novine u tehnici kao preduslov za uspešnu gradnju i eksploataciju

O napretku u stvaranju lakih i snažnih akumulatora, kao drugom podsticajnom elementu za ovaj rad, u nastavku biće posebno reči. Ovde je dovoljno ukazati da "General Motors", jedan od vodećih proizvođača automobila, započinje prozvodnju serije elektroautomobila koga pokreću akumulatori, što ukazuje na to da je na izmaku glavni nedostatak akumulatorskih lokomotiva: velika masa akumulatora i mali radijus dejstva.

U prilog razvoju i gradnji akumulatorskih manevarki idu tehnička rešenja po kojima se pri kočenju energija vraća u akumulatorsku bateriju, što osim energetske efikasnosti donosi i uštede na kočnim papučama. Elementi energetske elektronike, pre svega tranzistori snage, danas posebno značajni IGBT, omogućuju beskontaktnu kontinualnu regulaciju sa malo gubitaka. Racionalnom korišćenju i valjanom održavanju može bitno doprineti primena mikroračunarske elektronike ne samo u upravljanju i regulaciji nego posebno u dijagnostici stanja napunjenosti, pratećem sprečavanju preteranog pražnjenja, određivanju optimalnog režima punjenja, upustvima šta i kako treba da se radi, pamćenju događaja relevantnih za održavanje i dr.

Nije beznačajna ni bolja zaštita okoline koju donosi ova vrsta lokomotiva - sa njom je ugodnija životna sredina za železničare i ostale građane. Ovaj, ekološki aspekt je kod akumulatorskih automobila od najvećeg, izgleda odlučujućeg značaja tako da se s obzirom na preokupacije bogatih zemalja pitanjem zdrave okoline može desiti da on

odigra centralnu ulogu u daljem razvoju akumulatora i vozila.

Tabela 1. – Cena koštanja jediničnog manevarskog rada lokomotiva serije 641*)

Element cene koštanja	Jedinica mere	1995. g.	1996. g.
Amortizacija	din/sat	11,11	24,23
Osiguranje	"	1,75	3,82
Troškovi pripreme lokomotive	"	4,45	9,71
Tekuće održavanje	"	8,67	40,26
Investiciono održavanje	"	9,10	30,60
Pogonska energija	"	30,54	62,50
Troškovi maziva	"	10,40	15,78
Izdaci za maši-novođe	"	7,26	21,23
Troškovi režije	"	55,90	48,90
Ukupna cena koštanja	"	139,17	257,03
Cena koštanja bez troškova osoblja i režije	"	76,01	186,90

*) Za podatke iz tabele toplo zahvaljujemo pedantnom kolegi Slavku Antiću.

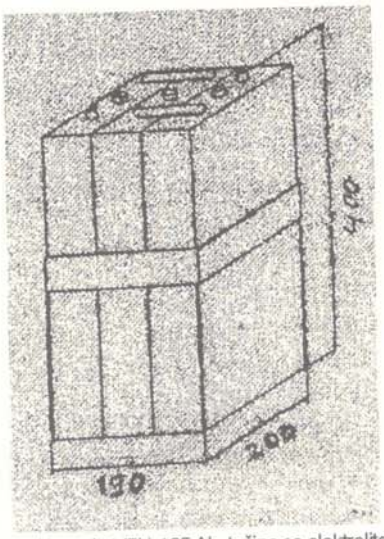
3. Varijante akumulatorskih manevarki

Akumulatorska vozila se u železnižkoj vuči primenjuju dugi niz godina. Nemačke železnice grade ne samo akumulatorske manevarske lokomotive, nego i akumulatorska elektromotorna kola. Čehoslovačka industrija je pre par godina lansirala novi tip akumulatorske manevarke. U baltičkim zemljama razvijen je kombinovan sistem akumulatorske vuče sa strujom iz kontaktne mreže sa kojom se, kad lokomotiva radi pod mrežom, dopunjuju akumulatori.

Kao ilustraciju raznovrsnih mogućnosti napajanja navodimo prikaz nemačkih železnica [3] o varijantama akumulatorske ranžirne lokomotive snage 400 kW (slika 1).

Osim čisto akumulatorske lokomotive (varijanta A) ovde su prikazane kombinovane varijante sa napajanjem iz kontaktne mreže (varijanta C) i sa punjenjem iz dizel-agregata (varijanta B). Uz sliku su dati i interesantni podaci o karakteristikama lokomotive i pogonskim performansama alternativnih rešenja.

Varijante A i B su primenjive svuda, a naročito su prikladne za rad u neelektrificiranim stanicama koje su daleko od jačih elektoenergetskih izvora. Varijanta C ima prednost kod primene na stanicama koje imaju deo elektrificiranih ranžirnih koloseka. Među njene prednosti spada bolji energetski stepen korisnog dejstva pri radu na elektrificiranim kolosecima i odsustvo potrebe za stabilnim punjačima. S druge strane, varijanta A je u prednosti zbog manjeg mrtvog tereta i mogućnosti da se napravi jeftinija stabilna instalacija za punjenje akumulatora sa više lokomotiva.



Napon 6 V; Kapacitet (5h) 165 Ah, težina sa elektrolitom 36 kg

Sl. 1 – Modul "IHIS ELECTRO POWER 94" (IHIS EP 94)

Ako se pored navedenih prednosti varijante A uzmu u obzir i razlike u troškovima konstrukcije i izvedbe, onda bi ona trebalo da dobije razvojni prioritet.

U kontekstu razvoja i gradnje akumulatorske manevarke za železničke potrebe važno je pomenuti da se u okviru ili na bazi tog projekta može razviti porodica manjih lokomotiva pogodnih za industrijske primene, a naročito za primene u rudnicima gde su, u nekim jamama akumulatorske lokomotive nezamenljive. Akumulatorske lokomotive za ove primene nabavljane su iz inostranstva; većina od njih se ne koristi mahom zbog neosposobljenosti radnika i radionica za održavanje moderne upravljačke i regulacione tehnike.

4. Moguća rešenja glavnog elektromotornog pogona

Ako se posmatra osnovni, glavni motorni pogon, onda se može reći da akumulatorska manevarka ima rešenje daleko jednostavnije od svih drugih lokomotiva. Ovo glavno električno kolo čine samo tri sklopa: baterija, pretvarač i motor(i). Pretvarač je u slučaju primene jednosmernog vučnog motora čoper, a u slučaju asinhronog motora invertor. Čoper održava zadate vrednosti tako što u delovima sekunde secka napon, odnosno struju, a invertor od jednosmerne struje pravi trofaznu, promenjivog napona i učestalosti. Prednost toga je lak i za održavanje jednostavan asinhroni motor; prednost prvog je u jednostavnijem i jeftinijem pretvaraču. Vučna i kočna sila se u oba slučaja mogu menjati kontinualno, što mehanički deo lokomotive oslobađa neprijatnih udara i pratećeg habanja.

Oba sistema omogućuju povratak energije kočenja u akumulatorsku bateriju, tj. tzv. rekuperativno ili regenerativno kočenje.

Veći deo tehnika elektromotornog pogona o kojima je ovde ukratko bilo reči potiče od električnih i dizel-električnih lokomotiva. Ove se lokomotive proizvode u velikom broju i zato su ta rešenja napredna i zrela. Ono što je za akumulatorske lokomotive specifično su akumulatori, čijem je statusu i razvoju posvećena sledeća tačka.

5. Razvoj akumulatora za vozila u zemlji i inostranstvu

U SAD je razrađen program razvoja u tri faze i utvrđeni su kriterijumi za akumulatore, tabela 2. U tabelama 3 i 4 prikazan je projekat razvoja u SAD više vrsta akumulatora za elektrovozila, sa njihovim osnovnim svojstvima [4].

Naročito se radi na razvoju akumulatora, natrijum sumporni (NaS), litijum gvožđe sulfidni i litijum polimerni. "Elektrosource" sa BDM kompanijom razvila je horizontalni olovni akumulator od 41 Wh/kg, 900 ciklusa, unutrašnje otpornosti 0,1 mΩ sa prednošću brzog punjenja 100% sa specijalnim punjačem za pola sata.

BASF i VARTA rade na razvoju elektrodnog materijala polipirola. Akumulator na bazi litijuma i polipirola ima dobre osobine, 70 Ah/kg, 400 W/kg, brzo punjenje 3-6 sati, malu težinu i relativno nisku cenu. U našoj zemlji se intenzivno radi na razvoju akumulatora za vuču definisanih kao visokoenergetske baterije u okviru IHIS iz beograda (Institut za hemijske izvore struje), i to nikal-vodoničnih akumulatora, korišćenjem "ugljenika 60" koje obećava bitno poboljšanje postojećih. Sem toga, osvojen je i modul "IHIS ELECTRO-POWER 94", sl.1 [5].

Međutim, još izvesno vreme treba računati sa klasičnim baterijama, olovnim i nikal-kadijumom, za koje imamo razvijene industrije, Trepča, Krušik – Valjevo, i IBG – Gnjilane. Poređenje pokazuje da i jedan i drugi tip akumulatora imaju svojih prednosti, pri čemu je cena olovnih bitno niža. Za olovni se uzima za specifičnu energiju 36 Wh/kg a za Ni-Cd, 40 Wh/kg. Izvesna prednost ipak se daje olovnim.

Prioritet datih kriterijuma za akumulatore je teško tačno precizirati, jer svaki od njih imao određen značaj, ali se barem sa stanovišta težine i smeštaja, što u stvari i predstavlja ključni problem za primenu vučnih akumulatora na elektrovozilima, mogu istaći specifična energija (Wh/kg) i gustina (Wh/dm^3), kao i za mogućnost opterećenja, specifična snaga (W/kg) i gustina snage (W/dm^3). Redosled u tabeli 2, kao i poređenja u tabeli 4 su i bazirani na ovim kriterijumima. Sa ovog stanovišta akumulatori na bazi litijuma, barem prema sadašnjem trendu, imaju najveću perspektivu, što ne isključuje i neka iznenađenja i eventualno razvoj novih tehnologija.

Međutim, normalno ne treba zanemariti ni vek trajanja i cenu, koji imaju svoju težinu kod razmatranja ekonomičnosti i isplativosti primene akumulatora u te svrhe.

Treba napomenuti da su varijante i određene performanse za manevarske akumulatorske lokomotive na slici 1 date prema nemačkim podacima, za klasične akumulatore i bez rekuperacije energije kod kočenja.

Uzimanjem u obzir novih tehnologija akumulatora i mogućnosti rekuperativnog kočenja, sa čoperskom regulacijom, date performanse mogle bi se i znatno poboljšati.

Tabela 2 – Kriterijumi za akumulatore

Primarni kriterijumi koje je dao američki konzorcijum USABC	Željene vrednosti za srednji rok	Željene vrednosti za duži rok
Specifična energija (Wh/kg) (C/3 brzina pražnjenja)	80 (100)	200
Energetska gustina (Wh/dm^3) (brzina pražnjenja)*	135	300
Spec. snaga (W/kg) dubina pražnjenja DOD do 80% u 30 s	150 (200)	400
Gustina snage (W/dm^3)	250	600
Vek trajanja (godine)	5	10
Vek trajanja (broj ciklusa 80% DOD)**	600	1.000
Troškovi (USD/k Wh)	ispod 150 USD	ispod 100 USD
Temperatura radne okoline	–30°C do 65°C	–40°C do 85°C
Vreme ponovnog punjenja	ispod 6 sati	3 do 6 sati
Kontinualno pražnjenje 1 h	75% od naznačenog energ. kapaciteta	
Degradacija snage i kapaciteta	20% od naznačenog podatka	

Tabela 3 – Karakteristike ak. elek. vozila (u 1992. i 2000. god.) prema [4]

Akumulator	Vek traj. broj ciklusa	Vek traj. godine	Wh/kg pri C/5	W/kg	Cena USD/kWh	ηAh %	ηAh %
Olovni 1992 2000	50-1.500 200-2.000	20 20	30 50	250 400	200 150	85	75
FeNi 1992 2000	300-1.000 1.200	6 10	53 60	100 110	500 200	74	58
NiCd 1992 2000	2.000 3.000	20 25	40 55	260 300	2.000 1.500	75	55
NiMH 1992 2000	500 1.000	5 10	60 65	100 150	3.500 2.500	90	80
ZnBr 1992 2000	200-2.000 1.000	1	70 80	70 100	110	93	75
NaS 1992 2000	800 1.200	1 10	80-100 175	250 400	2.000 150	100	90
LiFeS 1992 2000	1.000	1 6-10	100 100	107 110		95	81
LiFeS2 1992 2000	1.000	1 6-10	115 175	600 600			

* C/3, C75 - pražnjenje strujom koja odgovara tro odnosno peto časovnom kapacitetu

* DOD - dubina pražnjenja (DEPTH OF DISCHARGE)

Tabela 4 – Poređenja nekih akumulatora iz 1993. godine prema [4]

Akumulator	Pb	NiFe	NiCd	NiMH	ZnBr	NaS	LiFeS2	LiPol
Odnos gust. energije	1,0	1,5	1,6	1,7	2,2	2,5	4,0	4,0
Odnos vrha gust. snage	1,0	1,2	1,9	2,1	0,6	1,1	4,0	3,5
Odnos dometa	1,0	2,0	2,1	2,3	2,1	3,4	4,0	4,0

A Akumulatorsko vozilo

Energetski kapacitet baterije 750 kWh

Prevozna vučna sposobnost od jednog punjenja (obim prevoza) 45.000 tkm

Vreme rada sa jednim punjenjem, sa srednjom težinom voza od 600 t 10 h

B Dizel-akumulatorsko vozilo

Energetski kapacitet baterije 500 kWh

Snaga punjenja 80 kW

Prev. vučna sposobnost samo sa bat. 30.000 tkm

Vreme rada pri dopunjavanju, sa vozom prosečne težine 600 t trajno

C Vozilo sa napajanjem iz kontaktnog voda i akumulatorskom baterijom

Snaga ispravljača 250 kW

Energetski kapacitet baterije 500 kWh

Prev. vučna sposobnost samo sa bat. 30.000 tkm

Vreme rada pri dopunjavanju sa vozom težine 1.200 t trajno

6. Ekonomičnost akumulatorske manevarske lokomotive

Ekonomičnost akumulatorske i konkurentne dizel -električne manevarke može da se najlakše uporedi ako se iz poređenja izostavi ono što im je zajedničko, a upoređuje samo altrernativna oprema. U tom svetlu moguće je uporediti troškove nabavke, eksploatacije i održavanja.

Ako se u ovim troškovima cena grupe dizelmotor-generator dizel-električne lokomotive upoređuje sa cenom baterije i čopera akumulatorske lokomotive, može se lako zaključiti da će nabavna cena ove poslednje biti znatno niža. Akumulatorska baterija kapaciteta 500 kWh bi, pri ceni olovnog akumulatora od 200 $/kWh, koštala je 100.000 $ (cena čopera nije mnogo veća od cene sistema regulacije generatora, odnosno sistema za realizaciju vučnih karakteristika lokomotive). Za te pare nije moguće nabaviti agregat dizel-motor-generator odgovarajuće snage. Cena energetskog izvora akumulatorske manevarke niža je od konkurentnog izvora dizel-električne lokomotive i onda kada se ceni akumulatora doda cena stacionarnog punjača, pa i kada se uzme u obzir duži vek energetskog izvora dizel lokomotive.

U poređenju troškova eksploatacije glavna razlika odnosi se na troškove energije, odnosno goriva. Kako je energetski (vatčasovni) stepen korisnog dejstva akumulatora 0,55 za nikl-kadmijumske i 0,75 za olovne akumulatore, a stepen korisnog dejstva grupe dizel motor-generator ispod 0,30, to je akumulatorska lokomotiva u ovom pogledu daleko ispred dizel-električne manevarke. Troškovi energije naših dizel-električnih manevarskih lokomotiva - može se videti u tabeli 1 - čine najveću pojedinačnu stavku troškova manevarskog rada. Detaljan energetski bilans trebalo bi da obuhvati i povratak energije pri kočenju akumulatorske lokomotive, koja u zavisnosti od uslova rada može iznositi I do 25% od energije utrošene za vuču [8, 11].

I troškovi održavanja energetskog izvora akumulatorske baterije niži su od troškova održavanja odgovarajuće opreme dizel-električne lokomotive. Razlika potiče od karaktera izvora koga u slučaju dizel-lokomotive čine obrtne mašine podložne habanju. Znatan deo troškova investicionog i tekućeg održavanja ovih lokomotiva otpada upravo na agregat dizel-motor-generator, a troškovi investicionog i tekućeg održavanja inače su veliki (vidi tabelu 1). Kod akumulatorske baterije troškovi održavanja svode se na povremenu regeneraciju i, u slučaju kvara, zamenu pojedinih ćelija.

7. Zaključci i predlozi

Akumulatorska manevarska lokomotiva predstavlja racionalno i pouzdano tehničko sredstvo za manevru i za vuču lakih vozova na kratkim neelektrificiranim delovima pruge. Troškovi njene eksploatacije i održavanja manji su od odgovarajućih troškova konkurentnih dizel-manevarskih lokomotiva. Investicije u razvoj i proizvodnju nisu velike, a interes i dobiti su na strani železnice, industrije i nauke. Proizvodnja se može proširiti i na jamske lokomotive kakve naši rudnici inače kupuju u inostranstvu.

Predmet razvoja ne mora u prvo vreme da bude cela lokomotiva zato što značajnu praktičnu (ekonomsku, konstruktivnu, vremensku) olakšicu za razvoj pruža postojanje nekoliko dizel-hidrauličnih lokomotiva u vlasništvu ŽTP-a Beograd, koje su van saobraćaja zbog potrebnih velikih sredstava za opravku dizel-motora. Korišćenjem postojeće mehaničke konstrukcije ovih lokomotiva razvojne aktivnosti i sredstva bi se mogla usmeriti na akumulatorske baterije, prikladan vučni motor, po mogućnosti sa sopstvenom ventilacijom, energetsku i upravljačku elektroniku za glavni i pomoćni elektromotorni pogon i dr.

Iskustva stečena na razvoju akumulatorske lokomotive mogla bi se reprodukovati u kasnijem razvoju električnih i dizel-električnih vučnih vozila. Mi smo razvojno zaostala zemlja, iako imamo bogate resurse. Zar ne bi bila šteta i sramota da i pored toga što sve imamo i dosta znamo (i fabrike akumulatora i motora i opreme, i stručnjake i institute) ne radimo finalni proizvod, tj. lokomotivu.

Nadamo se da smo izneli dovoljan broj dobrih argumenata za podršku predlogu da se zbog višestrukih pozitivnih implikacija razvoj i gradnja akumulatorskih manevarskih lokomotiva uvrste u strategiju razvoja republičke i savezne privrede i da se bez čekanja priđe obezbeđenju početnih sredstava (ŽTP, preduzeća, fondovi za naučnoistraživački rad, banke, sponzori) i početku radova na izvođenju ovog značajnog projekta.

LITERATURA

[1] Žarko Filipović: Elektrische Bahnen, drugo izdanje, Springer-Verlag, 1994.

[2] Publikacija fabrike ČKD

[3] Materijali nemačkih železnica o akumulatorskoj vuči

[4] Lj. Živanović, D. Tešanović, V. Teodorović i M. Živanov: Analiza osobina akumulatora radi primene u lakim električnim vozilima, časopis "Izvori električne energije", 1994/2, Beograd 6, simpozijum o EIE i EP,*

[5] Z. Varničić, P. Rakin: Akumulatori za električna vozila časopis "Izvori električne energije", 1994/3, Beograd 6, simpozijum o EIE i EP

[6] I. Doroslovački: Racionalni pristup развоју novih i usavršavanja postojećih elektrohemijskih izvora energije, časopis "Izvori električne energije", 1994/2, Beograd 6, simpozijum o EIE i EP

[7] M. Živanov, M. Rajić, V. Muzikarević : Perspektiva lakih električnih drumskih vozila, časopis "Izvori električne energije", 1994/3, Beograd 6, simpozijum o EIE i EP

[8] M. Rašović: Primena elektrohemijskih izvora u električnoj vuči i pitanje optimalne, konverzije hemijske, električne i mehaničke energije, časopis "Železnice", 1995/10, Beograd 13, simpozijum o elektrohemiji

[9] Materijali ŽTP Beograd o manevarskoj vuči

[10] T. Kožulj : Optimizacija vučnih vozila, časopis "Železnice", 1995/2, Beograd

[11] C. Band : Coming to terms with the dc chopper, Railway Gazette international, 1972/6

* EIE i EP (Elektrohemijski izvori energije i električni pretvarači)

ИССЛЕДОВАНИЯ ДЛЯ ВЫБОРА БУКСОВОГО УЗЛА ПАССАЖИРСКОЙ ТЕЛЕЖКИ Т73-АД ДЛЯ БДЖ

ЧАСТ I : ПЛАВНОСТЬ ХОДА И УСКОРЕНИЯ

гл.ас.инж. Д.Б. Атмаджова - ВВТУ " Т. Каблешков", София, Болгария

Тенденция развития пассажирских перевозок в настоящем времени является повишением комфорта во всех его аспектах. Его основное направление со своей стороны является уменьшением уровень ускорения и улучшения плавности хода. Паралельно с этим необходимо повишение безопасности движения.

Большинство из находящихся в эксплуатации пассажирских тележек и преимущественно эти с буксовой связей шпинтонного или поводкового типа характеризуются большими стоймостями горизонтальной жесткости связи между буксами и рамой тележки. Некоторые из реализованных тележек, между которыми самым типичным представителем являеться тележка с радиальной установкой колесных пар фирмы ASEA [5] характеризуются ниской стоймостью горизонтальной жесткости связи букс с рамой и соответственно - большей "свободы" колесных пар с целью их радиальная установка в кривых.

В соответствии с нарастающими требованиями к повишению качества пассажирских перевозок Национальной компании БДЖ был создан пассажирский вагон новой конструкции с унифицированным кузовом и безлюлечным типом тележки Т73-АД [1]. Технологический институт по жд промышлености - София разработал конструктивную документацию пассажирского вагона с унифицированным кузовом, на базе которого можно организировать производство вагонов широкой номенклатуры, у которых различия только во внутренном оборудовании.

Основные технические параметры вагона и его тележки представлены в табл. 1 и 2, а общий вид конструкции - на фиг. 1 и 2.

Таблица 1

ПАССАЖИРСКИЙ ВАГОН С УНИФИЦИРОВАННЫМ КУЗОВОМ	
ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИ ПАРАМЕТРИ	
Конструктивная скорост ,km/h	160
Габарит, согласно ПТЭ	0 -ВМ
Тара вагона , kg	35 000
Длина вагона , mm	24 500
Длина кузова , mm	24 200
База вагона , mm	17 200
Ширина кузова наружная ,mm	2 960
Ширина крыши , mm	2 825
Высота вагона до верха крыши над уровнем головок рельсов ,mm	4 050
Число купей	9
Число мест для пассажиров	54*/72**

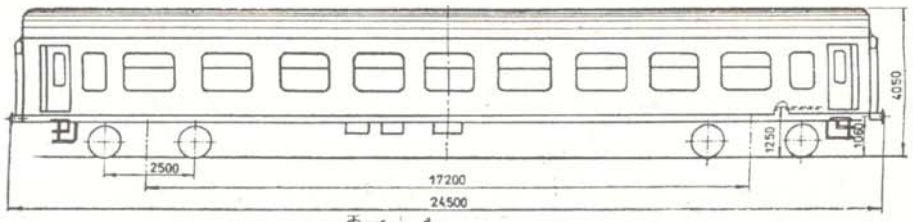
Таблица 2

ПАССАЖИРСКАЯ ТЕЛЕЖКА Т73АД	
ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИ ПАРАМЕТРИ	
Габарит UIC паметка	505 - 2
База , mm	2 500
Диаметра колеса , mm	920
Максимальная скорость , km/h	160
Тара , kg	5 500

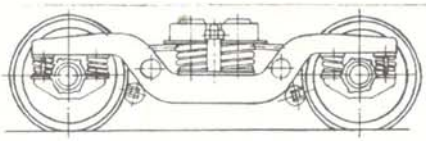
* - I класс пассажирский вагон
** - II класс пассажирский вагон

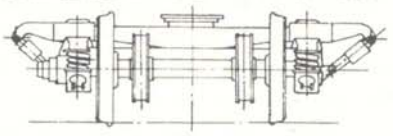
Теоретические и экспериментальные исследования, проведенные рабочим колективом ВВТУ "Т. Каблешков" и НИТИЖТ показали, что первоначальное исполнение буксового узла тележки Т73-АД, показанное на фиг. 3, имеет повышенную жескость в горизонтальном направлении по сравнению с интервалом стоимостей, которые обеспечивают нормальное взаимодействие между вагоном и железно-

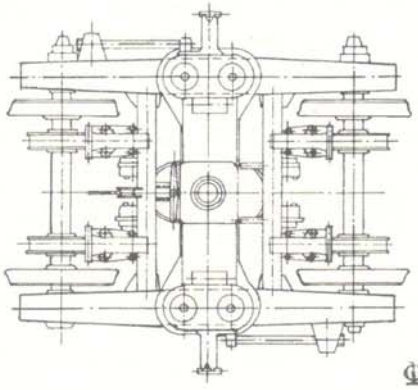
дорожным путем [3]. В связи с этим были проведены динамично-ходовые испытания пассажирского вагона с разными вариантами буксового узла при сохранении шпинтонов [2].



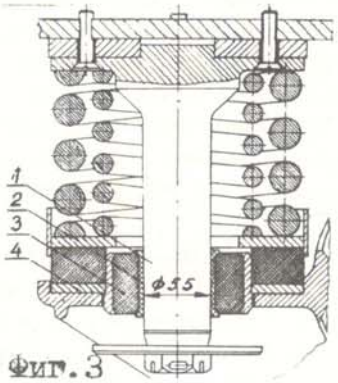
Фиг. 1







Фиг. 2



Фиг. 3

Разные варианты буксового узла [4], реализованные и испытанные в период 1991-1992г., характеризуются как следует:

Вариант 1 - представляющий собой первоначальное испольнение тележки Т73-АД, характеризирующееся трущимися в шпинтон (1) пластмассовыми шести-звеньевыми сегментами (2), внутренно запресованными в резиновые втулки (3), которые со своей стороны вбиты (втолкнуты) в тарелки (4), имеющее жесткость в горизонтальном направлении Kx=Ky=7,25 MN/m для одной буксы;

Вариант 2 - отличающийся от варианта 1 тем, что: устранены пластмасовые сегменты, имеет радиальный зазор 3 mm между шпинтонами и резиновыми втулками, имеет горизонтальную жескость Kx=Ky=1,12 MN/m для одной буксы;

Вариант 3 - отличающийся от варианта 2 тем, что радиальный зазор 7 mm между шпинтонами и резиновыми втулками; имеет горизонтальную жесткость как для варианта 2 - Kx=Ky=7,25 MN/m для одной буксы.

Подготовка испытания вагона по этим трем вариантам включало: разработку, выработку и монтаж измерительных приборов и соответственно необходимых приспособлений, осуществление электрической связи преобразователей (месдоз, датчиков) с аппаратурой вагона-лаборатории для динамическо-прочностных исследований, совершение необходимых тарировок преобразователей, разработку и подготовку необходимых программ для автоматической обработки информации испытании.

В процессе испытании при различных скоростях движения и в различных отрезках жд пути были измерены и регистрированы следующие величины:

- вертикальные и горизонтальные ускорения $\ddot{Z}_I^*$ и $\ddot{Z}_{II}^*$ (соотв. $\ddot{Y}_I^*$ и $\ddot{Y}_{II}^*$), измереные на пол вагона над шкворнями передней и задней тележки сообразно направлению движения;

- горизонтальные попереченые ускорения $\ddot{Y}_8^+$ и $\ddot{Y}_1^+$, рамы тележки над передней буксой (№8) и задней буксой (№1);

- вертикальное ускорение $\ddot{Z}_8^+$ рамы тележки над передней буксой (№8);

- горизонтальные попереченые ускорения $\ddot{Y}_8$ и $\ddot{Y}_1$ передней и задней букс (№№8 и 1);

- вертикальное ускорение передней буксы (№8) ;

- горизонтально-попереченяя осевая (подшипниковая) сила Н передней (сообразно направлению движения) колесной пары с буксами №№7 и 8;

- вертикальные динамические силы $F_{д_8}$ и $F_{д_7}$, действующие на буксу передней колесной пары;

- вертикальные перемешения Z_5 и Z_6 буксы №№5 и 6 относительно рамы тележки;

- горизонтальные поперечные и продольные перемещения Y_8 и Y_7 (соотв. X_8 и X_7) буксы №№7 и 8 передней колесной пары относительно рамы тележки.

Вышеупомянутые величины регистрираваны магнетографом и осцилографом Регистриванная магнетографом информация обработана по статистическим методам при использовании специализарованной системы для автоматической обработки экспериментальной информации.

В результате обработки информации о непосредствено полученных экспериментальных данных определены следующие показатели для динамической оценки:

- показатель плавности хода по Шперлингу во вертикальном и горизонтально-поперечном направлении;

- максимальные, минимальные и эффективные стоймости вертикальных и горизонтально-поперечных ускорений рамы тележки;

- максимальные, минимальные и эффективные стоймости ускорения букс;

- максимальные и средние стоймости горизонтально-поперечней (подшипниковой) силы небегающей колесной пары;

- максимальные стоймосты сумарной горизонтально-поперечней силы $Y_{[2m]}^{max}$ для одной колесной пары при пройденном пути 2m;

- критерии безопасности от схода с рельс при эксплуатационных скоростях;

- критерии безопасности от схода с рельс по максимальным стоймостям при квазистатических условиях.

Большинство из вышеупомянутых показателей получены автоматической обработкой информации (целиком или по частьям), а некоторые из них - "ручной" обработкой. Этот вопрос будет рассмотрен более детально для разных показателей в следующих пунктах:

1. Показатель плавности хода по Шперлингу.

Показатель плавности хода по Шперлингу, определен на базе регистрированных горизонтально-поперечных и вертикальных ускорений на пол вагона над шкворнями при использовании программи по формулам:

(1) $w_{ij} = 0{,}896.k\sqrt[10]{\frac{a_{ij}^3}{f_{ij}}}$ и (2) $w_z = \sqrt[10]{\sum p_{ij} w_{ij}^+}$,

где:

w_{ij} - элементарный показатель плавности хода, определенный для отдельных групп, составленных сообразно частотам и амплитудам ускорении;

a_{ij} и f_{ij} - амплитуды и частоты ускорений;

к - коэфициент физиологической корекции;

p_{ij} - относительная доля элементарного показателя w_{ij}.

Показатель плавности хода по Шперлингу при разных вариантах определен для различных скоростей на одну и ту же прямую отсечку. Полученные результаты представлены в табл. 3.

Таблица 3

Скорость движения, km/h	Показатель плавности хода по Шперлингу W_z											
	Во вертикальном направлении						Во горизонтально-поперечном направлении					
	Над передней тележке			Над задней тележке			Над передней тележке			Над задней тележке		
	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3
100	2,79	2,81	2,73	2,74	2,70	2,63	2,59	2,79	2,65	2,61	2,71	2,64
120	2,87	2,93	2,89	2,77	2,60	2,60	2,96	3,00	2,79	3,06	2,98	3,02
140	3,04	2,97	2,90	2,99	2,79	2,66	3,14	3,09	3,04	3,17	3,13	3,03

От этих результатов видно, что стоимости показателя плавности хода по Шперлингу w_z для всех испытанных вариантов не превышают максимально допустимой границы ($w_{доп}$ = 3,25), согл. [6], при этом они расположены в области, находящейся сравнительно близко до этой границы.

2. Ускорения тележки и кузова вагона.

Магнитные записи ускорения, полученные в эталонной прямой отсечке, подвержены на статистической обработке для определения математического ожидания $\bar{a}$, среднеквадратического отклонения S_a и эффективной стоимости a_{ef}.

На основе математического ожидания и среднеквадратического отклонения получены максимальные и минимальные стоймости ускорения согласно зависимостям:

(3) $a_{max} = \bar{a} + 3S_a$ и (4) $a_{min} = \bar{a} - 3S_a$

Магнитные записи ускорения до обработки филтрированы при следующих граничных частотах: 16Hz - для ускорения кузова и 32Hz для ускорения рамы тележки и букс.

Полученные результаты ускорения кузова представлены в табл. 4, а ускорения рамы тележки - в табл. 5.

От полученных результатов в первую очередь видно, что максимальные стоймости горизонтально-поперечного ускорения рамы тележки в месте над задней буксой при скорости 140km/h (табл. 5) получены: 6,79m/s^2 для варианта 1; 4,63m/s^2 для варианта 2 и 4,38m/s^2 для варианта 3. Эти стоймости находятся под допустимой границей (8 m/s^2) согл. UIC пам. 515. Производит впечатление то, что для варианта 2 и варианта 3 горизонтально-поперечное ускорение рамы тележки значительно уменьшено (30-50%) по сравнению с вариантом 1.

Таблица 4

Скорость движения, km/h	Варианты	Ускорения кузова вагона, m/s²											
		Вертикальное $\ddot{Z}^{*}_{1Д}$						Горизонтальное $\ddot{У}^{*}_{1Д}$					
		Над передней тележки			Над задней тележки			Над передней тележки			Над задней тележки		
		max	min	ef	max	min	ef	max	min	ef	max	min	ef
100	1	0,909	-0,931	0,307	0,982	-1,103	0,352	0,683	-0,856	0,256	0,688	-0,803	0,247
	2	0,848	-0,884	0,289	1,038	-1,135	0,365	0,734	-0,648	0,234	0,841	-0,784	0,272
	3	0,875	-0,920	0,300	1,079	-1,196	0,384	0,699	-0,643	0,226	0,679	-0,636	0,220
120	1	0,908	-0,933	0,306	1,008	-1,183	0,379	1,486	-1,464	0,491	1,271	-1,179	0,408
	2	0,787	-0,982	0,295	1,249	-1,342	0,434	0,953	-0,908	0,311	0,841	-0,784	0,272
	3	0,880	-0,922	0,300	1,159	-1,279	0,410	1,069	-0,955	0,337	0,889	-0,867	0,293
140	1	0,953	-1,012	0,328	1,162	-1,332	0,424	1,321	-1,207	0,425	1,163	-1,003	0,361
	2	0,847	-0,874	0,287	1,117	-1,286	0,409	1,065	-1,171	0,376	0,899	-1,036	0,329
	3	0,884	-0,926	0,301	1,204	-1,334	0,428	1,187	-1,065	0,380	1,008	-0,965	0,329

Таблица 5

Скорость движения, km/h	Варианты	Ускорения рамы тележки в еталонной прямой, m/s²								
		Вертикальные $\ddot{Z}^{+}_{8}$			Горизонтальные $\ddot{У}^{+}_{8}$ и $\ddot{У}^{+}_{1}$					
		Над передней буксой			Над передней буксой			Над задней буксой		
		max	min	ef	max	min	ef	max	min	ef
100	1	17,91	-18,45	6,07	4,85	-4,93	1,63	4,94	-5,26	1,70
	2	15,63	-16,71	5,41	5,49	-5,67	1,86	6,16	-6,44	5,10
	3	14,58	-15,84	5,11	2,76	-2,94	0,95	3,27	-3,27	1,09
120	1	22,72	-23,06	7,63	5,44	-5,40	1,82	5,98	-6,08	2,01
	2	20,53	-21,97	7,17	5,27	-5,41	1,79	4,93	-5,27	1,71
	3	21,65	-22,87	7,50	4,33	-4,61	1,51	4,21	-4,19	1,40
140	1	32,58	-33,41	11,01	5,15	-5,59	1,81	6,79	-6,65	2,24
	2	23,42	-25,38	8,19	5,13	-5,91	1,88	4,63	-4,61	1,54
	3	22,29	-23,67	7,69	4,14	-4,98	1,58	4,28	-4,00	1,38

Вертикальное ускорение рамы тележки имеет очень высокие стоймости. Как видно из табл. 5, максимальнные стоймосты, полученные статистической обработкой, составляют: 33,41m/s² для варианта 1; 25,38m/s² для варианта 2 и 23,67m/s² для варианта 3. Следовательно можно сказать, что в результате применения буксовой связи по варианту 2 и 3 получается уменьшение вертикальных ускорений в среднем на 20 - 30% по сравнению с вариантом 1.

Горизонтально-поперечное ускорение кузова в месте над задней тележкой (табл. 4) достигло стоймости: 1,27m/s² для варианта 1 при 120km/h; 1,04m/s² для варианта 2 при 140km/h и 1,01m/s² для варианта 3 при 140km/h. Следовательно в результате применения буксовых вариантов 2 и 3 получается снижение уровеня горизонтальных ускорении кузова в среднем на 20 - 30% по сравнению с вариантом 1.

Во всех случаях полеченные максималыые стоймости горизонтально-поперечнего ускорения кузова находятся далеко под допустимой 3,5 m/s² - согл. [6].

Что касается вертикальных ускорений кузова они не выражают определенную тенденцию, судя по полученным результатам для разных вариантов. Максимальные стоймосты этих ускорений находятся в интервале 0,98 - 1,34m/s² и во всех случаях ниже по сравнению с допустимой границей 3,5m/s².

Заключение

1. Полученные стоймости показателя плавности хода по Шперлингу W_z не изменяются заметно и при следовании определенной тенденции при разных вариантах буксового узла, но все таки можно отменить, что наблюдается легко выраженную тенденцию к улучшению этого показателя для вариантов 2 и 3.

2. Уровень ускорений кузова и тележки и в особености уровень горизонтально-поперечных ускорений рамы тележки значительно уменьшается для вариантов 2 и 3 по сравнению с вариантом 1.

Литература

1. Врангова В. , и колектив, Нов пътнически вагон с унифициран кош за БДЖ, сп. ЖТ, бр. 3, 1987.

2. Определителни изпитания на първокласен пътнически вагон тип А-88 - механична част. Окончателен отчет, НИТИЖТ, София , септември 1992.

3. Пенчев Ц. , и колектив , Изследвания за намаляване износването на ребордите на новите пътнически вагони В - 84, сп. ЖТ, бр. 1, 1996.

4. Ружеков Т. , и колектив , Реконструкция на буксовия ресорен възел на талига Т73-АД, II Научно-техническа сесия на ВВТУ „Тодор Каблешков", 28-29.11.1991.

5. Фирменые материалы фирму„ ASEA ".

6. UIC паметка 515.

Исследование и оптимизация динамических процессов одноколонного стелажного крана штабелера

Д-р инж. Божидар Григоров - ТУ - София
Д-р инж. Георги Илиев - ТУ - София
Инж. Иван Страшников - ТУ - София
Д-р инж. Анастас Иванов - ВВТУ "Тодор Каблешков"

Известно, что работа стелажных кранов штабелеров сопровождена значительными динамическими нагрузками, которые обусловляются несколькими факторами [3,4]:

- специфическая конструкция сооружения, которая состоит из колонны большой высотоы и консольной подъемной тележки. Эту конструкцию, с динамической точки зрения, можно рассматривать как астатический маятник, особенно при подъеме груза на большую высоту;

- интенсивность рабочего цикла, характеризирующигося высокими скоростями - свыше 2 м/с при поступательном движении и свыше 0,3 м/с при подъеме груза. В этом смысле достижение больших производительностей требует уменьшения времени ускорения и торможения, а также и совмещение операций;

- некоторые другие причины, к которым можно отнести неравности рельсового пути, вызывающие кинематические и силовые возмущения, зазоры в механизмах, ходовых колес, и др.

Влияние динамических процессов на конструкцию и работу стелажного крана штабелера, состоит в наличии значительных циклических нагрузок элементов и узлов в переходных процессах, ведущих к усталости материала, а также и к увеличению времен ускорения и торможения, вследствие необходимости выжидать затухание колебаний колонны в продольной плоскости. Это относится особенно к процессам торможения, где надо искать точное позиционирование перед данной стелажной клеткой.

Вопрос об отрицательном влиянии динамических процессов в большой степени может быть решен при применении регулируемых электроприводов. Подобный подход однако может оказаться неприложимым к сооружениям малой грузоподъемностью (меньше 500 кг) и относительно малых складов из за высокой цены этого привода. Решение проблемы в этом случае надо искать в изменении параметров одноколонных стелажных кранов штабелеров, приводимых

ассинхронными электродвигателями, с целью улучшения их динамических характеристик.

Настоящая разработка посвящена исследованию динамических процессов стоящего одноколонного стелажного крана штабелера, при чем решаются некоторые основные задачи:

- установление максимальных стойностей, частоту и время затухания возбужденных периодических колебаний в механизмах и металлической конструкции стелажного крана штабелера;

- определение характера переходных процессов с целью интензифицирования процесса торможения при обеспечении необходимой точности позиционирования;

- оценка собственных частот колебательной системы с целью предотвращения резонансных явлений, вследствие кинематических и силовых возбуждений, порождены неровностями рельсового пути;

- оптимизирование параметров колебательной системы для уменьшения амплитуды колебания и время затухания колебаний.

Динамическое исследование машин и сооружений этого класса принято совершать моделями, составленных из дискретных массовых элементов, связанных упругими связями. Динамическая модель, использована в настоящей работе показана на Рис.2, где приняты следующие обозначения:

J_1 и J_8 - массовые инерционные моменты роторов двигателей движения и подъема, приведены соответно к изходящим валам редукторов;

m_2, m_3 и m_4 - приведеные массы, получены приведением соответно к: периферии ходового колеса, подъемной тележке и верху колонны;

J_5 - массовый инерционный момент барабана механизма подъема;

k_i и d_i (i=1,6) - коеффициенты жесткости и демпфирования упругих связей согласно Рис.2.

Динамика и колебания одноколонного стелажного крана штабелера, чья динамическая модель дана на Рис.2 описывается следующей системы дифференциальных уравнений в матричном виде:

$$A.\ddot{q} + B.\dot{q} + C.q = Q_I + Q_{II} \qquad /1/$$

где:

A - диагональная матрица (8 x 8), массово-инерционных свойств тел 1 - 6:

$A = \mathrm{diag}(J_1\ m_2\ m_3\ m_3\ m_4\ m_4\ J_5\ J_6)$;

B и C - симметрические матрицы диссипативных, упругих и геометрических свойств системы, при чем матрица C имеет вид:

$$C = \begin{vmatrix} k_1 & -k_1/R_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & k_1/R_1^2 + k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & k_2 + k_4 & 0 & -k_4 & 0 & 0 & 0 \\ & & & k_5 & 0 & -k_5 & -k_5.R_2 & 0 \\ & & & & k_4 & 0 & 0 & 0 \\ & (C_{j,i} = C_{i,j}) & & & & k_3 + k_5 & k_5.R_2 & 0 \\ & & & & & & k_5.R_2^2 + k_6 & -k_6 \\ & & & & & & & k_6 \end{vmatrix} \quad /2/$$

Вектор положения имеет вид:

$$q = (q_1\ q_2\ q_3\ q_4\ q_5\ q_6\ q_7\ q_8)^T$$

Вектор обобщенных сил Q формируються силовыми Q_I и кинематическими Q_{II} смущениями, где:

$$Q_I = (M_1\ \text{-W}\ 0\ G_4\ 0\ 0\ 0\ M_8)^T$$

$$Q_{II} = (0\ Q_2\ 0\ 0\ 0\ Q_6\ 0\ 0)^T \qquad /3/$$

$$Q_2 = 10.\sin(4.18.t)$$

$$Q_6 = k_3.0{,}0002.\sin(4.18t) + d_3.\cos(4.18.t)$$

где Q_2 - силовые смущения, а Q_6 - кинематические смущения от неровностей рельсового пути;

Крутящие моменты механизма движения M_1 (кривые 1 и 2 на Рис.3) и механизма подъема M_8 (кривые 3 и 4 на Рис.3) определяют из механических характеристик ассинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором. Тормозной процесс протекает в двух этапах:

- переключение с высокой на нискую скорость по механическим характеристикам двигателей;

- включение тормоза при достигании установленной ниской скорости механизмов. Тормоз включается в момент выключения двигателя, из за чего при исследовании этого процесса принимают $M_1 = \text{const}$, $M_8 = \text{const}$.

При стелажных кранов штабелеров существуют следующие кинематические возбудители: неровность рельсового пути, эксцентрицитет и неодиноковое изнашивание роликов, колебания основания [1]. Рельсовый путь выполняется с определенными толерансами отклонения от прямолинейности. Так как он

прикрепляется к полу шагом 1-2 м, вследствие слегания основания, монтажных и температурных деформаций, получается постоянная неровность. На базе экспериментально определенных отклонений рельсового пути после двух-летного периода эксплуатации выбранны дискретные стойности с определенным шагом. Математическая апросксимация кинематических смущений при использовании синусоидальной функции определяется выражением:

$$x = \sum h_j . \sin(\omega_j . t + \varphi_j)$$

$$\omega_j = \frac{2.\pi.v}{\lambda_j} \qquad /4/$$

где: ω_j - частота смущения; h_j - амплитуда смущения; λ_j - длина волны; v - скорость крана штабелера.

Анализ механической системы выполнен посредством решения системы дифференциальных уравнений [2]. Часть результатов численного решения показаны на рис. 4 и 5 а на таблице 1 даны собственные частоты конструкции при верхнем разположении подьемника.

Таблица 1.

Стойность [Hz]	0	0	1.72	1.72	21.17	52.65	53.16	63.63
Парциалние частоти по координатах	-	-	7, 8	1	7	1	6	5

Оптимизиция механической системы осуществляется изходя из критерия "минимальное время затухания колебаний". Как целевая функция принят обобщеный декремент Ф колебания согласно теории устойчивости линейных систем Ляпунова, который имеет вид:

$$\min \Phi = \frac{\max \Omega_j}{\max K_i} \quad i, j = 1, 2, \ldots, 16 \qquad /5/$$

где Ω_j - максимальная реальная часть всех $2n$ собственных чисел системы /1/; K_i - максимальная имагинерная часть.

Оптимизация осуществлена при положении что как управляющие параметры приняты следующие константы крана штабелера: m_2 , m_3 , k_2 , k_5 , d_2 , d_5. На рис. 6 показаны динамические горизонтальные нагрузки в коллоне крана для начальной и оптимизированной системы.

Сделаны экспериментальные исследования и проведны измерения ускорений в режиме запуска, стационарном движении и в режиме торможения стелажного крана штабелера. Некоторые из них показаны на Рис. 7 и 8.

Выводы:

1. Проведеные экспериментальные и числены исследования показывают хорошая адекватност модели, что дает основания использоват эту модель для анализа и оптимизаций динамических характеристик в процессе проектирования новых конструкций этого класса;

2. Частотный анализ экспериментальных результатов показывает, что одна из частот кинематических смущений 1,6 Hz находится в диапазоне собственных частот конструкций вследствие чего существует опасность возникновения резонансных явлений. Числовой эксперимент подтверждает этот вывод.

3. Анализом результатов оптимизации установляется что незначительным изменением стойностей некоторых управляющих параметров ситемы можно получить уменьшение время затухания и амплитуда колебаный в переходных процессах, что тоже имеет существенное практическое значение.

Литература:

1. Караиванов, П. Влияние на неравностите на релсовия път върху динамиката на трансманипулаторите. Сб. доклади на Юбилейна Конференция по Складова Техника. Г. Оряховица 1982.

2. Илиев Г.С., Панов В.К., Компютърно моделиране на подемно-транспортна и строителна техника, София, 1995 г.

3. Зерцалов, А. И. и др. Краны штабелеры. М. Машиностроение, 1986.

4. Heptner, Klaus Dynamic Travel Characteristics and Vibrating Damping of Rack Stackers for High-bay Warehouses. Fordern und Heben 20 1970.

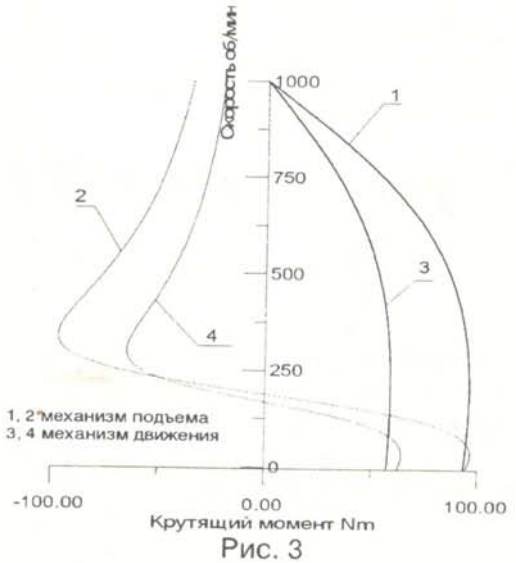


Рис. 3

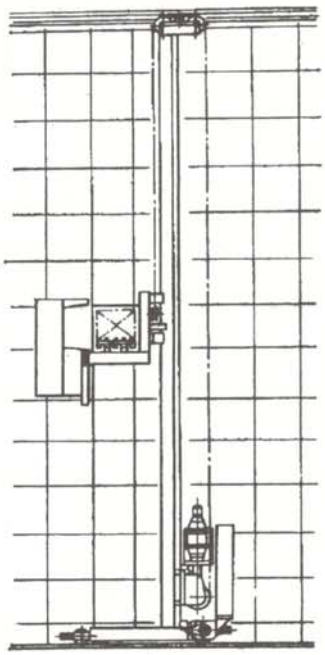


Рис.1

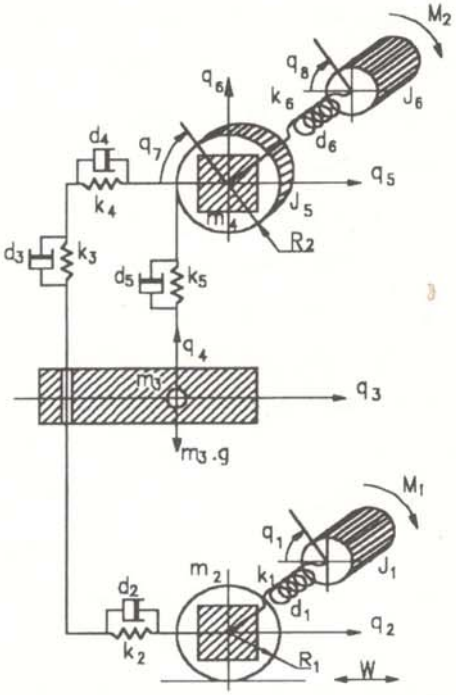


Рис.2

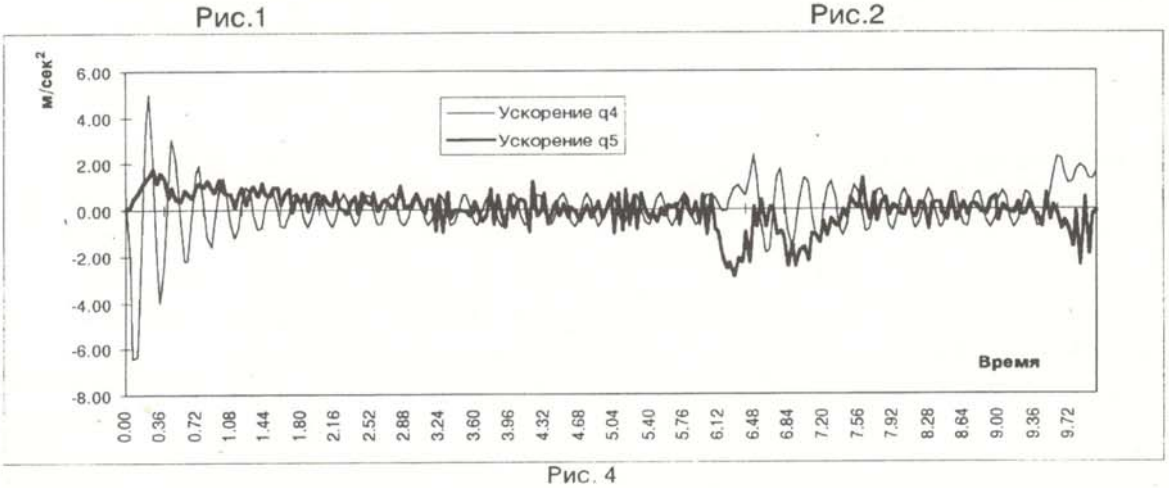


Рис. 4

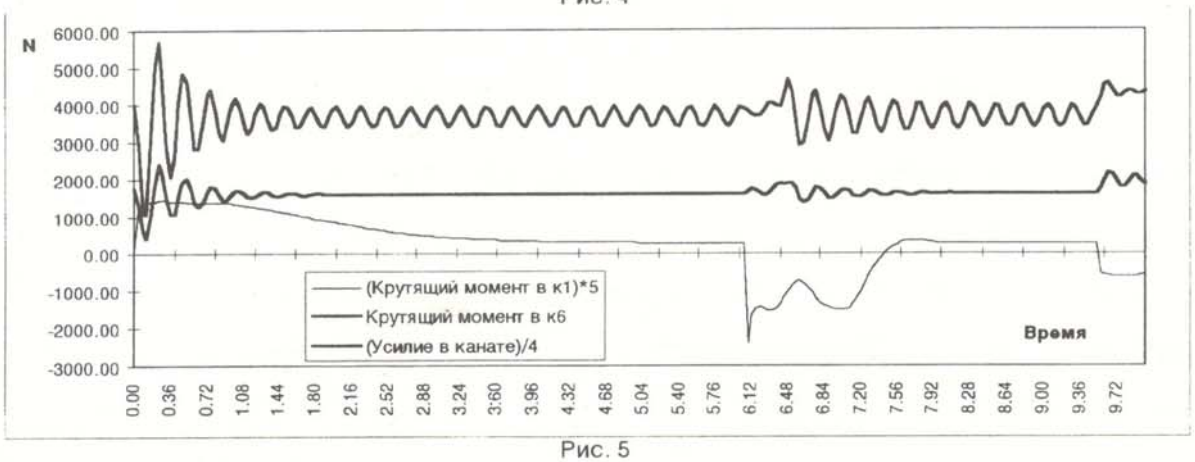


Рис. 5



Рис. 6

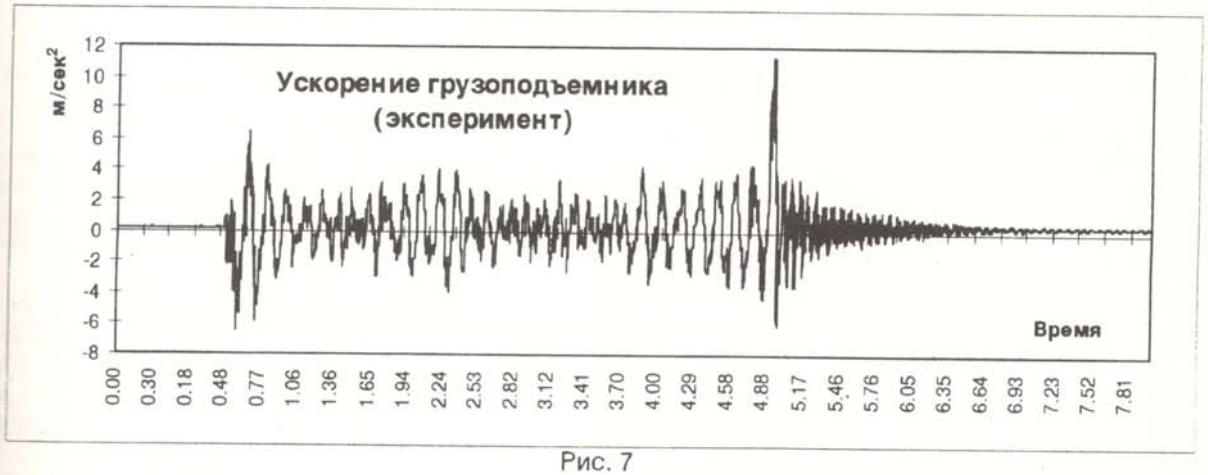


Рис. 7



Рис. 8

Projekat uredjaja za odredjivanje zakretnog momenta železničkih vozila

Mr Goran SIMIĆ, Dr Vojkan LUČANIN, Vladan ŠOTRA
Mašinski fakultet, Beograd

1. Uvod

Do sada ni u Jugoslaviji (prethodnoj i sadašnjoj), ni u balkanskim zemljama ne postoji uređaj za određivanje zakretnog momenta železničkih vozila. Ispitivanja su obavljena, kada je to bilo neophodno, ili približnim i nepouzdanim metodama ili u inostranstvu.

U ovom radu dat je prikaz projekta opitnog stola za određivanje zakretnog momenta koji je zasnovan na saradnji Mašinskog fakulteta u Beogradi sa Fabrikom šinskih vozila "GOŠA". Uz podršku Ministarstva za nauku i tehnologiju Republike Srbije, kao i uz učešće FŠV "GOŠA" i ŽTP "Beograd" projekat je doveden do faze realizacije.

2. Opšte o zakretnom momentu

Pri prolasku kroz krivinu, trčeći sklop je, preko veze točkova i šina, prinuđen na relativno zakretanje za neki ugao ψ oko vertikalne ose u odnosu na kolski sanduk. Pri tome u elementima veze trčeći sklop-kolski sanduk nastaju sile suprotstavljanja, koje formiraju zakretni moment M_{ψ}.

Osim pri prolasku kroz krivinu, zakretanje trčećeg sklopa u odnosu na kolski sanduk nastaje i kao oscilatorni proces. Ovaj proces se pobuđuje efektivnom koničnošću gazeće površine točkova na šinama i naročito se intenzivira pri većim brzinama. Taj slučaj je zbog toga pre svega interesantan u gornjem opsegu brzina, kada zakretni moment igra ključnu ulogu u gušenju procesa vijuganja rama obrtnog postolja.

Karakter zakretnog momenta zavisi od karakteristika elemenata veze, pa varira zavisno od konkretnih konstruktivnih rešenja, pa je u [1] obavljena analiza karakterističnih slučajeva i to:

- standardni dvoosovinski teretni vagoni,
- teretni vagoni sa obrtnim postoljima Y25 ili DB,
- obrtna postolja sa oslanjanjem na valjke,
- obrtna postolja sa kolevkom i
- obrtna postolja sa direktnim oslanjanjem sekundarnih opruga na ram obrtnog postolja.

3. Značaj zakretnog momenta

Zakretni momenat koji se javlja u vezi trčeći sklop-kolski sanduk kod šinskih vozila, predstavlja jednu od mehaničkih karakteristika koja značajno utiče na kvalitet trčanja. Na prugama sa mnogo krivina, kakve su pretežno u Jugoslaviji, javlja se problem velikog habanja venaca točkova. Mada nije presudan faktor, zakretni moment predstavlja jedan od činilaca koji se u tom procesu moraju poznavati i držati pod kontrolom.

Za vozila velikih brzina, u slučaju kada se prigušenje vijuganja rama obavlja na bazi trenja na pokliznicima (slučaj obrtnog postolja GOŠA 100), neophodno je, takođe, kontrolisati zakretni moment.

Za standardna obrtna postolja teretnih vagona zakretni moment je propisan [2], pa se njegova usklađenost sa propisima mora dokazati.

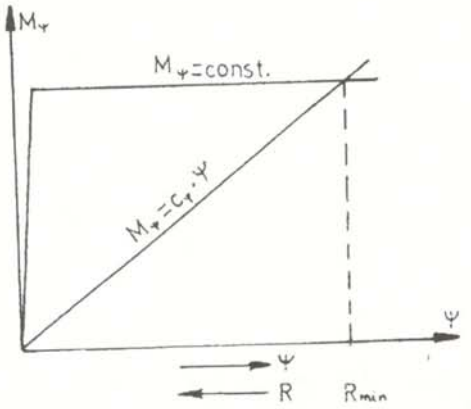
U pogledu uticaja na habanje venaca, što je hronični problem na JŽ, osvrnućemo se na neke karakteristične aspekte uticaja zakretnog momenta.

Na slici 1 upoređena su dva osnovna karaktera zakretnog momenta:

- zakretni moment sa (približno) konstantnom maksimalnom vrednošću i
- zakretni moment sa (linearno) promenljivim momentom zavisno od ugla zakretanja ψ.

---

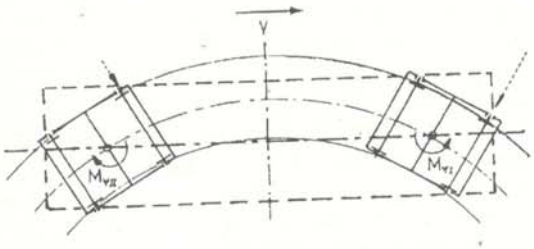
1) Razvoj opitnog stola za ispitivanje zakretnogmomenta železničkih vozila, br. I.5.0993. finansiran od Ministarstva za nauku i tehnologiju Rečublike Srbije



Slika 1

Za habanje venaca točkova u krivini je očigledno povoljniji proporcionalni moment, pod uslovom da je izabran tako, da tek u najoštrijim krivinama (obično R≤250m) dostigne vrednost konstantnog zakretnog momenta koji imaju konstrukcije sa pokliznicima (odnosno, sa obrtnom šoljom). U tom slučaju je u svim blažim krivinama otpor zakretanju, a time i uticaj na silu vođenja, odnosno habanje manji nego u slučaju konstantnog momenta.

Karakter dejstva zakretnog momenta na bočnu silu na vodećem točku u krivini možemo principijelno analizirati na bazi slike 2. Pri ulasku i prolasku kroz krivinu na prednje obrtno postolje u vezi sanduk-postolje deluje moment $M_{\psi I}$, koji se suprotstavlja zakretanju, dok na zadnje obrtno postolje deluje moment $M_{\psi II}$, koji podstiče zakretanje. Na osnovu toga je očigledno da je ukupna bočna sila na vodećem točku prednjeg obrtnog postolja, koja učestvuje u uravnoteženju zakretnog momenta, veća nego odgovarajuća sila na vodećem točku zadnjeg obrtnog postolja.



Slika 2

Uticaj prekomernog zakretnog momenta na habanje se zbog toga može otkriti, po razlici debljina venaca spoljašnjih i unutrašnjih osovina.

U slučajevima povećanog habanja venaca točkova spoljašnjih osovina, neophodna je provera zakretnog momenta. U eksploataciji može doći do značajnog povećanja zakretnog momenta ukoliko se podmazuju kompozitni pokliznici koji nisu predviđeni za podmazivanje, pa usled lepljenja nečistoće dođe do povećanja koeficijenta trenja, ukoliko su tarne površine pokliznika ili obrtne šolje suviše grubo obrađene, oštećene ili zakošene, ako se ugrađuju pokliznici čije tarne karakteristike nisu proverene itd.

4. Određivanje zakretnog momenta

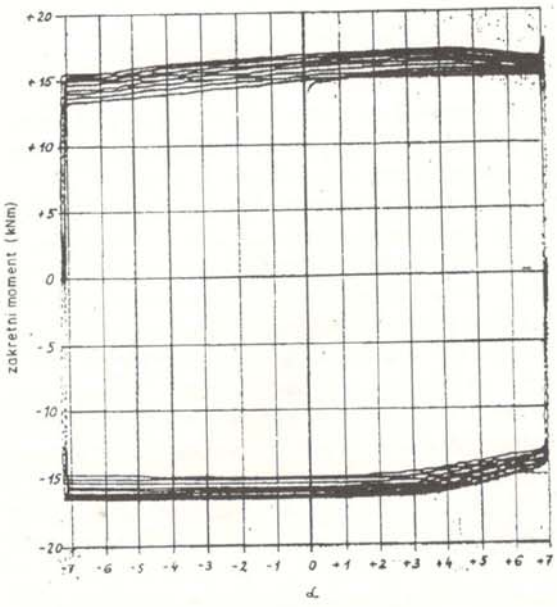
Praktična zavisnost zakretnog momenta od ugla zakretanja može dosta da odstupa od izloženih teorijskih zavisnosti, što je uslovljeno nizom činilaca. Najznačajniju ulogu igra koeficijent trenja na tarnim površinama. Ovaj koeficijent zavisi od materijala u dodiru, hrapavosti površina, zaprljanosti površina, relativne brzine tarnih površina, može da varira sa temperaturom, zavisi od vlage u vazduhu i na površinama, od eventualne podmazanosti površina, od njihove eventualne zakošenosti, oštećenja itd.

Osim toga, na tok zakretnog momenta imaju uticaja tolerancije mera i oblika svih elemenata veze koji učestvuju u njegovom stvaranju, ravnomernost raspodele opterećenja itd.

Pri ispitivanju nastaju i druga odstupanja u odnosu na teorijski slučaj. To se pre svega odnosi na vagone sa obrtnim postoljima. Da bi se dobila karakteristika koja odgovara teorijskoj zavisnosti, neophodno je pri zakretanju obrtnog postolja na opitnom stolu eliminisati hodove svih elemenata koji nisu deo veze ram obrtnog postolja-kolski sanduk. To su eventualna pomeranja točkova u odnosu na šine, elastične deformacije primarnog sistema ogibljenja, a u manjoj meri i elastične deformacije samog opitnog stola i rama obrtnog postolja.

Ipak, treba imati u vidu da ove deformacije utiču samo na grešku merenja ugla zakretanja, a nemaju uticaj na maksimalnu veličinu zakretnog momenta.

Na slici 3 je kao ilustracija prethodnih razmatranja dat dijagram zakretnog momenta izmeren na Bt kolima FŠV



Slika 3

"GOŠA", koji je snimljen pri ispitivanju u Čehoslovačkoj [3]. Kola su bila opremljena obrtnim postoljima GOŠA 100 (MD 52).

Uočavaju se male varijacije u nekoliko uzastopnih ciklusa obrtanja koje su posledica promenljivosti koeficijenta trenja. Takođe se primećuje izvestan uticaj elastičnosti strukture.

Iz svih navedenih razloga i iz primera koji je poslužio kao ilustracija, vidi se da se samo ispitivanjem zakretnog momenta na opitnom stolu mogu utvrditi ispravnost ili neispravnost rotacione veze sanduk-trčeći sklop. Zakretni momenat može da se ispita:

– kao dokaz ispunjenosti propisanih vrednosti (npr. kod teretnih kola);

– kao jedan od pokazatelja kvaliteta proizvodnje ili održavanja i

– radi provere u ekscesnim slučajevima (npr. ekstremno habanje venaca točkova, iskliznuća...) i utvrđivanja uzroka prevelikog zakretnog momenta.

5. Tehnički zahtevi za konstrukciju opitnog stola

Da bi se postigao potreban kvalitet ispitivanja i što veća upotrebljivost opitnog stola, on mora da zadovolji niz sledećih zahteva:

– da omogući merenje momenta veze trčeći sklop-kolski sanduk uz eliminisanje ili kontrolisanje (merenjem) ostalih uticaja koji ne potiču iz posmatrane veze;

– da bude osposobljen za vozila najvećeg osovinskog opterećenja i u perspektivi 22,5 t po osovini;

– da bude prilagođen i troosovinskim obrtnim postoljima,

– da omogući zakretanje do najvećih uglova koji se u eksploataciji mogu pojaviti. Polazeći od propisanih zahteva za teretne vagone, treba obezbediti $\Psi_{maks} \geq 9°$,

– da obezbedi brzine zakretanja koje odgovaraju ulasku i izlasku iz krivine. Ovo zahteva mogućnost biranja brzine zakretanja u opsegu od približno 0,25 do 1°/s,

– da omogući automatsko ograničenje maksimalnog ugla zakretanja na željenu vrednost;

– da obezbedi automatsku promenu smera zakretanja pri dostizanju maksimalnog ugla;

– da omogući merenje zakretnog momenta u funkciji ugla zakretanja;

– da omogući vizuelnu kontrolu postignute maksimalne vrednosti zakretnog momenta i ugla zakretanja u slučajevima kada nije neophodno registrovanje izmerenih vrednosti;

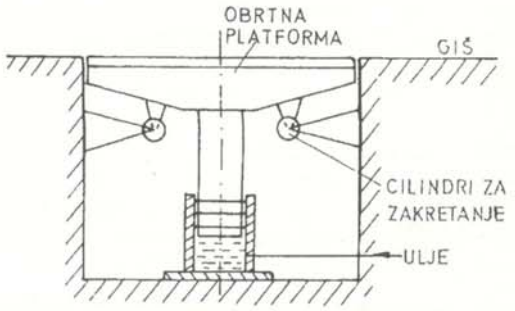
– da obezbedi zaštitu konstrukcije stola i vagona od preopterećenja, u slučaju preterane vrednosti zakretnog momenta, izazvane bilo kojim razlogom.

Ovi zahtevi su osnova za projektovanje opitnog stola.

6. Konstrukcija opitnog stola

Pri izboru konstruktivnog rešenja ključni problem je eliminisanje svih uticaja pri merenju, koji ne potiču od veze trčeći sklop-kolski sanduk. Ceo opitni sto nalazi se pod delom težine vagona koja se oslanja preko jednog obrtnog postolja. Potrebno je ovu težinu preneti na podlogu, a izbeći da ta veza utiče na zakretni moment.

Jedno rešenje je [4] da se ceo opitni sto nalazi oslonjen na jedan veliki hidraulični cilindar sa klipom, što je šematski prikazano na slici 4. Prečnik cilindra mora da bude dovoljan da obezbedi stabilnost od prevrtanja ukoliko se pojavi ekscentrično vertikalno opterećenje u granicama mogućim kod šinskih vozila. Ovo je i osnovni nedostatak ovakvog rešenja, jer zahteva skup cilindar neuobičajeno velikog prečnika.



Slika 4

Pri zakretanju, otpor između opitnog stola i podloge odgovara momentu potrebnom da se zakreće klip u odnosu na cilindar, tj. trenju zaptivnih prstenova o zid cilindra. S obzirom na prisustvo ulja, ovaj otpor je zanemarljivo mali.

Drugo moguće rešenje, koje je izabrano za realizaciju u ovom projektu je, da se ceo sto oslanja na podlogu preko dvoredih kotrljajućih ležaja. Ukoliko se međuprsten ležaja pri zakretanju stola drži ukočen, moguće je tokom ispitivanja meriti otpor kotrljanja gornjeg dela ležaja i na taj način ga oduzeti od ukupno izmerenog zakretnog momenta.

Pošto se očekuje da je ovaj otpor za oko dva reda veličine manji od maksimalnih vrednosti zakretnog momenta, na osnovu prototipskih merenja moći će da se utvrdi da li je uopšte potrebno da se on pri merenjima uzima u obzir ili je zanemarljiv.

7. Proračun čvrstoće noseće strukture opitnog stola

Pod nosećom strukturom podrazumeva se ram opitnog stola za merenje zakretnog momenta, i proverena je njegova čvrstoća (prema crtežu ZM 00.00 i njegovim detaljima), a slučajevi opterećenja izabrani su prema osnov-

nim kriterijumima proračuna čvrstoće železničkih konstrukcija.

Proračun je obavljen metodom konačnih elemenata. Korišćen je programski paket ALGOR za statičku i dinamičku analizu nosećih konstrukcija.

7.1. Modeliranje noseće strukture

Pri modeliranju potrebno je zadovoljiti suprotne zahteve u pogledu veličine usvojenih konačnih elemenata i broja elemenata i čvornih tačaka. Usitnjavanje elemenata omogućava dobijanje kontinualnije slike naponskog stanja. Istovremeno model postaje sve glomazniji, što otežava pripremu podataka, sprovođenje proračuna i analizu rezultata.

Modeliranje je obavljeno na osnovu karaktera nošenja posmatranog elementa strukture, pa je usitnjavanje mreže konačnih elemenata obavljeno na mestima očekivanih koncentracija napona ili na mestima unošenja koncentrisanih sila.

Za analizu naponskog stanja primenjeni program omogućuje korišćenje četvorougaonih elemenata tipa ploče sa šest stepeni slobode po čvoru i linearnom aproksimacijom promenljivih unutar elemenata. Sem njih, korišćeni su i elementi tipa grede, koji mogu da prenose aksijalne i transverzalne sile i momente savijanja i elementi tipa štapa, koji prenose samo aksijalnu silu.

Noseća struktura rama tretira se kao prostorna struktura međusobno povezanih elemenata tipa ploče koji slede geometriju stvarne konstrukcije. Elementi tipa štapa (prenose samo aksijalnu silu) korišćeni su za simuliranje oslonaca za unošenje sile sa horizontalnog para hidrauličnih cilindara pomoću kojih se obavlja zakretanje u horizontalnoj ravni. Pošto im je zadatak samo da unesu u model sile na realniji način, njihovi poprečni preseci izabrani su proizvoljno.

Posmatrani ram ima generalnu simetriju u odnosu na uzdužnu i poprečnu vertikalnu ravan. Odstupanje od simetrije javlja se kod oslonaca za unošenje sile sa horizontalnog para hidrauličnih cilindara. Oslonci za ove veze (i odgovarajuće sile) nalaze se u dijagonalnim tačkama.

S obzirom na obimnost pripreme podataka, obrade i analize rezultata i zbog velikog broja kombinacija opterećenja, zavisno od slučaja opterećenja, korišćena je simetrija u odnosu na uzdužnu i poprečnu ravan simetrije. U zavisnosti od vrste opterećenja, korišćeni su četvrtinski i potpuni modeli rama prikazani u tabeli 1.

Simetričnost modela postignuta je postavljanjem konturnih uslova u čvorovima koji se nalaze u ravnima simetrije (sprečena su nesimetrična pomeranja i rotacije). Radi jednostavnije pripreme i analize podataka, elementi su podeljeni u grupe.

Tabela 1

		Eksploataciona opterećenja		Izuzetna opterećenja	
		Slučaj 1	Slučaj 2	Slučaj 1	Slučaj 2
Grupa	Tip elemenata	Broj elemenata u grupi	Broj elemenata u grupi	Broj elemenata u grupi	Broj elemenata u grupi
broj čvorova		306	306	1.107	1.109
1	ploče	22	22	88	88
2	ploče	55	55	220	220
3	ploče	83	83	332	332
4	ploče	83	83	332	332
5	ploče	58	58	232	232
6	grede	97	97	388	388
7	štapovi	/	/	/	29
8	granični elementi	/	/	18	

7.2. Analiza opterećenja

Uređaj za merenje zakretnog momenta predviđen je za merenje zakretnog momenta pre svega na novoprojektovanim šinskim vozilima a i na svim tipovima standardnih šinskih vozila koji se nalaze u eksploataciji na JŽ. Zbog relativno velikog broja vrsta obrtnih postolja koja se koriste, bilo je neophodno obaviti preliminarnu analizu opterećenja kako bi se broj slučajeva opterećenja sveo na realnu meru.

7.2.1. Slučajevi opterećenja pri merenju zakretnog momenta teretnih vagona

Najviše primenjivana obrtna postolja teretnih vagona su Y-25 i DB. Maksimalno osovinsko opterećenje i jednog i drugog obrtnog postolja je 22,5 t, a rastojanje osovina u postolju je 1800 mm.

Radi određivanja kritičnog opterećenja razmatrani su dijagrami napadnih opterećenja:

- u toku postavljanja vagona na uređaj,
- kada je vagon pozicioniran za merenje i
- u toku merenja.

7.2.2 .Slučajevi opterećenja pri merenju zakretnog momenta putničkih vagona

Obrtna postolja koja se najčešće koriste kod putničkih kola kod nas su pre svega "GOŠA-100" i WEGMANN, odnosno obrtna postolja sa rastojanjem osovina od 2500 mm.. U ovom slučaju razmatrni su dijagrami napadnih opterećenja prouzrokovanih osovinskim opterećenjima od 20 t, i to :

- u toku postavljanja vagona na uređaj,

– kada je vagon pozicioniran za merenje i
– u toku merenja.

7.2.3. *Slučajevi opterećenja pri merenju zakretnog momenta vučnih vozila*

Kod vučnih vozila, od više posmatranih, kao kritično za dalju analizu je razmatrano opterećenje koje izaziva lokomotiva sa obrtnim postoljem ekvivalentnim obrtnom postolju lokomotive tipa 661. Rastojanje krajnjih osovina u obrtnom postolju iznosi 3800 mm, a obrtno postolje je troosovinsko. Maksimalno osovinsko opterećenje, imajući u vidu budući razvoj vučnih vozila usvojeno je da bude 22.5 t. Razmatrani su slučajevi:

– u toku postavljanja lokomotive na uređaj,
– kada je lokomotiva pozicionirana za merenje i
– u toku merenja.

Za kritična opterećenja koja su korišćena kao ulazni podaci za proveru čvrstoće rama uređaja za merenje zakretnog momenta, usvojeni su slučajevi koji predstavljaju obvojnicu onih opterećenja koji izazivaju najveće vrednosti momenata savijanja na dijagramima napadnih opterećenja, kako na podužnom tako i na poprečnom nosaču. Osim ovih eksploatacionih opterećenja može doći, usled otkaza vertikalnih hidrauličnih cilindara koji podižu konstrukciju i šinsko vozilo, do izuzetnih opterećenja. U njih svrstavamo i ostale slučajeve neregularnosti koji mogu nastati pre i u toku ispitivanja.

Sledeća opterećenja usvojena su kao merodavna za proračun čvrstoće:

A - eksploataciona opterećenja:

1. teretni vagon sa obrtnim postoljem Y-25, tj. rastojanjem osovina 1800 mm i osovinskim opterećenjem 22,5 t, pozicioniran za ispitivanje zakretnog momenta, kada je uređaj oslonjen na nosačima na krajevima podužnih nosača;

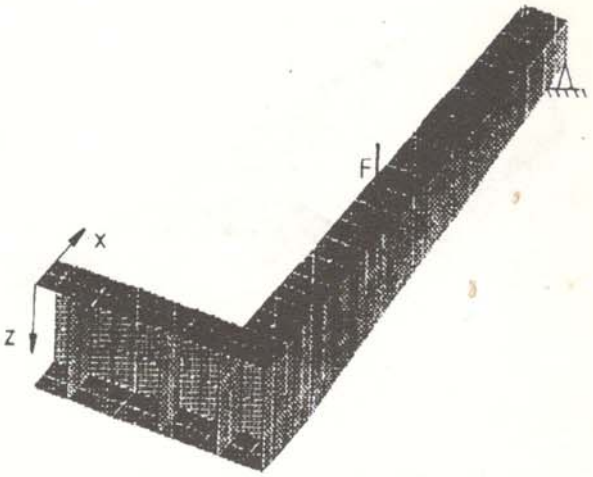
2. lokomotiva ekvivalentna lokomotivi tipa 661 ali sa osovinskim opterećenjem od 22,5 t, pozicionirana za ispitivanje zakretnog momenta, kada je uređaj oslonjen na kotrljajnim ležajima;

B - izuzetna opterećenja:

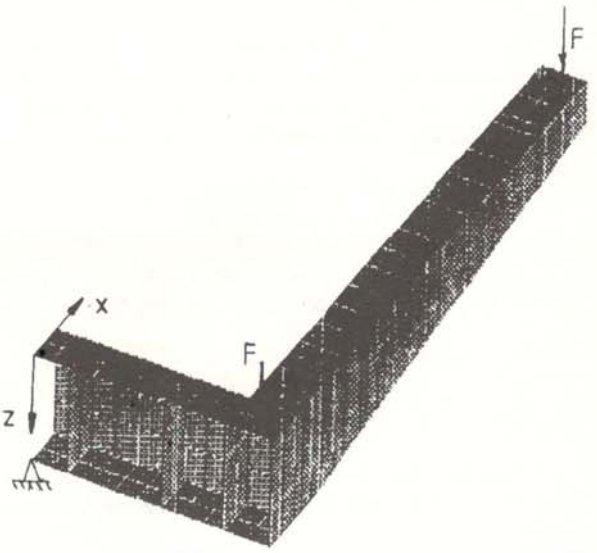
1. lokomotiva ekvivalentna lokomotivi tipa 661 pozicionirana za ispitivanje zakretnog momenta, kada je u toku dovođenje uređaja u radni položaja, pri otkazivanju rada jednog hidrauličnog cilindra za podizanje rama uređaja zajedno sa lokomotivom;

2. lokomotiva ekvivalentna lokomotivi tipa 661 pozicionirana za ispitivanje zakretnog momenta, kada je ispitivanje u toku i dođe do blokiranja rotacije obrtnog postolja oko ose svornjaka.

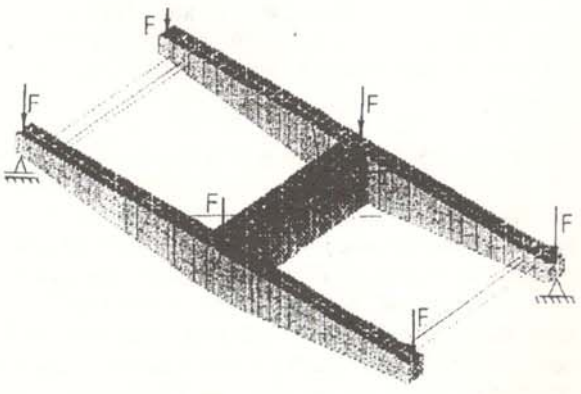
Na slikama 5, 6, 7 i 8 respektivno su prikazani svi kritični slučajevi opterećenja.



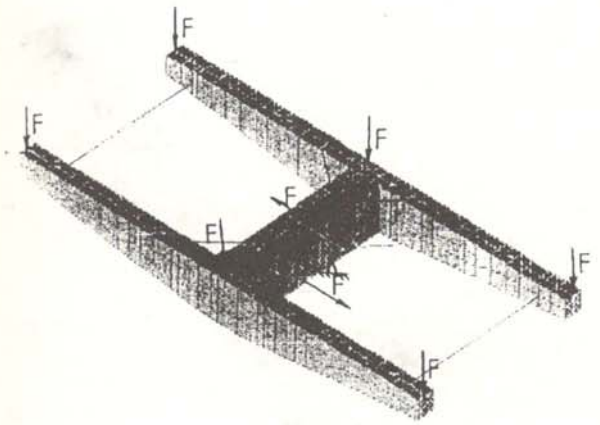
Slika – 5 Model četvrtine rama noseće konstrukcije za prvi slučaj eksploatacionih opterećenja



Slika 6 – Model četvrtine rama noseće konstrukcije za drugi slučaj eksploatacionih opterećenja



Slika 7 – Model četvrtine rama noseće konstrukcije za prvi slučaj izuzetnih opterećenja



Slika 8 – Model rama noseće konstrukcije za drugi slučaj izuzetnih opterećenja.

7.3. Dozvoljeni naponi

Dozvoljeni naponi pri ispitivanjima, s obzirom na statički karakter opterećenja, po analogiji sa UIC propisima za ram obrtnih postolja, određeni su u odnosu na granicu razvlačenja (R_e) sa koeficijentom sigurnosti:

s = 1,0 - za nezavarene delove
s = 1,1 - za zone u blizini varova

Za Č.0562 koji se koristi za ram uređaja za merenje zakretnog momenta je napon na granici razvlačenja i iznosi:

R_e = 360 Mpa,

pa je: σ_d = 360/1,0 = 360 MPa - za zone bez varova i σ_d = 360/1,1 = 325 MPa - za zone zavarenih spojeva

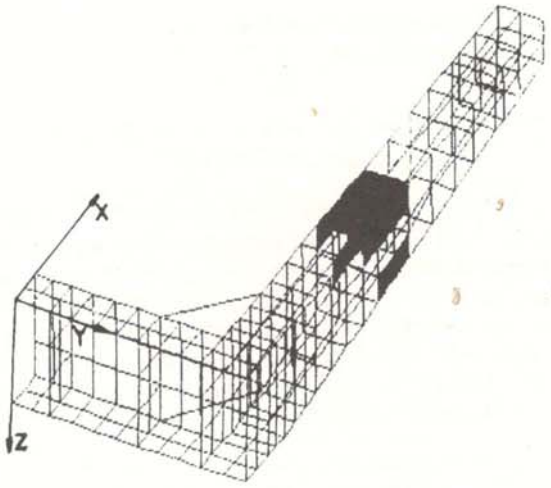
S obzirom da su kod rama najveći naponi na ivicama i spojevima, biće merodavna vrednost za zone zavarenih spojeva.

7.4. Pregled i analiza rezultata proračuna

Za sve slučajeve opterećenja, kao merodavni naponi uzimaju se idealni (uporedni) naponi, prema hipotezi najvećeg deformacionog rada utrošenog na promenu oblika.

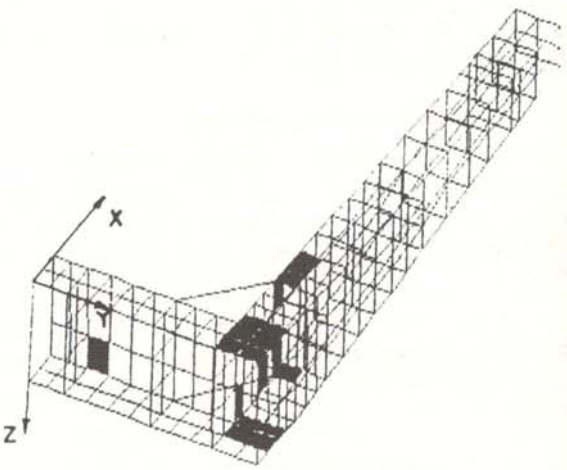
A - Eksploataciona opterećenja

U prvom slučaju opterećenja (postavljanje vagona na uređaj), naponi su ispod 200 MPa. Najveći napon je u pločama na gornjoj površini podužnog nosača u okolini mesta unošenja opterećenja gde su maksimalni naponi reda veličine od 150÷194 MPa, što je prikazano na slici 9. Grede, kojima su zamenjeni prepusti u gornjem i donjem pojasu na poprečnom i podužnom nosaču, su opterećene na pritisak i zatezanje što prouzrokuje ivične napone do 165 MPa, u zoni dejstva opterećenja.



Slika 9 – Idealni naponi u pločama iznad 150 MPa

U drugom slučaju opterećenja (postavljena lokomotiva za ispitivanje), maksimalni napon je 213 MPa. Najveći naponi su u pločama koje se nalaze u oblasti spoja podužnog i poprečnog nosača. Tu se javljaju naponi veličine od 175 do 213 MPa, što je prikazano na slici 34. Naponi usled pritiska i zatezanja, u gredama su do 227 MPa. Na slici 10 dat je vizuelni prikaz elemenata sa idealnim naponima iznad 175 MPa za drugi slučaj opterećenja.

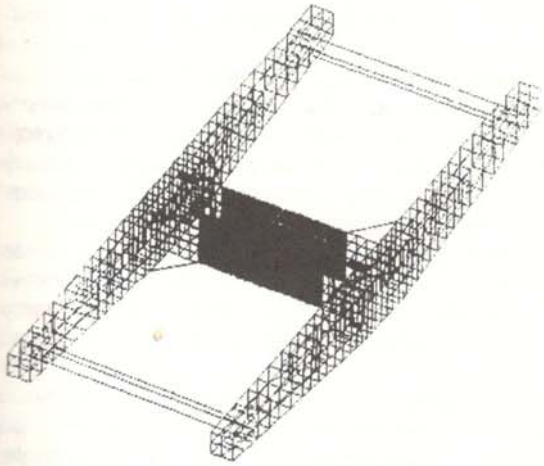


Slika 10 – Idealni naponi u pločama iznad 175 MPa

B - Izuzetna opterećenja

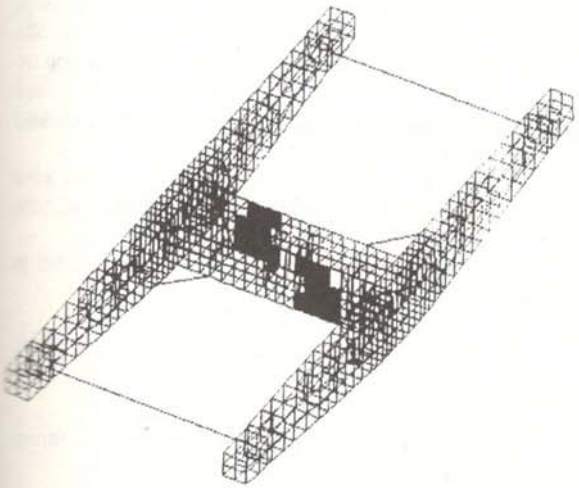
U prvom slučaju izuzetnih opterećenja (otkaz hidrauličnog cilindra za podizanje konstrukcije) najveća vrednost napona iznosi 204 MPa. Najopterećenija zona prikazana je na slici 11.

U drugom slučaju opterećenja (sprečena rotacija oko ose svornjaka), maksimalni napon koji se javlja u konstrukciji je 236 MPa. Najveći napon je u pločama koje se nalaze na poprečnom nosaču, u neposrednoj blizini



Slika 11 – Idealni naponi u pločama iznad 175 MPa

mestu oslanjanja rama na kotrljajne ležaje, što i inače predstavlja najopterećeniju zonu. Na slici 12 dat je vizuelni prikaz elemenata sa idealnim naponima, većim od 175 MPa, za drugi slučaj opterećenja.



Slika 12 – Idealni naponi u pločama iznad 175 MPa

Na osnovu proračuna i njegovih rezultata može se konstatovati da ni u jednom slučaju opterećenja nisu prekoračeni dozvoljeni naponi, i da konstrukcija zadovoljava sa stanovišta čvrstoće.

8. Pregled aktivnosti za realizaciju projekta

Na osnovu izloženih zahteva, usvojene koncepcije i proračuna urađen je projekat opitnog stola koji treba da se smesti u FŠV "GOŠA" u Smederevskoj Palanci. Za realizaciju projekta uređaja za ispitivanje zakretnog momenta, neophodno je uraditi sledeće:

1. građevinska adaptacija postojećeg kanala za opitni sto,
2. izrada metalne konstrukcije,
3. nabavka kotrljajnih ležajeva,
4. nabavka i ugradnja hidraulične opreme i
5. nabavka merne opreme.

Nakon montaže uređaja predviđena je statička provera i baždarenje mernog sistema.

U okviru prve tačke predviđeno je pomeranje pregradnih zidova, rušenje stubova itd, detaljnije u [1], a u drugoj tački izrada uređaja po formiranoj konstruktirnoj dokumentaciji.

8.1. Radijalno-aksijalni ležaj

Ležaj na koji se oslanja opitni sto treba da zadovolji sledeće zahteve:

- dvoredi radijalno-aksijalni kotrljajni ležaj,
- maksimalna aksijalna sila 800 kN,
- maksimalna radijalna sila 90 kN,
- opterećenje ima statički karakter,
- spoljašnji prečnik prstena treba da bude između 400 i 500 mm i
- ostale dimenzije nisu bitne.

Ukoliko se ne može nabaviti dvoredi ležaj, moguća je zamena sa dva jednoreda ležaja navedenih karakteristika.

8.2. Potrebna hidraulična oprema

Hidraulična instalacija koja se nabavlja od eksternog isporučioca mora da zadovolji sledeće tehničke uslove:

1. Ravnomerno podizanje tereta težine 800 kN (200 kN po cilindru) pomoću 4 hidraulična nezavisna cilindra. Odstupanje hoda između pojedinih cilindara mora biti manje od 5 mm. Raspoloživa visina za ugradnju iznosi 250 mm. Oslonac sa donje strane je na betonsku ploču, a oslonac sa gornje strane je metalna ploča (direktno na konstrukciju).

Visina podizanja treba da je ograničena na maks 40 mm. Brzina podizanja nije bitna ali je poželjno da bude bar 40 mm/min. Cilindri su raspoređeni u uglovima pravougaonika dimenzija 1.500 x 2.800 (pozicija 1 na slici 13).

Cilindri imaju zadatak da podignu konstrukciju i nakon toga je spuste na fiksne mehaničke oslonce i više nisu u funkciji.

2. Pošto je završena operacija pod 1. potrebno je konstrukciju zakretati pomoću dva dvosmerna hidraulična cilinidra koji deluju tangencijalno na rastojanju od 900 mm (pozicija 2 na slici 13) u suprotnim smerovima, stvarajući spreg. Konstrukcija je oslonjena pri tome na odgovarajuće aksijalne ležajeve.

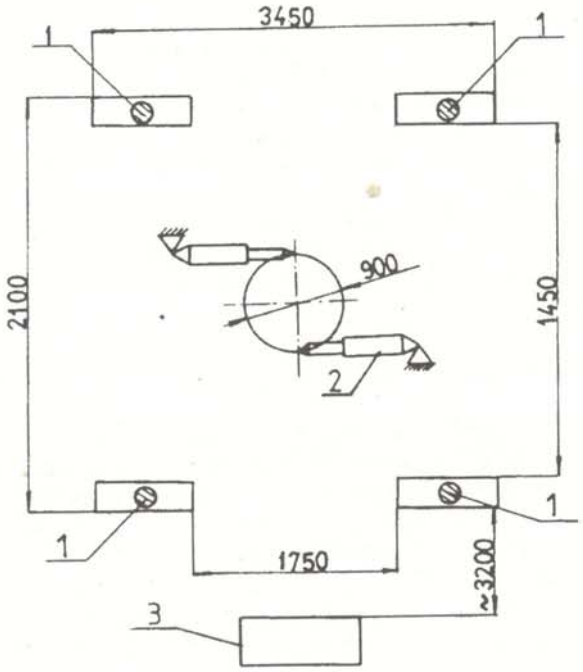
Cilindri moraju da imaju hod ± 75 mm. Brzina hoda treba da iznosi u oba smera najviše 8 mm/s, a u opsegu od nula do maksimalne brzine potrebno je da postoji mogućnost regulacije brzine. Najčešće će se pri ispitivanju koristiti brzina od 2 ili 4 mm/s. Podešena brzina mora u oba smera da se održava u granicama ± 5%.

Maksimalna sila koju svaki cilindar treba da ostvari je oko 90 kN, a najčešće će se ispitivati sa silom od 25kN. Maksimalna razlika između sila u cilindrima sme da iznosi 5%.

Cilindri su postavljeni horizontalno i veza sa osloncima je preko ušica. Potrebno je da u krajnjem, uvučenom položaju klipna poluga viri cca 50 mm da bi se na nju zalepile merne trake radi merenja sile koja se unosi u konstrukciju, u funkciji vremena.

3. Položaj agregata za pokretanje je prikazan na slici 13, pozicija 3.

4. Potrebno je da postoji mogućnost da se, osim ručno, promena smera kretanja klipa obavi i automatski, nakon hoda od ± δ mm koji se pre ispitivanja podesi.



Slika 13

8.3. Potrebna merna oprema

Predviđene su dve kategorije ispitivanja zakretnog momenta:

– Ispitivanje radi interne kontrole kvaliteta u FŠV "GOŠA" i

– verifikaciona ispitivanja.

Ispitivanja radi interne kontrole kvaliteta mogu se češće obavljati i ne zahtevaju visok stepen tačnosti. Pri ovakvim ispitivanjima, nije potrebno beležiti tok zakretnog momenta u funkciji ugla zakretanja, već je dovoljno vizuelno pokazivanje maksimalnog ugla zakretanja i maksimalnog zakretnog momenta.

Maksimalna vrednost ugla zakretanja vizuelno se prati na skali sa kazaljkom vezanom za ram opitnog stola i skalom sa podelom od 0,25°. Maksimalna vrednost zakretnog momenta prati se preko maksimalnog manometra za pritisak ulja u hidrauličnoj instalaciji za zakretanje opitnog stola.

Verifikaciona ispitivanja su relativno retka i obavljaju se pri tipskim ispitivanjima ili pri kontroli posle npr. remonta, pri vanrednim događajima i slično. Pri ovim ispitivanjima mora se registrovati tok zakretnog momenta u funkciji ugla zakretanja, tj. mora se kontinualno meriti ugao zakretanja i zakretni momenat.

Merna oprema potrebna za ova merenja je suviše skupa da bi se koristila samo za ovu svrhu i zahteva visokoobučeni kadar, pa je neophodno koristiti opremu koja ima univerzalnu primenu i montira se na opitni sto po potrebi.

Ugao zakretanja može da se meri pomoću davača radijalnog pomeranja izabrane tačke opitnog stola, na rastojanju r od ose obrtanja. S obzirom da se hod, saglasno rastojanju r, a zavisno od maksimalnog ugla zakretanja može birati u dosta širokim granicama, davač može da bude na bilo kom principu (kapacitivni, induktivni, otpornički...). Mora se obezbediti rezolucija koja odgovara najviše 0,05° ugla obrtanja i tačnost merenja u granicama do 3% od ψ_{maks} ($\psi_{maks} \geq 9°$).

Merenje zakretnog momenta obavlja se merenjem sila na klipnjačama cilindara za zakretanje, kao i sile kočenja srednjeg prstena ležaja. Ove sile mogu se meriti bilo mernim trakama, bilo posebnim davačima za sile koji se montiraju između cilindara i konstrukcije rama. U slučaju merenja davačima za sile dva davača treba da imaju opseg od ± 100 kN, a treći 10 kN.

Pri merenju potrebno je obezbediti rezoluciju koja odgovara najviše 0,1kNm zakretnog momenta i tačnost merenja u granicama do 3% od $M_{\psi maks}$.

Za navedena merenja, pored davača, potrebno je obezbediti:

– četvorokanalni dinamički merni most,

– PC računar sa AD karticom ili odgovarajući analizator i

– štampač ili pisač.

Oprema se koristi u fabričkim i uobičajenim terenskim uslovima.

8.4. Statička provera i baždaranje mernog sistema

Nakon montaže uređaja potrebno je obaviti statičku proveru čvrstoće. Ova provera treba da obuhvati najmanje:

– merenje napona na 10÷15 mernih mesta na ramu opitnog stola u najopterećenijim zonama prema statičkom proračunu čvrstoće i

– merenje ugiba u sredini i na krajevima rama.

Ova merenja obavljaju se pod teretnim vagonom poznate i što veće mase po obrtnom postolju (ne manje od 22,5 t, a najviše 55 t), sa rastojanjem osovina 1,8 m. Merenje se obavlja:

– pri utovaru vagona na obrtnu platformu, kada je oslonjena na četiri kraka;

– u mernom položaju kada je ram oslonjen na ležaj kraci oslobođeni.

Izmereni naponi treba da budu približno proporcionalni naponima u odgovarajućim slučajevima opterećenja iz proračuna. Najveći izmereni naponi moraju, preračunato na maksimalno osovinsko opterećenjue od 22,5 t da budu ispod dozvoljenih napona.

Ovaj način ispitivanja usvojen je s obzirom na činjenicu da JŽ još ne raspolažu vagonima ili lokomotivama sa osovinskim opterećenjem od 22,5 t.

Po ugradnji stola funkcionalno se ispituje hidraulična instalacija radi provere ispunjenja zadatih uslova definisanih u tački 5.

Provera tačnosti merenja ugla zakretanja i sila na bazi kojih se određuje zakretni moment obavlja se poređenjem sa uporednim merenjem pomoću odgovarajućih instrumenata, odnosno davača, većeg nivoa tačnosti od zahtevanih iz tačke 4.

9. Zaključak

Projekat opitnog stola za ispitivanje zakretnog momenta u potpunosti je definisao polazne osnove i zahteve za ispitivanje. Na osnovu toga rešena je konstrukcija opitnog stola i obavljen proračun čvrstoće, definisani su zahtevi za hidrauličnu i mernu opremu, na osnovu kojih se projekat može u potpunosti realizovati.

Do isteka roka za završetka projekta dobijena je ponuda na bazi tehničkih zahteva, za hidrauličnu opremu od potencijalnog isporučioca ("Prva petoletka", Trstenik). Kada se sredstva obezbede zainteresovani participanti, dobiće se svi relevantni podaci za ugradnju hidraulične opreme. S obzirom da se zahtevi iz ovog projekta mogu rešiti na više načina, vezne tačke za hidrauliku su samo načelno definisane.

LITERATURA

[1] Razvoj opitnog stola za ispitivanje zakretnog momenta Železničkih vozila, projekat br.I.5.0993, finansiralo je Ministarstvo za nauku i tehnologiju Republike Srbije, Mašinski fakultet, Beograd

[2] UIC 510-1

[3] Bericht uber die Durchfuhrung der Versuche mit dem Prototyp des Personennjagons JŽ, Typ Z, Serie AB, Institut Fur Eisenbahnforschungen, Praha, Juni 1985.

[4] HORE B12/RP10, Utrecht

Sistem za komandovanje vratima na železničkim putničkim kolima za brzine do 200 km/h

Časlav KOSTIĆ, PPT – industrijska pneumatika, Trstenik

Da bi sigurnost putnika pri vožnji bila maksimalna, potreban je sistem komandovanja vratima koji onemogućava ljudski faktor kao izvor potencijalne nesreće. Putnici mogu manipulisati ulaznim vratima na kolima Z, dok su ona u stanju mirovanja, dodirom u svetlosnu bravu koja je ergonomski vrlo prihvatljiva.

Kada voz krene, i dostigne brzinu veću od 5 km/h, vrata se automatski zatvaraju (ukoliko su bila otvorena) i zaključavaju.

Pri brzinama preko 50 km/h dolazi do potpunog blokiranja zatvorenog položaja vrata, tako da se ne dozvoljavaju nikakve mogućnosti njihovog otvaranja koje bi mogle da ugroze sigurnost putnika.

Da bi sve to bilo omogućeno, najpogodniji sistem je elektropneumatički, upravljan pomoću mikroprocesora. "Prva Petoletka" iz Trstenika proizvela je elektropneumatičke instalacije za komandovanje ulaznim, čeonim i vratima odeljka, čije su funkcije dokazane na ispitivanju po programima predviđenim međunarodnim UIC standardima, koji, između ostalog, predviđaju uticaj vibracija, udara, ekstremnih temperatura, vlažnost, nadmorskih visina, strujnih udara. Nakon verifikovanja razultata tipskih i serijskih ispitivanja "Prvoj Petoletki" je Komisija ZJŽ dala upotrebnu dozvolu za serijsku proizvodnju instalacija koje će se ugrađivati na kolima za brzine do 200 km/h.

Opis funkcije elektropneumatičke instalacije ulaznih vrata.

Elektropneumatička instalacija (sl.1) mora da zadovolji sledeće funkcije vrata:

- otvaranje
- zatvaranje
- blokiranje
- blokiranje u nuždi
- daljinsko zatvaranje vrata

a) Otvaranje vrata

Komanda za otvaranje je smeštena sa spoljne i unutrašnje strane vrata i izvodi se uz pomoć svetlosnih tastera. Aktiviranjem magnetnog ventila Y1 sabijeni vazduh dolazi u cilindar Z4 koji odbravljuje vrata i u cilindar Z1 koji kretanjem klipnjača ka uvučenom položaju otvara vrata.

b) Zatvaranje vrata

Deaktiviranjem magnetnog ventila Y1 i aktiviranjem magnetnog ventila Y2 sabijeni vazduh dolazi u gornju komoru cilindra Z1 i dovodi klipnjaču u izvučeni položaj, čime se zatvaraju vrata.

c) Blokiranje vrata

Blokiranje zatvorenog položaja vrata je višestruko. Kada klipnjača cilindra Z1 dođe u izvučeni položaj (vrata zatvorena), istovremeno se i na cilindru Z3 uvlači klipnjača koja aktivira razvodnik S4, a ovaj preko cilindra Z2.1 i Z2.2 automatski blokira vrata.

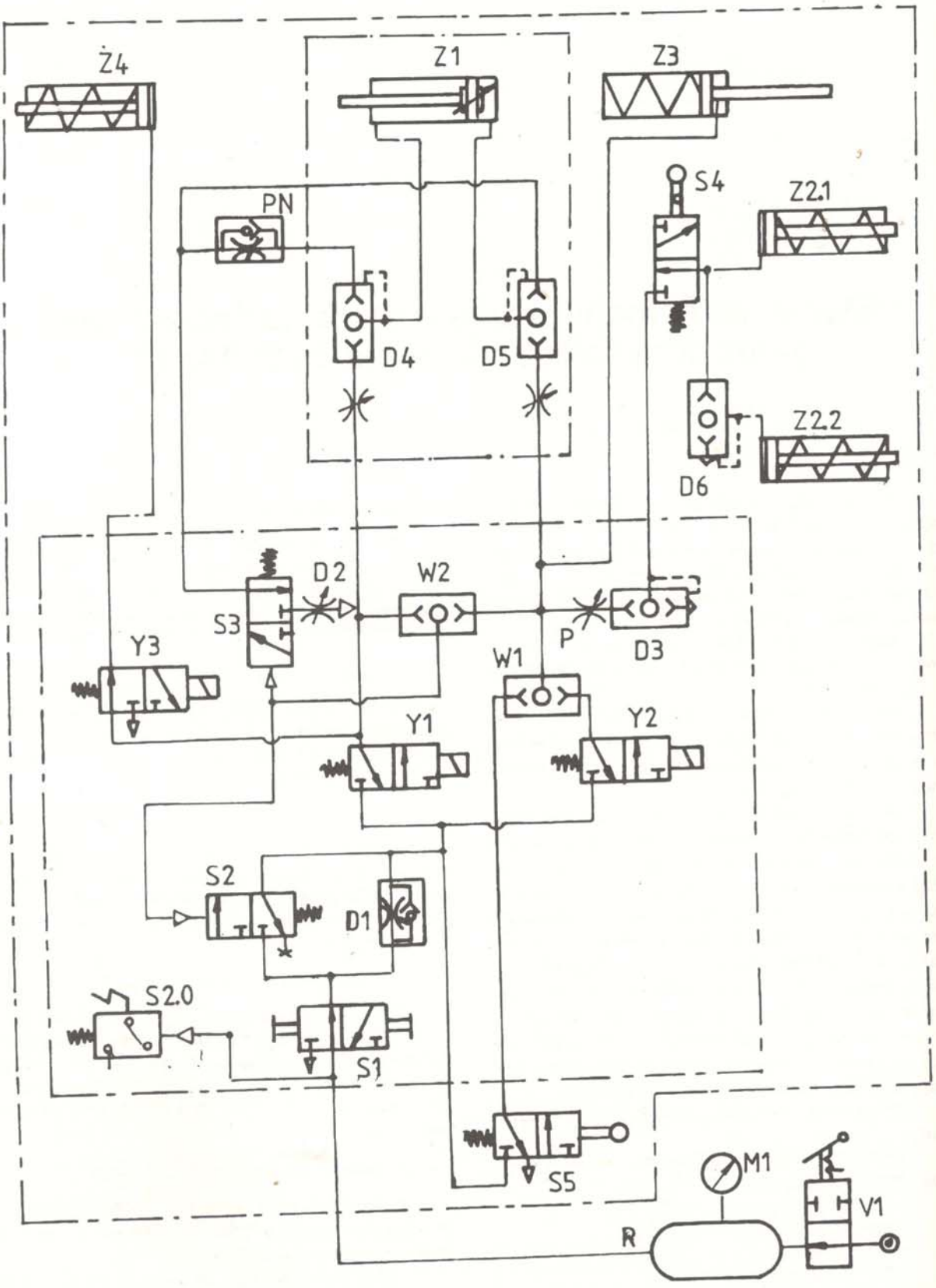
d) Blokiranje vrata u nuždi

Ukoliko otkaže komanda za zatvaranje vrata, blokada se može obaviti ručno pomoću četvrtke aktiviranjem razvodnika S5. Posledica aktiviranja razvodnika S5 je uvlačenje klipnjače Z3, aktiviranje razvodnika S4 i izvlačenje klipnjače na cilindrima Z1, Z2.1 i Z2.2, čime se vrata zaključavaju.

e) Daljinsko zatvaranje vrata

Aktiviranjem električnog prekidača uključuje se baterijski napon na električnim vodovima. Time se aktivira magnetni ventil za zatvaranje vrata Y2.

Posledica aktiviranja magnetnog ventila Y2 je uvlačenje klipnjače cilindra Z3, aktiviranjem razvodnika S4


Ž4
Z1
Z3
S4
Z2.1
PN
D4
D5
Z2.2
D6
D2
W2
S3
P
D3
Y3
W1
Y1
Y2
S2
D1
S2.0
S1
S5
M1
V1
R

i izvlačenje klipnjača na cilindrima Z1, Z2.1 i Z2.2, čime se vrata zaključavaju.

f) Podešavanje pneumatike

Magnetni ventili Y1, Y2 i Y3 rade pri radnom pritisku od 0 do 8 bar i pri radnom naponu 24 VDC (sa tolerancijom ±30%) sa ugrađenom diodom (u konektoru) za zaštitu od prenapona. Nominalni pritisak u instalaciji je 6 bar i može da varira od 3,5 do 8 bar.

g) Zaštita od prignječenja

Kada vrata pri zatvaranju naiđu na prepreku, promena pritiska na šuplji gumeni profil, ugrađen na prednjoj ivici vrata, aktivira senzor koji posebno aktivira elektromagnetni ventil Y1 koji dovodi klipnjaču cilindra Z1 u uvučeni položaj, čime se vrata vraćaju u otvoreni položaj.

Delovanje senzora isključuje se neposredno pre krajnjeg, zatvorenog položaja pomoću graničnog prekidača koji se tada aktivira i prekida vezu sa upravljačkom vremenskom jedinicom.

h) Komponente koje sadrži elektropneumatička instalacija

U pneumatičkoj instalaciji nalaze se dve potpuno iste instalacije za komandovanje levim i desnim ulaznim vratima. Jedna instalacija sadrži sledeće pneumatičke komponente:

– ručna slavina S1 za dovođenje sabijenog vazduha u instalaciju i za njeno pražnjenje u slučaju popravki

– pneumatički razvodnik S2 zajedno sa prigušno–nepovratnim ventilom D1 služe za punjenje i pražnjenje cilindra Z1

– razvodnik sa točkićem i polugom S5 aktivira se ručno pomoću četvrtke i služi za fiksiranje cilindra Z1 u položaj izvučene klipnjače

– elektromegnetni ventil Y1 komanduje uvlačenje klipnjače u cilindar Z1, čime se otvaraju vrata

– elektromagnetni ventil Y2 komanduje izvlačenje klipnjače iz cilindra Z1, čime se zatvaraju vrata

– elektromagnetni ventil Y3 komanduje cilindru Z4 koji zabravljuje vrata u zatvorenom položaju

– razvodnik S3, prigušni ventil D2, prigušno–nepovratni ventil PN zajedno sa prigušno–brzoispusnim ventilima D4 i D5 služe za usporavanje kretanja klipnjače cilindra Z1

– cilindar Z1 služi za zatvaranje i otvaranje vrata i ima mogućnost amortizovanja brzine kretanja klipnjače blizu krajnjih položaja

– cilindar kratkog hoda Z3 služi za aktiviranje razvodnika S4 koji komanduje cilindrima Z2.1 i Z2.2

– prigušno–brzoispusni ventil D3, kao i brzoispusni ventil D služe za sporo aktiviranje i za brzo deaktiviranje cilindara Z2.1 i Z2.2

– duplonepovratni ventil W1 omogućuje biranje impulsa ili od magnetnog ventila Y2 ili od razvodnika za zaključavanje S3

– duplonepovratni ventil W2 omogućuje komandovanje ventilima S2 i S3 elektromagnetnim ventilom Y1, ili elektromagnetnim ventilom Y2

– pritisni prekidač S2.0 je naštelovan da drži električni signal kada je pritisak u instalaciji veći od 3,5 bar.

Pneumatički vodovi su od poliamida 11 za cev 08/6 i od polietilena za cev 05.3.

Osnovi projektovanja uređaja za protivkliznu zaštitu

Vladimir ALEKSANDROV, dipl. maš. inž.

Uvod

Jedan od važnijih zadataka kod projektovanja železničkih vozila je projektovanje takvog sistema kočnice koji će obezbediti zaustavljanje vozila iz maksimalne brzine kretanja na što kraćem zaustavnom putu. Rešenje ovog zadatka vezano je za najbolje iskorićenje sile adhezije između točkova i šina u procesu kočenja. Međutim, određivanje graničnih uslova iskorišćenja adhezije za efektivno kočenje bez proklizavanja točkova po šinama je složen zadatak.

S obzirom na to da postoji mnogo faktora koji utiču na silu adhezije, a čiji se uticaj ne može tačno definisati, prihvaćeno je da se njena vrednost ocenjuje koeficijentom adhezije, koji se određuje eksperimentalnim putem.

U železničkoj praksi u svetu postoji puno protivurečnih podataka, kako o kvalitativnim, tako i o kvanititativnim zavisnostima koeficijenta adhezije. Obradom eksperimentalnih podataka utvrđeno je da koeficijent adhezije kvalitativno zavisi od osovinskog opterećenja i brzine kretanja vozila, kao i od stanja površina šina.

Na osnovu rezultata obrade eksperimentalnih podataka, uzimajući u obzir prirodnu zaprljanost površina šina, predlaže se sledeći empirijski obrazac za određivanje proračunske vrednosti koeficijenta adhezije:

$$\psi = 0{,}21 \cdot \frac{v+200}{3v+200} \cdot \frac{P+100}{4P+100} \qquad (1)$$

gde je

v (km/h) – brzina kretanja voza

P (t) – osovinsko opterećenje

Koeficijenti trenja kočnih papuča od različitih frikcionih materijala određuju se po sledećim empirijskim obrascima:

– za papuče standardnih veličina od sivog liva

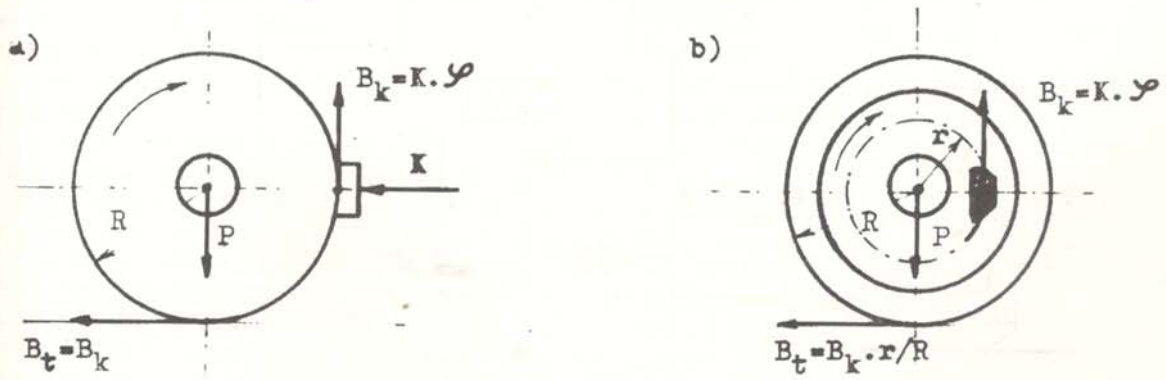
$$\varphi = 0{,}6 \cdot \frac{16K+100}{80K+100} \cdot \frac{v+100}{5v+100} \qquad (2)$$

gde je

K (t) - sila pritisaka na papuču

v (km/h) - brzina kretanja voza

– za papuče od sivog liva sa povećanim sadržajem fosfora (primenjuju se kod motornih vozova i putničkih kola)



Slika 1 Stvaranje kočne sile kodkočnice

a) sa papučama b) sa kočnim diskom

$$\varphi = 0{,}43 \cdot \frac{16K+100}{32K+100} \cdot \frac{v+100}{6v+100} \quad (3)$$

– za papuče od kompozitivnih materijala

$$\varphi = 0{,}44 \cdot \frac{K+20}{4K+24} \cdot \frac{v+150}{2v+150} \quad (4)$$

Razmotrimo sada uzajamno dejstvo sila kod kočenja osovinskog sklopa kočnicom sa papučama i disk – kočnicom, prikazana na slici 1.

Pošto su oba točka vezana kruto osovinom, to sve što se dešava sa jednim točkom, istovremeno se odnosi i na drugi točak. U tom slučaju sila

$$B_k = 2K \cdot \varphi \quad (5)$$

stvara kočni momenat

$$M_T = 2K \cdot \varphi \cdot R$$

Ovaj momenat, stvoren unutrašnjim silama, ne može sam po sebi proizvesti kočenje vozila, zbog toga su, kao što je poznato iz mehanike, potrebne spoljne sile. Kočni momenat MT pri normalnom obrtanju osovinskog sklopa uravnotežava se momentom BTR, gde je BT sila reakcija koja se javlja u tački dodira točka sa šinom, opterećen silom P – dela mase vozila koja otpada na jedan osovinski sklop (računajući i masu osovinskog sklopa).

Iz jednakosti momenata za kočnicu sa papučama

$$2K \cdot \varphi \cdot R = B_T \cdot R$$

sledi

$$2K \cdot \varphi = B_T, \text{ tj. } B_T = B_k, \quad (6)$$

a za disk – kočnicu

$$B_k \cdot r = B_T \cdot R, \text{ tj. } B_T = B_k \cdot \frac{r}{R} \quad (7)$$

U slučaju proklizavanja je

$$B_T = \psi \cdot P \quad (8)$$

gde je

ψ – koeficijent trenja klizanje točka po šini.

Za obezbeđenje kočenja bez proklizavanje sila BT ne sme preći maksimalno moguću silu adhezije $B_{T\,(maks)} = \psi \cdot P$, tj. treba obezbediti uslov (za kočnicu sa papučama)

$$B_T = K \cdot \varphi \cdot R \le \psi \cdot P \cdot R, \text{ tj. } \frac{K}{P} \le \frac{\psi}{\varphi} = \delta \quad (9)$$

odnosno (za disk – kočnicu)

$$B_T = K \cdot \varphi \cdot r \le \psi \cdot P \cdot R \cdot \text{ tj. } \frac{K \cdot r}{P \cdot R} \le \frac{\psi}{\varphi} = \delta \quad (10)$$

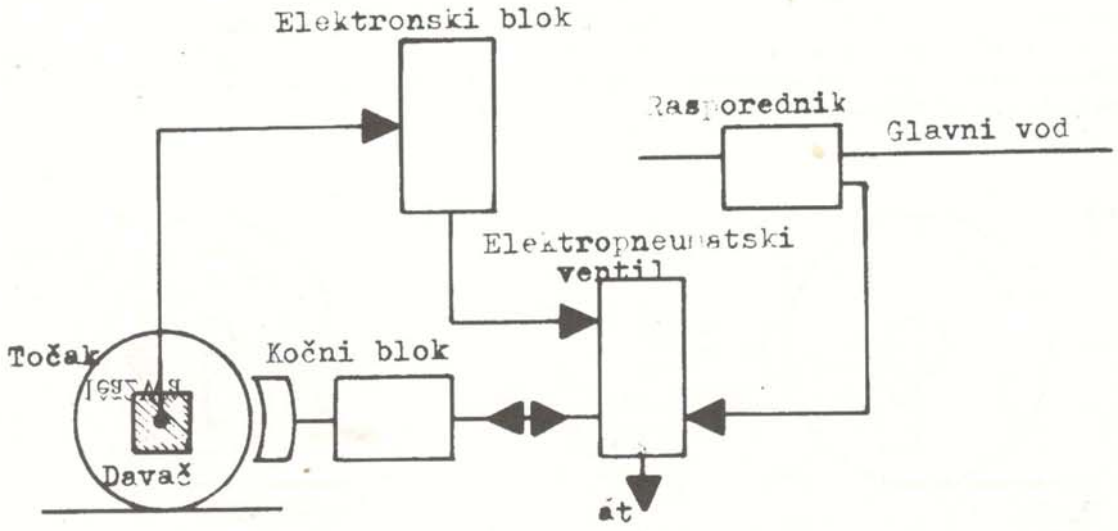
gde je

δ – tzv.koeficijent kočne sile.

Koeficijent kočne sile za celo vozilo, izražen u procentima, naziva se kočensot vozila. Kočensot je, dakle, procentualni odnos sile pritiska svih papuča na točkove i mase vozila kod kočnice sa papučama, a kod disk – kočnica taj isti odnos pomnožen sa odnosom poluprečnika površine trenja diska i poluprečnika točka. Inače, u oba slučaja to je odnos koeficijenta trenja između točka i šine i koeficijenta trenja između papuče i točka, odnosno kočnog umetka i diska.

Koeficijenti trenja između točka i šine zavisi od brzine vozila i osovinskog pritiska, a koeficijent trebnja između papuče i točka od brzine vozila i sile pritiska na papuče. Oba koeficijenta zavise i od stanja zaprljanosti taručih površina, posebno koefcijent adhezije, koji se kreće u granicama od 0,03 do 0,30. Značajan uticaj na adheziju ima prisustvo ulja, nafte i vlage (rosa, inje i sl.) na šinama. Koeficijent trenja između šine i točka menja se ne samo u zavisnosti od godišnjeg doba, već i u toku dana.

Zbog promenljivosti koeficijenta trenja, čak i kada je kočnica dobro proračunata u eksploataciji može doći do blokiranja točkova (klizanja točkova po šinama) sa svim štetnim posledicama (pregrevanje i lokalno habanje, tj. stvaranje tzv. ravnih mesta na površini kotrljanja točkova).



Slika 2. Principska šemaprotivklizne zaštite

Zato se na železničkim vozilima postavljaju posebni protivklizni uređaji (uređaji PKZ) kao zaštita točkova od proklizavanja.

1. Princip rada uređaja za protivkliznu zaštitu

Iako relativno dobro poznat, prisetimo se, ipak, kako radi uređaj PKZ.

Na slici 2 prikazana je principska šema uređaja PKZ.

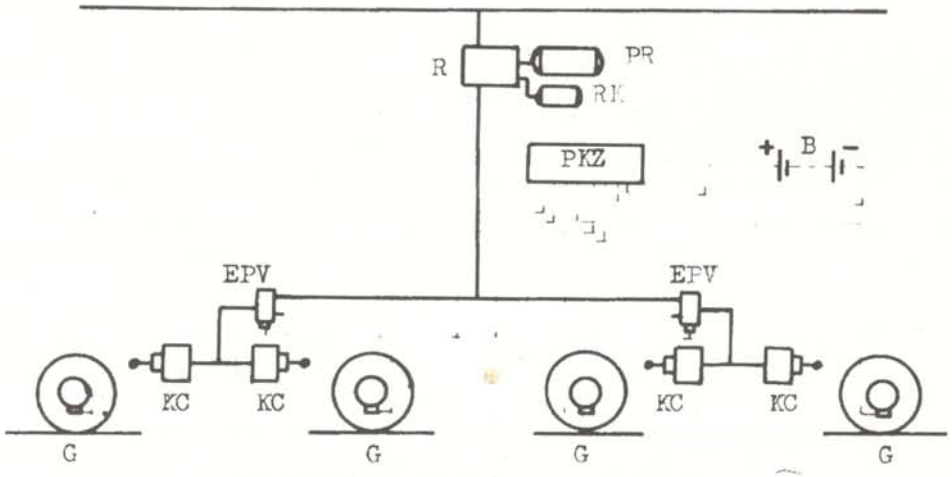
Davači sa čela svake osovine šalju električne impulse u elektronski blok koji ih obrađuje i ako neki osovinski sklop prokliže zbog prevelike sile pritiska papuča na točkove, šalje poseban impuls u elektropneumatski ventil uređaja PKZ, koji ispušta vazduh iz vodova kočnih cilindara u atmosferu. Time se smanji pritisak u kočnom cilindru, a ujedno i sila na kočnoj papuči, te se točak opet počne obrtati. Dopunjavanje kočnog cilindra zbijenim vazduhom obavlja se iz glavnog voda preko rasporednika.

Na slici 3 prikazana je šema veze (pneumatska i električna) elemenata uređaja PKZ sa izvršenim organima kočnice.

Na slici 4 prikazan je princip regulacije kod zaštite od proklizavanja.

Obrada podataka koji se prikupljaju od svake osovine (brzina, ubrzanje ili usporenje), kao i upoređivanje brzine osovine obavlja se u elektronskom (ili mikroprocesorskom) bloku PKZ prema unapred zadatom programu.

Na početku kočenja povećavaju se stalno pritisak u kočnom cilindru (p) i usporenje (-a). U nekom trenutku (t1) usporenje postiže graničnu vrednost ($-a_1$), a pritisak u kočnom cilindru održava se konstantnim. Kod veoma nepovoljne adhezije (nizak koeficijent adhezije) usporenje se i dalje povećava i u tački (t_2) postiže prag usporenja ($-a_2$). U tom trenutku se aktivira elektropneumatski ventil EPV koji ispušta vazduh iz kočnog cilindra u atmosferu i pritisak u kočnom cilindru se smanjuje postepeno do trenutka (t_3), a nadalje održava konstantnim. U tom periodu smanjuje se usporenje osovine i prelazi postepeno u ubrzanje. Kako bi se brzina osovine održala u optimalnoj veličini, upuštanjem vazduha iz pomoćnog rezervoara preko rasporednika i EPV u kočni cilindar, pritisak ukočnom cilindru se povećava od tačke (t_4), pa nadalje, Od tačke (t_5) ponovo se u potpunsoti koči, pošto je ubrzanje prekoračilo kritičnu vrednost praga (+a) itd. Elektronski blok PKZ automatski kontroliše sve ove funkcije.



Slika 3. Elektropneumatska šema protivklizne zaštite

GV – glavni vod
R – rasporednik
PR – pomoćni rezervoar
RK – radna komora
PKZ – elektronski blok
B – akumulator
EVP – elektropneumatski ventil
KC – kočni cilindar
G – generator

2. Habanje Površine kotrljanja točkova kod proklizavanja

Kod blokiranja osovinskog sklopa u procesu kočenja, u zoni dodira točka sa šinom dolazi do intenzivnog izdvajanja toplote usled visokog pritiska. Zagrevanje može veoma brzo dostići temperaturu topljenja materijala točka, a proces proklizavanja odvija se habanjem otopljenih slojeva metaka, tj. stvaraju se tzv. ravna mesta.

Jedna od važnijih karakteristika koja određuje uslove uzajamnog odnosa točka i šine kod daljeg kotrljanja točka jesta dubina pohabanog dela točka – dubina ravnog mesta.

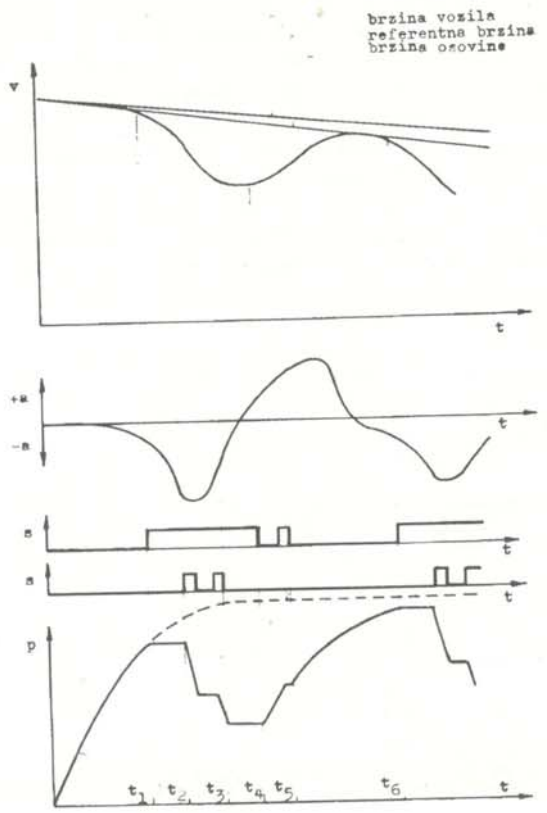
Ako pretpostavimo da je glava šine ravna površina, a površina kotrljanja točka cilindrična površina (vidi sliku 5), jednačina koja povezuje površinu (S) i dubinu ravnog mesta (h), mož se napisati u obliku

$$S = 2 \cdot \delta_k \cdot \sqrt{h(2K-h)} \qquad (11)$$

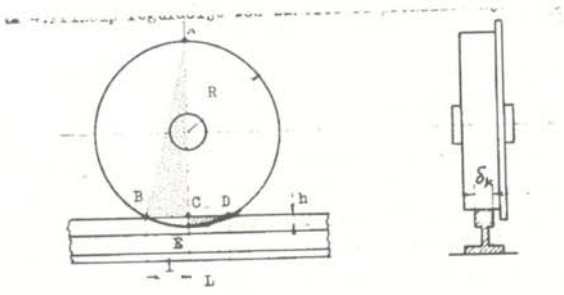
gde je

δ_k – širina ravnog mesta na površini kotrljanja

Jednačina (11) proizilazi iz sličnosti trouglova ACB i DCE kako sledi.



Slika 4. Princip regulacije kod zaštite od proklizavanja



Slika 5. Geometrija dodira šine i točka sa ravnim mestom

$\Delta ACB \sim \Delta DCE$

Kako je

$S = L \cdot \delta_k$, a $L = 21$

i kako je iz sličnosti trouglova

$\frac{\overline{AC}}{\overline{BC}} = \frac{\overline{CD}}{\overline{CE}}$, tj. $\overline{AC} = 2R-h$, a posto je $\overline{CD}=1$

to sledi

$\frac{2R-h}{1} = \frac{1}{h}$, odnosno $h(2R-h) = 1^2$, tj. $1=\sqrt{(2R-h)}$,

pa je

$S=L\cdot\delta_k=2\cdot 1\cdot\delta_k$, odnosno $S=2\delta_k\cdot\sqrt{h(2R-h)}$

Pošto materijali točka i šine imaju, praktično, jednake koeficijente provodljivosti toplote, specifičnu težinu i specifičnu toplotu, a Furijeov broj je Fo=0, moguće je privhatiti da će se toplota koja se javlja na mestu dodira šine i točka ravnomerno raspoređivati na točak i šinu. Prema tome, privhatimo da točak prima polovinu količine toplote koja se razvija kod trenja

$$q_a = \frac{\varphi \cdot P \cdot v}{2AS} \qquad (12)$$

gde je

φ – koefcijent trenja klizanja blokiranog točka

A – toplotni ekvivalent mehaničkog rada

Vratimo se, za trenutak, na tvrdnju da je Furijeov broj Fo=0.

Za proces zagrevanja točkova usled kočenja papučama karakteristične su male vrednsoti Furijeovog broja, koji se izračunava po obrascu

$$F_o = \frac{a \cdot t_b}{R^2},$$

gde je

$a = \frac{\lambda}{\gamma \cdot c}$ – koeficijent provodljivosti toplote

λ – koeficijent prolaza toplote

γ – specifična težina materijala točka

c – specifična toplota točka

t_b – vreme kočenja

R – poluprečnik točka

Tako je, na primer, za t_b=6o s, λ=43 W/mK, γ =7850 kg/m^3, c=460 J/kg i R=0,5 m:

Fo = 0,00286 ≈ 0

Čak i kod dužnih kočenja (t_b=30 min. = 1800 s) je F_o=0,0855

Nastavimo sada sa teorijom habanja točkova kod proklizavanja.

Uticaj dodira točka sa hladnom šinom uzima se u obzir preko koeficijenta predaje toplote α, koji se može uzeti

$\alpha = 2300\ ^{W}/_{m^2}\,^{o}C$.

Treba napomenuti da je ovo uslovna veličina jer, u stvari, predaja toplote sa točka na šinu zavisi od toplotne provodljivosti. Pri tome se u zoni dodira ostvaruje ista temperatura točka i šine, a s tim što temperatura šine brzo opada na malom rastojanju od površine glave šine.

Kod ustaljenog procesa kočenja sa konstantnom brzinom (kočenje na padovima radi regulisanja brzine), porast temperature na površini kotrljanja točka može se izračunati po obrascu (1):

$$\Delta\tau_p = \frac{q_a}{\xi \cdot \alpha} \cdot (1 - e^{-2\frac{\xi \cdot \alpha}{\sqrt{\pi} \cdot \lambda \cdot J \cdot c} \cdot š\sqrt{t}}) \qquad (13)$$

gde je

ξ – koeficijent jednak odnosu površine točka koja se hladi i površine točka koja se zagreva.

Rešavanjem jednačina (11), (12) i (13) dobijamo dubinu istrošenja točka kod kretanja sa klizanjem sa konstantnom brzinom

$$h = R - \sqrt{R^2 - E^2} \qquad (14)$$

gde je

$$E = \frac{\varphi \cdot P \cdot v}{4A \cdot \delta_k \cdot \alpha \cdot \Delta\tau_p}(1 - e^{-2\frac{\alpha}{\sqrt{\pi} \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c} \cdot \sqrt{t}}) \qquad (15)$$

gde je

$\Delta\tau_p$ – porast temerature u zoni dodira, kod koje dolazi do intenzivnog habanja točka

Kod toplotnog proračuna magnetske šinske kočnice i habanja točkova kod njihovog blokiranja, koeficijent provodljivosti temperature je konstantan (α =const.) za razliku od procesa zagrevanja točkova kod kočenja kada se ovaj menja (opada) linearno. Za slučaj zagrevanja točkova kod klizanja jednačina za proračun porasta temperature na površini kotrljanja točka glasi(3):

$$\Delta\tau_p = \frac{q_a}{\xi\cdot\alpha}\cdot$$

$$[1-\frac{t}{t_b}+\frac{\pi\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}{2\xi^2\cdot\alpha^2\cdot t_b}-(1+\frac{\sqrt{P_i\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}}{\xi\cdot\alpha\cdot t_b}\cdot\sqrt{t}+\frac{\pi\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}{2\xi^2\cdot\alpha^2\cdot t_b})]$$

$$\cdot e-2\cdot\frac{\xi\cdot\alpha\cdot\sqrt{t}}{\Pi\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}\acute{c} \qquad (16)$$

Rešavanjem jednačina (11), (12) i (16) za =1 dobijamo dubinu habanja točka kod kretanja klizanjem u procesu kočenja do zaustavljanja iz početne brzine (na primer, kod zaustavnog i prinudnog kočenja) po obascu

$$h = R - \sqrt{R^2 - E_1^2} \qquad (17)$$

gde se E_1 izračunava po obrascu

$$E_1 = \frac{\varphi\cdot P\cdot v}{4A\cdot\delta_k\cdot\alpha\cdot\Delta\tau_p}\cdot[1-\frac{t}{t_b}+\frac{\pi\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}{2\alpha^2\cdot t_b}-$$

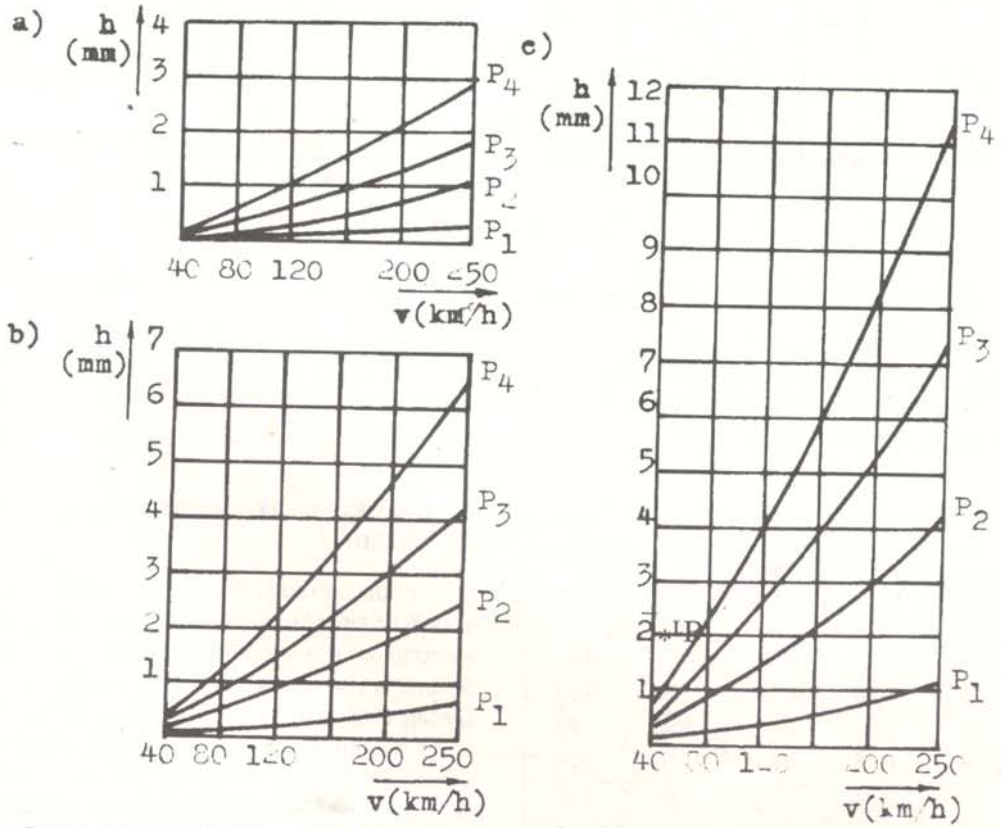
$$(1+\frac{\sqrt{\pi\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}}{\alpha\cdot t_b}\cdot\sqrt{t}+\frac{\pi\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}{2\cdot t_b\cdot\alpha^2})\cdot e-2\cdot\frac{\alpha\cdot\sqrt{t}}{\sqrt{\pi\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}}] \qquad (18)$$

Kako je proces habanja točka kod klizanja nepovratan, kod proračuna po obrascima (17) i (18) vreme (t) treba uzimati jednako vremenu kočenja samo do dostizanja maksimalnog toplotnog habanja (h), koje nastupa nešto pre zaustavljanja ($t < t_b$). Maksimumu funkcije (18) odgovara vreme t=t. Kod većih vrednosti vremena (t) kod proračuna veličine habanja (h) treba stavljati t=t' i habanje točka usled klizanja kod zaustavnog i prinudnog kočenja određivati prema jednačini (17) stavljajući u jednačinu (18) t=t'.

Veličina t' određuje se iz jednačine

$$\frac{\alpha}{\pi\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}\cdot\frac{t'b}{\sqrt{t'}}+1=e\,2\cdot\frac{\alpha}{\Pi\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}\acute{c}\cdot\sqrt{t'} \qquad (19)$$

Na slici 6a,b,c prikazani su rezultati proračuna habaja točka po obrascima (14) i (15) pri kretanju s konstantnom brzinom na deonici pruge od 1.000 m u stanju klizanja i pri različitim pritiscima po točku (P_1=3 t,P_2=6 t,P_3=8 T i P_4=10 t). Svaka familija krivih odgovara određenom koeficijentu klizanja (φ); za krive (a) S=0,010, za (b) φ=0,015, za (c) φ=0,020.



Slika 6a, b, c. Dubina ravnog mesta "h" na točku pri kretanju klizanjem na deonici od 1000 m u zavisnosti od pritiska po točku i koeficijenta trenja klizanjem točka po šini:

a–0,010 b–0,015 c–0,020

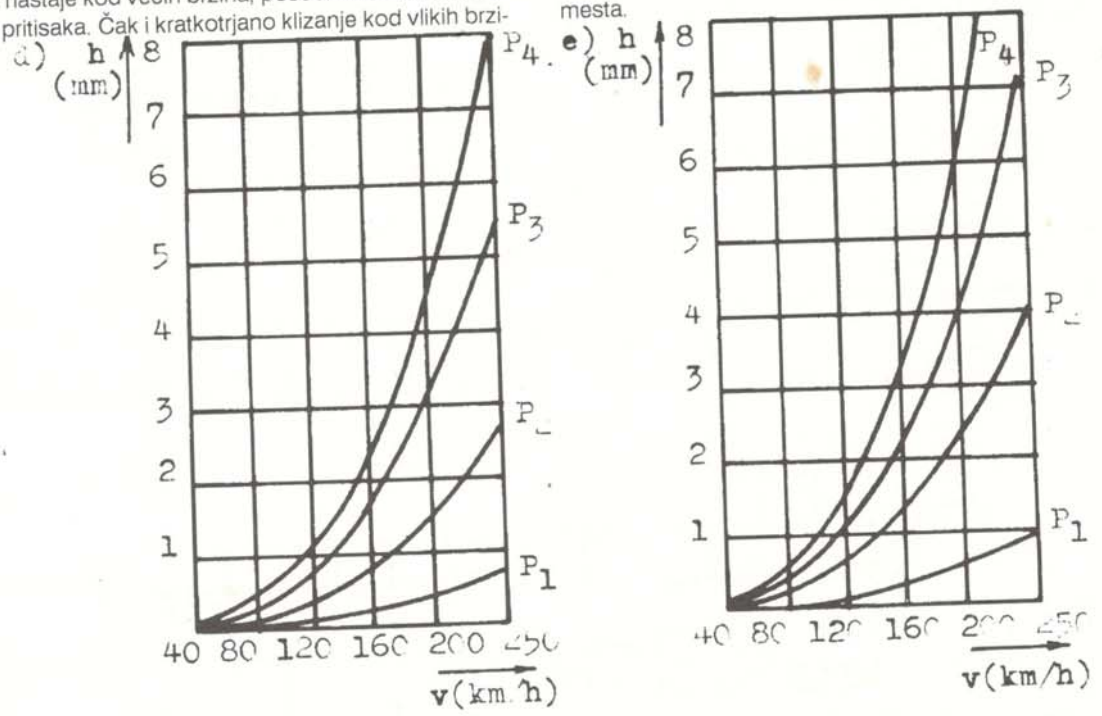
P1 = 3t P2=6t P3 = 8 t P4 =10t

Na slici 6d,e prikazane su analogne krive za slučaj klizanja točka kod zaustavnog i prinudnog kočenja iz različitih početnih brina, dobijene proračunom po obrascima (17) i (18).

Podaci iz grafikona, konstruisani su δ_k=0,05 m i R=0,5 m, pokazuju da nagli porast habanja točka kod klizanja nastaje kod većih brzina, posebno kod većih osovinskih pritisaka. Čak i kratkotrjano klizanje kod vlikih brzi-

Kod klizanja osovinskog sklopa habanja levog i desngo točka može biti i različito, u zavisnosti od koeficijenta trenja, tj. od stanja šina.

Ako ravno mesto na površini kotrljanja točka ima veću širinu od δ_k=0,05 m, veličinu iz grafikona treba korigovati množenjem sa $(\frac{\delta_k}{\delta})^2$, gde je δ – stvarna širina ravnog mesta.



Slika 6d, e. Dubina ravnog mesta "h" na točku kod zaustavnog i prinudnog kočenja (φ = 0,02) u zavisnosti od početne brzine "blokiranja i usporenja:
d–1,2 m/s^2 e – 0,65 m/s^2

na može dovesti do ozbiljnih oštećenja točkova. Zbog toga je neophodno vozove velikih brzina obavezno opremati uređajima za protivkliznu zaštitu.

Tabela 1

Brzina kretanja blokiranog točka (km/h)	Dubina habanja točka u (mm) kod osovinskog pritiska u (t)			
	6 t	12 t	16 t	20 t
40	0,05	0,15	0,25	0,40
60	0,06	0,35	0,50	0,80
80	0,10	0,45	0,80	1,25
100	0,15	0,65	1,15	1,75
120	0,20	0,80	1,50	2,30
140	0,25	1,05	1,80	2,90
160	0,30	1,25	2,20	3,45
180	0,40	1,50	2,60	4,25
200	0,45	1,70	3,00	4,70
250	0,60	2,40	4,20	6,40

U eksploatacionim uslovima za klizanje na deonici 1.000 m sa konstantnom brzinom, dubina habanja točka može se orijentaciono uzimati prema tabeli 1.

3. Karakteristike uređaja za protivkliznu zaštitu

Pouzdan rad kočnica u oblasti velikih brzina, sposobnih da kinetičku energiju voza pretvaraju u toplotnu sa intenzitetom koji je određen uslovima dodira točkova sa šinama, a znatnoj meri zavisi od prisustva i karakteristika urešaja PKZ. U slučaju nedovoljne adhezije između točka i šine značajno raste brzina njihovog relativnog proklizavanja i dolazi do intenzivnog izdvajanja toplote u zoni dodira. Jedan od osovnih zadataka proračuna uređaja PKZ je određivanje maksimalne dopuštene brzine proklizavanja točka po šini, pri kojoj još uvek ne dolazi do oštećenja točka. Ova karakteristika je polazna kod određivanja brzine dejstva uređaja PKZ.

Kod porasta brzine prokilizavanja točka po šini toplota i temparatura u zoni dodira ne sme prelaziti određenu

veličinu. U protivnom, dolazi do promene jačine materijala točka i do njegovog smicanja u zoni dodira, ili do stvaranja ravnih mesta. Ako površinu dodira točka sa šinom označimo sa FR, relativnu brzinu klizanja sa Vk, količinu toplote u zoni dodira točka i šine možemo odrediti pomoću jednačine (1):

$$q_R = 0{,}5\,\frac{P\cdot\varphi_k\cdot v_k\cdot k_d}{A\cdot F_R} \qquad (20)$$

gde je

0,5 – koeficeijent raspodele toplote između točka i šine u zoni dodira

k_d – koeficijent dinamičkog preopterećenja točka

Kako je promena brzine klizanja neke tačke na površini kotrljanja točka u početku procesa proklizavanja relativno mala, temperatura u zoni dodira može se izračunati po obrascu (3)

$$\Delta\tau_p = \frac{q_a}{\xi\cdot\alpha}\cdot(1-e^{-2\frac{\xi\cdot\alpha}{\sqrt{\pi}\cdot\lambda\cdot c}\cdot\sqrt{t}}) \qquad (21)$$

tj. po obrascu za ustaljeno kočenje sa konstantnom brzinom.

Uzimajući da je

$$t = \frac{L_k}{v - v_k}$$

i zamenom ove vrednosti u jednačini (21) dobijamo

$$\Delta\tau_p = \frac{0{,}5\cdot P\cdot\varphi_k\cdot v_k\cdot k_d}{A\cdot F_R\cdot\alpha}\cdot(1-e^{-2\frac{\alpha}{\sqrt{\pi}\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}\cdot\sqrt{\frac{L_k}{v-v_k}}}) \qquad (22)$$

gde je

L_k – dužina podužne ose površine dodira točka sa šinom

v – brzina vozila pri kojoj dolazi do proklizavanja

Kod proračuna procesa proklizavaja točka, eksponent stepena (e) obično nije veći od 0,01. U tom slučaju izraz u zagradi jednačine (22) je praktično jednak eksponatu stepena (e) uzeto sa znakom (+) i rešenje jednačine (22) se, sa dovoljnom tačnošću, može dobiti u obliku

$$v_k = \frac{-1+\sqrt{1+4N\cdot v\cdot\varphi_k}}{2N\cdot\varphi_k^2} \qquad (23)$$

gde je

$$N = \left(\frac{R\cdot k_d\cdot\sqrt{L_k}}{A\cdot F_R\cdot\Delta\tau_p\cdot\sqrt{\pi}\cdot\lambda\cdot\gamma\cdot c}\right)^2 \qquad (24)$$

Iz jednačine (23) i (24) određuje se brzina relativnog prokilizavaja točka po šini, kod koje se uređaj PKZ mora uključiti i ograničiti povećanje temperature u zoni kontakta (formula). Kod ove brzine neophodno je izračunati vreme reagovanja uređaja PKZ mereno od početka proklizavanja, tj. od početka usporenja obrtanja osovinskog sklopa:

$$t_s = \frac{v_k\cdot I}{(b_t-\varphi_k)\cdot Q\cdot r^2} \qquad (25)$$

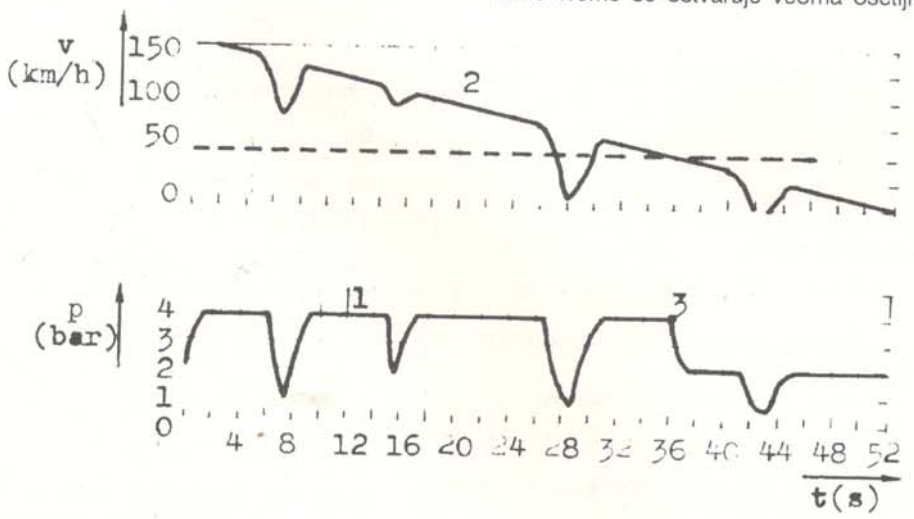
gde je

I - moment inercije osovinskog sklopa i svih obrtnih masa na njemu.

Iz jednačina (23), (24) i (25) sledi da karakteristike uređaja PKZ zavise od osovinskog pritiska (Q), prečnika točka (r), dužine dodirne površine (L_k), površine dodira točka sa šinom (F_R), koeficijenta dinamičnosti (k_d) i vrste kočnice.

Kod kočenja sa papučama, posebno sa papučama od kompozitnih materijala koje izazivaju povećano zagrevanje površine kotrljanja točka, PKZ mora da bude veoma osetljiva. Njenu osetljivost treba računati za slučaj pojave klizanja kod maksimalno zagrejanih površina kotrljanja točkova. Kod velikih ugaonih brzina točkova dopuštaju se nešto veće brzine relativnog proklizavanja, pošto se svaka tačka na površini točka nalazi u dodiru sa šinom veoma kratko.

Proračuni pokazuju da je maksimalna brzina dejstva PKZ potrebna u slučaju relativno niskih koeficijenata trenja klizanja točka po šini. Pri tome, vreme od početka proklizivanja točaka do njegovog raskočivanja ne treba da bude veće od 0,5 do 0,6 sekundi. Kod savremenih uređaja PKZ takvo vreme se ostvaruje veoma osetljivim osovinskim



Slika 7. Dijagram promene brzine obrtanja osovinskog sklopa i pritiska u kočnom cilindru pri radu uređaja za protivkliznu zaštitu

davačima, koji dejstvuju na ispusne ventile kočnih cilindara i koji imaju velike poprečne preseke ispusnih otvora.

4. Osnovi projektovanja uređaja za protivkliznu zaštitu

Kao što je već rečeno, uređaj PKZ, bilo kog tipa, treba da spreči stvaranje ravnih mesta na površini kotrljanja točkova i da spreči značajno povećanje zaustavnog puta kod kočenja, do čega može doći usled kratkovremenog pada pritiska u kočnom cilindru kod prelaza osovinskog sklopa iz režima obrtanja u režim klizanja po šinama. Normalan rad uređaja PKZ pri veoma nepovoljnom stanju površina šina prikazan je dijagramima na slici 7.

Kriva (1) predstavlja karakter promene pritiska u kočnom cilindru i prelaska osovinskog sklopa iz režima obrtanja u režim klizanja (počev od tačke (3) menjač režima kočenja prebacuje se iz visokog (R) u nisi (RIC) režim), a kriva (2) promenu brzine osovinskog sklopa za vreme kočenja. Analizom krivih vidno je da su se pad i uspostavljanje pritiska u kočnom cilindru odvijali tako da točak, osim u poslednjem slučaju pri maloj brzini, nije u potpunosti prelazio u režim klizanja i ponovo se kočio bez gubitka vremena.

Kod postojanja uređaja PKZ na kolima postiže se minimalno moguće povećanje zaustavnog puta kada uređaj funkcioniše. Iz ovoga sledi da je za projektovanje uređaja PKZ neophodno znati vreme prelaska osovinskog sklopa u režim klizanja kada je kočna sila počela da prelazi vrednost adhezione sile, i vreme prelaska osovinskog sklopa (po otpuštanju kočnice) u režim obrtanja sa perifernom brzinom jednakoj brzini kretanja voza.

Razmotrimo, u vezi s tim, proces prelaska obrtnog kretanja osovinskog sklopa u klizanje po šinama.

Pri kretanju osovinskog sklopa bez vijuganja i klizanja, jednačina njegovog kretanja može se napisati u obliku.

$$I \cdot \frac{d\omega}{dv} = R \cdot (B - 1000 \cdot K \cdot \varphi \cdot n) \qquad (26)$$

gde je

I (daNm/s^2) – momenat inercije osovinskog sklopa u odnosu na njegovu geometrijsku osu

ω (s-1) – ugaona brzina

v (km/h) – translatorna brzina centra točka

R (m) – prečnik točka po krugu kotrljanja

K (t) – sila pritiska kočne papuče

φ (-) – koeficijent trenja između papuče i točka

n (kom) – broj kočnih papuča po jednom osovinskog sklopu

B (daN) – sila adhezije između točka i šine, odnosno tangencijalna reakcija šina

Zamenom w = v/R u jednačini (26) dobijamo

$$\frac{1}{3{,}6} \cdot \frac{I}{R^2} \cdot \frac{dv}{dt} = B - 1.000 \cdot K \cdot \varphi \cdot n \qquad (27)$$

Sumirajući jednačinu (27) za sve kočene osovinske sklopove u vozu, imaćemo

$$\frac{1}{3{,}6} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \sum \frac{I}{R^2} = \sum B - 1000 \cdot \sum K \cdot \varphi \cdot n \qquad (28)$$

U jednačini (28) Σ B predstavlja sumu spoljnih sila koje dejstvuju na sve osovinske sklopove voza od šina u smeru obratnom smeru kretanja voza. Prema tome, diferencijalnu jednačinu kretanja centra zakočenog voza možemo napisati u obliku

$$\frac{1}{3{,}6} \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} = -\sum B \qquad (29)$$

gde je

m – masa voza

Isključivši iz jednačina (28) i (29) dv/dt, dobijamo

$$-\frac{\sum B}{m} \cdot \sum \frac{1}{R^2} = \sum B - 1.000 \cdot \sum K \cdot \gamma \cdot n, \text{ odakle sledi}$$

$$B = \frac{1.000 \sum K \cdot \gamma \cdot n}{1 + \frac{\sum \frac{1}{R^2}}{m}} \qquad (30)$$

Uvodeći zamenu

$$\frac{\sum \frac{1}{R^2}}{m} = \gamma$$

imaćemo

$$\sum B = \frac{1000 \cdot \sum K \cdot \gamma \cdot n}{1 + \gamma} \qquad (31)$$

Jednačina (31) pokazuje da suma tangencijalnih reakcija šina kod kretanja zakočenog voza nije jednaka sumi sila trenja između točkova i šina, već se dobija njenim deljenjem nekim brojem

$1 + \gamma > 1$

Stavljajući vrednost sile Σ B u jednačinu (28) i njenim deljenjem jednačinom (27) imaćemo

$$\frac{\sum \frac{I}{R^2}}{\frac{I}{R^2}} = \frac{1000 \cdot \sum K \cdot \varphi \cdot n - 1000 \cdot \sum E K \cdot \varphi \cdot n}{B - 1.000 \cdot K \cdot \varphi \cdot n} \qquad (32)$$

Ako je voz jednoredan, to je

$$\frac{\sum \frac{I}{R^2}}{\frac{I}{R^2}} = \frac{\sum K \cdot \varphi \cdot n}{K \cdot \varphi \cdot n} \qquad (33)$$

Izjednačavanjem jednačina (32) i (33) dobijamo

$$B = \frac{1.000 \cdot K \cdot \cdot n}{1 +} \qquad (34)$$

Stavljajući vrednost (B) u jednačinu (27) dobijamo

$$\frac{1}{3{,}6} \cdot \frac{I}{R^2} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{\gamma}{1+\gamma} \cdot 1.000 \cdot K \cdot \gamma \cdot n \qquad (35)$$

Sva prethodna razmatranja zasnivala su se na pretpostavci da se posmatrani osovinski sklop kreće bez klizanja. Jednačina (35) pokazuje da u tom slučaju rezultujuća obimna sila, koja dejstvuje na osovinski sklop i dobija se slaganjem sila trenja papuča i reakcija šina, jednaka je

$$\frac{\gamma \cdot 1.000 \cdot K \cdot \varphi}{1+\gamma}$$

i usmerena je suprotno od smera obrtanja točka.

U momentu kada počine proklizavanje, jednakost (35) se narušava. Ovo se ogleda pre svega u tome, što se

tangencijalna reakcija šina (R), jednaka pre početka klizanja

je φ_o – *koeficijent adhezije, a P – opterećenje po osovini* u tonama), smanjuje posle početka klizanja do vrednosti 1.000. φ_k. P, gde je φ_k – koeficijent trenja između točka i šine. Uzimajući u obzir ovo, rezultujuća obimna sila koja dejstvuje na osovinski sklop odmah posle početka proklizavanja biće

$$\frac{\gamma}{1+\gamma}\cdot 1.000\cdot K\cdot\gamma_k\cdot n+1.000\cdot P\,(\gamma_o-\gamma_k)$$

gde je

γ_k – koeficijent trenja za odgovarajuću brzinu pri kojoj počinje klizanje

Pod dejstvom ove povećane sile brzina obrtanja osovinskog sklopa intenzivno će se smanjivati. Pri tome će se povećavati sila trenja papuča usled povećanja njihovog koeficijenta trenja.

Ako je brzina voza u momentu početka klizanja bila (v_o), to je koeficijent trenja u tom momentu jednak (za standardne papuče od sivog liva):

$$\varphi_k=0,6\cdot\frac{v_o+100}{5v_o+100}\cdot\frac{16K+100}{80K+100}$$

Kada obimna brzina točka, koji se kreće sa proklizavanjem postane jednaka tekućoj vrednosti $v > v_o$, to je

$$\varphi_k=0,6\cdot\frac{v+100}{5v+100}\cdot\frac{16K+100}{80K+100}$$

Zbog toga sila trenja od veličine

$$1.000\cdot K\cdot 0,6\cdot\frac{v_o+100}{5v_o+100}\cdot\frac{16K+100}{80K+100}\cdot n$$

narasta do vrednosti

$$1.000\cdot K\cdot 0,6\cdot\frac{v+100}{5V_o+100}\cdot\frac{16K+100}{80K+100}\cdot n,$$

tj. povećava se za veličinu

$$600\cdot n\cdot K\cdot\frac{16K+100}{80K+100}\cdot\left(\frac{v+100}{5v+100}-\frac{v_o+100}{5v_o+100}\right).$$

Prema tome, rezultujuća obimna sila, koja usporava obrtanje osovinskog sklopa posle proklizavanja, biće jednaka

$$\frac{\gamma}{1+\gamma}\cdot n\cdot 1.000\cdot K\cdot 0,6\cdot\frac{v_o+100}{5v_o+100}\cdot\frac{16K+100}{80K+100}+$$

$$1.000\cdot P\cdot(\varphi_o-\varphi_k)+600\cdot n\cdot K\cdot\frac{16K+100}{80K+100}\cdot$$

$$\left(\frac{v+100}{5v+100}-\frac{v_o+100}{5v_o+100}\right)=x,$$

gde je

v – obimna brzina osovinskog sklopa u datom trenutku kretanja

v_o – obimna brzina u momentu početka proklizavanja

Obrtanje osovinskog sklopa pod dejstvom sile (X), odvijaće se po zakonu

$$I\cdot\frac{d\omega}{dt}0-R\cdot X,\text{ili}\ \frac{1}{3,6}\cdot\frac{I}{R^2}\cdot\frac{dv}{dt}=-X \qquad (36)$$

Stavljajući u ovu jednačinu navedeno značenje (X) i uvodeći oznake

gde je

$$\frac{3,6\cdot n}{\gamma\cdot m}\,\frac{600\cdot\gamma\cdot n}{\gamma+1}\cdot\frac{v_o+100}{5v_o+100}\cdot K\cdot\frac{16K+100}{80K+100}+$$

$$=\frac{3,6\cdot n}{\gamma\cdot m}\,\frac{600\cdot n}{1+\gamma}\cdot\frac{v_o+100}{5v_o+100}\cdot K\cdot\frac{16K+100}{80K+100}+$$

$$+1.000\cdot P\cdot(\varphi_o-\varphi_k)=a,$$

$$\frac{3,6\cdot n_1}{\gamma\cdot m}\cdot 600\cdot n\cdot K\cdot\frac{16K+100}{80K+100}=b,$$

gde je

n_1 – broj kola, dobićemo

$$\frac{dv}{dt}=-\left(a+b\cdot\frac{v+100}{5v+100}\right) \qquad (37)$$

odakle je

$$\int\frac{dv}{a+b\cdot\frac{v+100}{5v+100}}=-t$$

Integraljenjem, imamo

$$\frac{5}{5a+b}\cdot v-\frac{400}{(5a+b)^2}\cdot 1n$$

$$[(5a+b)\cdot v+100(a+b)]=-t+c$$

gde je

c – konstanta integraljenja koja se određuje iz *početnih uslova kretanja za t =O i v = v_o.*

Stavljajući ove vrednosti za (t) i (v) u navedenim jedančinama, imaćemo

$$\frac{5}{5a+b}\cdot v_o-\frac{400\cdot b}{(5a+b)=^2}\cdot 1n$$

$$[(5a+b)\cdot V_o+100(a+b)]=c$$

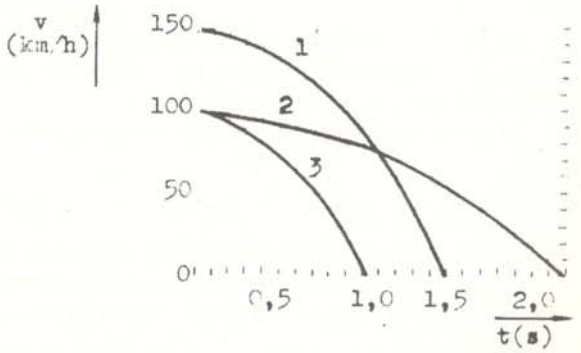
Onda je konačno

$$t=\frac{5}{5a+b}\cdot(v_o-v)-\frac{400\cdot b}{(5a+b)^2}\cdot 1n$$

$$\frac{(5a+b)\cdot v_o+100\,(a+b)}{(5a+b)\cdot v+100\,(a+b)} \qquad (38)$$

Jednačina (38) određuje vreme za koje se obimna brzina osovinskog sklopa smanjuje od neke početne vrednosti (v_o) do vrednosti (v), gde je $O < v \leq v_o$. Ako stavimo da je v = O, dobijamo vreme od početka proklizavanja do potpunog prestanka obrtanja osovinskog sklopa:

$$t_k=\frac{5v_o}{(5a+b)}-\frac{400\cdot b}{(5a+b)}\cdot 1n\,\frac{(5a+b)\cdot v_o+100(a+b)}{100\,(a+b)} \qquad (39)$$



Slika 8. Dijagram promene brzine obrtanja osovinskog sklopa pri prelazu sa kretanja obrtanjem u kretanje klizanjem

1–suve i čiste šine (φ_o = 0,2)

2–suve i čiste šine (φ_o = 0,2)

3–zamašćene šine (φ_o = 0,2)

Na slici 8 prikazane su krive v = f (t) dobijene proračunom vremena blokiranja točka sa različitim početnim brzinama kretanja.

Krive (1) i (3) odnose se na suve i čiste šine (ϕ_o = 0,2) pri enormno velikom silom pritiska na kočne papuče. Kriva (2) je karakteristična za slučaj blokiranja točka pri postojećoj sili pritiska papuča, ali u uslovima kada je vrednost koeficijenta adhezije zbog zamašćenih površina šina opala na ϕ_o = 0,07. Koeficijent trenja kod klizanja točka po šini uziman je, uslovno, jednak koeficijentu trenja kočnih papuča pri datoj brzini. Sličnim proračunima, a i eksperimentima uočeno je da je za garanciju da ne dođe do potpunog klizanja neophodno obezbediti vreme pada pritiska u kočnom cilindru od 0,8 do 1,0 sekundi.

Nakon pada pritiska u kočnom cilindru neophodno je pričekati do uspostavljanja pritiska u njemu kako bi osovinski sklop u potpunosti obnovio svoje rotirajuće kretanje u zavisnosti od brzine kretanja voza. Uspostavljenje obrtanja osovinskog sklopa proizilazi pod dejstvom sile P. φ_{kl}.

Ubrzanje obrtanja osovinskog sklopa biće jednako

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P \cdot \varphi_{kl} \cdot R^2}{I} \qquad (40)$$

odakle je vreme za koje osovinski sklop u potpunosti prelazi u rotirajuće stanje (kretanje)

$$t = \int_0^{v_o} \frac{R \cdot dv}{R \cdot \varphi_{kl} \cdot R^2} = \frac{I}{P \cdot R^2} \cdot \int_o^{v_o} \frac{dv}{\varphi_{kl}} \qquad (41)$$

U datom slučaju φkl – koeficijent trenja točka po šinama – moguće je orijentaciono uzeti kao funkciju brzine po istom zakonu, kao i koeficijent trenja kočne papuče, tj.

$$\infty_{kl} = 0{,}15 \cdot \frac{v_{kl}+100}{5v+100} \qquad (42)$$

gde je

$v_{kl} = v_p - v$ – relativna brzina klizanja osovinskog sklopa po šinama

v_p – brzina kretanja voza

v – obimna brzina točka koja se menja od v = 0 do $v = v_p$.

Sa dovoljnom tačnošću, za orijentacione proračune, moguće je uzimati srednju vrednost φ_{kl}, izračunatu po obrascu (42), pri $v_{kl} = 0$ i $v_{kl} = v_p$.

Uzimajući u obzir ovo uprošćenje, izraz (41) dobija oblik

$$t = \frac{I \cdot v_p}{3{,}6 \cdot P \cdot \varphi_{kl} \cdot R^2} (s) \qquad (43)$$

Ako se za četvoroosovinska putnička kola usvoji P = 15 t, R = 0,5 m, I = 107 daNm/s^2 dobićemo, prema obrascu (43), pri brzini v_p = 100 km/h t = 0,9 s, a pri v_p = 150 km/h t = 1,5 s.

Prema tome kod projektovanja uređaja PKZ treba obezbediti interval od 1,5 - 2,0 s od pada pritiska u kočnom cilindru do početka njegovog uspostavljanja. Čitav proces pada i uspostavljanja pritiska u kočnom cilindru treba da traje 3-4 s.

Zaključak

Razmatrajući uzajamno dejstvo sila na točak osovinskog sklopa kod kočenja (vidi sliku 1) u uvodnom delu ovog rada, dolazi se do zaključka da je za obezbeđenje kočenja bez proklizavanja potrebno obezbediti uslov da kočna sila na obodu točka bude uvek menja od sile trenja na obodu točka, koja ne sme preći maksimalno moguću silu adhezije (vidi jednačine (9) i (10). Kako kočna sila zavisi od pritiska na papuče i koeficijenta trenja između papuče i točka, a sila trenja od osovinskog pritiska i koeficijenta trenja između točka i šine, a kako su u eksploatacionim uslovima sve ove veličine promenljive, to proizilazi da je idealna zaštita od proklizavanja točkova skoro nemoguće, a proces protivklizne zaštite veoma složen zadatak. Posebno zbog promenljivosti koeficijenta trenja, čak i kada je kočnica idealno proračunata, u eksploataciji može doći do blokiranja točkova, tj. do klizanja točkova po šinama sa svim štetnim posledicama toga (ravna mesta na površini kotrljanja točkova, pregrevanje točkova itd.). Zbog toga su na skoro svim železničkim vozilima neophodni uređaji za zaštitu točkova od proklizavanja, čiji je princip rada opisan u prvom poglavlju ovog rada i ilustrovan slikama 3 i 4.

Drugo poglavlje rada posvećeno je teoriji habanja površine kotrljanja točkova kod proklizavanja. Rezime ove teorije predstavljaju jednačine (14), (15), (17) i (18) za proračun dubine ravnog mesta (a samim tim i dužine ravnog mesta), podatka relevantnog za donošenje odluke o nastavku vožnje ili isključivanju vozila iz saobraćaja. Na slici 6 i u tabeli 1 moguće je vizuelno brzo i lako uočiti međuzavisnost dubine ravnog mesta, osovinskog pritiska, brzine kretanja voza i koeficijenta adhezije. Sa grafikona i iz tabele uočava se da čak i kratkotrajna klizanja kod velikih brzina i, posebno kod velikih osovinskih pritisaka, mogu dovesti do ozbiljnih oštećenja točkova, iz čega proizilazi zaključak da je neophodno vozila za velike brzine opremati veoma osetljivim uređajima za protivkliznu zaštitu.

Kako se kod kočenja kinetička energija voza pretvara, najčešće, u toplotnu sa intenzitetom koji je određen uslovima dodira točka i šine, treće poglavlje ovog rada posvećeno je proračunu maksimalno dopuštene brzine proklizavanja, odnosno vremenu reagovanja uređaja PKZ kako ne bi došlo do akumulacije toplote u točku, odnosno do razaranja materijala točka, tj. stvaranja ravnih mesta na površini kotrljanja. Proračuni pokazuju da kod ekstremno niskih koeficijenata adhezije uređaj PKZ mora da omogući da vreme od početka proklizavanja točka do njegovog raskočivanja ne treba da bude veće od 0,5 do 0,6 s.

U poslednjem, četvrtom, poglavlju date su, opet na osnovu teoretskog razmatranja, neke smernice za projektovanje uređaja PKZ, kao što su vreme od početka proklizavanja do potpunog prestanka obrtanja osovinskog sklopa (vidi jednačinu (39) i sliku (8), što predstavlja ujedno i potrebno vreme pada pritiska u kočnom cilindru (0,8 - 1,0 s) kako ne bi došlo do potpunog klizanja točka i, vreme

ponovnog uspostavljanja dovoljnog pritiska u kočnom cilindru (1,5 - 2,0 s), prema obrascu (43).

Prema tome, može se zaključiti da PKZ treba da raspolaže takvom osetljivošću da čitav proces pada i uspostavljanja pritiska u kočnom cilindru treba da traje najviše 3-4 s.

LITERATURA

1. Aleksandrov V., Toplotni proračun kočnica sa papučama, Zbornik radova sa IV savetovanja o kočnicama na šinskim vozilima, Ohrid, 1986.

2. Aleksandrov V., Toplotni proračun disk kočnica, "Železnice", 1994/7-8

3. Kazarinov M.V., Teoretičeskie osnovi proektirovania i ekspluataciji avtotormozov, "Transport", Moskva, 1968.

OPŠTA ŽELEZNIČKA TEHNIKA

PRUGE – SKRETNICE

Međusobni uticaj vozila i šina u skretnicama – analiza opterećenja*

R. BOGDANOVIĆ, MF Niš,
Č. ILIĆ, GF Niš

Rezime

Razvoj železnica je dinamičan sa težnjom postizanja što većih brzina i efikasnosti u prevozu putnika i robe. Kvalitet pruga i vozila su limitirajući elementi za postizanje ovog cilja, a posebno uticaj točkova vozila na šine, i obrnuto, u skretnicama i krivinama. U radu je analiziran uticaj točkova vozila na šine pri određenim brzinama. Dati su analitički obrasci za određivanje opterećenja skretnica, kao i ocena mogućnosti povećanja brzina preko skretnica.

Uvod

Želeiinčki saobraćaj je sistem kojim se prevoze putnici i roba na određenim relacijama. Železnički saobraćajni sistem čine: pruga, vozna sredstva, pružna postrojenja i radna snaga koja upravlja sistemom.

Železnička pruga predstavlja put kojim se kreću vozila. Pod železničkom prugom podrazumevaju se: donji i gornji stroj pruge: objekti, telekomunikacije, sigurnosno-signalna, stabilna elektrovučna i ostala postrojenja i uređaji na pruzi, kao i određen zemljišni prostor sa poslovnim zgradama.

U građevinskom smislu železničku prugu čine: donji i gornji stroj pruge. Donji stroj železničke pruge predstavlja zemljani trup pruge sa svim izgrađenim objektima.

Gornji stroj predstavlja nadgradnju na donjem stroju čime se kompletira pruga za železnička vozila. Gornji stroj obuhvata osnovne elemente, kao što su: šine, pragovi, kolosečni pribor i zastor, zatim skretnice, ukrštaji, okretnice, prenosnice, kolosečni triangli, kolske vage i dr.

Železnički saobraćaj funkcioniše preko 150 godina i u stalnom je razvoju i usavršavanju; povećavaju se potrebe i novi zahtevi za većim brzinama, snažnijim lokomotivama, uz stalno povećanje brzine i nosivosti kola. Ovo je prouzrokovalo povećanje opterećenja po osovini, a preko točkova i povećano opterećenje šina i svih elemenata železničkog puta.

Povećanjem brzine i mase voznih kompozicija opterećuju se sva postrojenja železničke pruge, a posebno šina u krivinama – **skretnicama**, koje postaju ograničavajući uređaj za povećanje brzine vozila (vozne kompozicije).

Opšti razvoj nauke i tehnologije omogućavaju da i železnički saobraćaj prati konkurentni drumski i vazdušni saobraćaj.

Ako ocenjujemo železnički saobraćaj po razvijenim i primenjenim brzinama vozila, on je između drumskog i vazdušnog.

Brizine do 160 km/h su **klasične**; brzine preko 160 km/h do 300 km/h su **velike brzine** a preko 300 km/h su **vrlo velike** brzine. Ovakve brzine voznih kompozicija su realizovane u redovnom saobraćaju u nekoliko evropskih zemalja, Americi i Japanu. Rekordnu brzinu je postigao voz tipa TŽV Franskuskih železnica od 515,3 km/h, postignut 1990.god.

Treba napomenuti da su ove brzine postignute sa klasičnim osnovnim principom konstrukcije točak – šina.

Stabilnost železničkih vozila na pravim i krivim delovima pruge

Pri kretanju vozila prugom pojavljuju se parazitna kretanja koja negativno utiču na stabilnost vozila. Samo vozilo krećući se po šinama izaziva oscilacije koje mogu dostići vrednost do 3.000 Hz. Parazitna kretanja vozila su

* Rad je iz IRP "Razvoj i osvajanje domaće skretnice za železničke pruge za velike brzine", koji finansira Ministarstvo za nauku i tehnologiju Republike Srbije.

vijuganje, njihanje, trzanje, galopiranje, ljuljanje i zakretanje.

Za stabilnost vozila u horizontalnom pravcu su od uticaja vijuganje i zakretanje. Ova parazitna kretanja uslovljavaju iskliznuće vozila iz šina u krivinama, odnosno skretnicama i opterećuju šine u horizontalnom pravcu, koje je najopasnije za skretnice, odnosno za stabilnost vozila.

Železničko vozilo se kreće po šinama preko kolskih slogova (kolski slog se sastoji od osovine i dva točka čvrsto spojena sa osovinom).

Točkovi su po obodu profilisani i tako obezbeđuju pravilno vođenje vozila po šinama. Slika 1 – šema šine i točkova definiše odnos šine i točka; dati su osnovni elementi dodira točkova - šina.

Stabilnost vozila protiv iskliznuća

Pri kretanju kroz krivinu-skretnicu prednji točkovi vozila (obrtnog postolja) natrčavaju vencem točkova na ivicu glave šina. Ugao natrčavanja (α), zavisno od krivine može da bude i više stepeni, zavisno od krivine. Mesto kontakta (k) venca i šine se nalazi ispred dodira vertikalnog radijusa točka sa šinom za veličinu (ε), koja iznosi

$$e = r \cdot tg\alpha \cdot Tg\beta$$

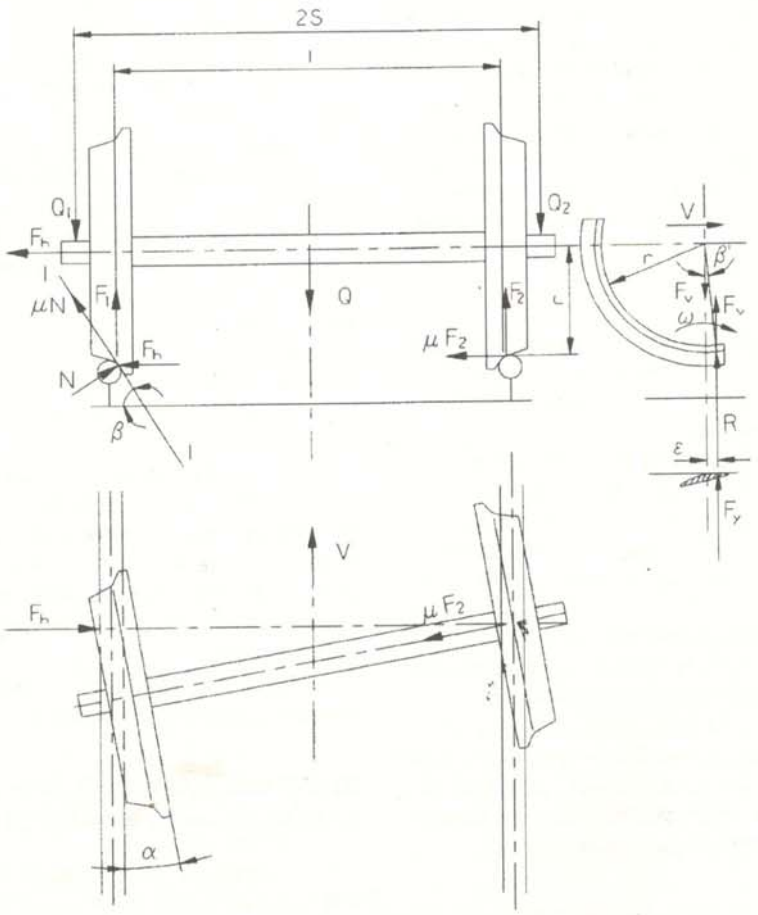
Prema sl.1: e je odstojanje napadne tačke od ose točka, r - poluprečnik točka, α - ugao naletanja točka na šinu i β - ugao venca točka.

Ako je horizontalna dinamička sila pritiska na šinu Fh velika, a vertikalna sila Fv mala ,tada venac točka neće moći da sklizne niz šinu već će se penjati uz šinu dok ne isklizne. Ovome pomaže i veći koeficijent (μ - trenje klizanja između šina i točkova).

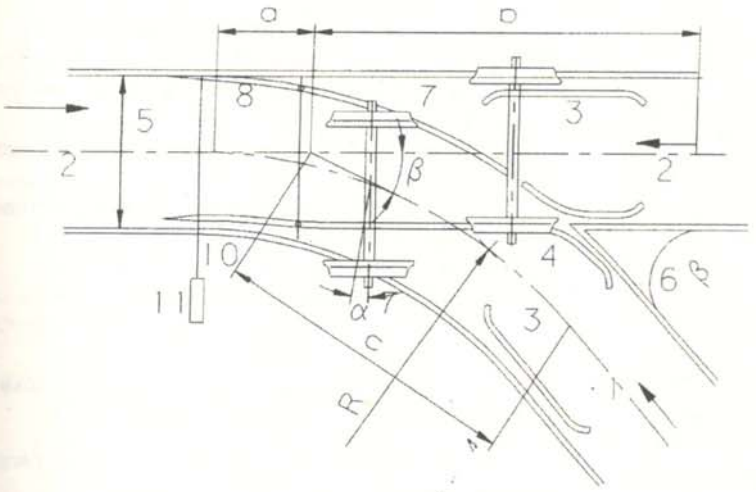
Izraz za koeficijent sigurnosti (k) od iskliznuća dobija se iz uslova ravnoteže sile, mada prema sl.1 projektujemo sve sile na tangentu (l-l) u tački dodira (k), odnosno suma sila $\sum Fi = 0$, izraz koji posle zamene sa veličinama sila i geometrijom sistema, dobijamo izraz za koeficijent sigurnosti (Ky) protiv iskliznuća točka iz šina.

$$Ky = (tg\beta - \mu)/(1+\mu\, tg\beta > 1 \qquad (1)$$

Stabilnost vozila na bočno prevrtanje treba ocenjivati prema sledećim uslovima: statička stabilnost i ravnoteža; energetska stabilnost prema zakonu o minimalnoj potencijalnoj energiji sistema ($d^2\Pi/d\alpha^2 > O$ – teorema Lagranža - Dirihla); dinamičkoj stablinosti iz uslova sopstevenih oscilacija sistema, koja mora da bude veća od 0.



Sl. 1 – Položaj točkova i šina



1. Odvojeni kolosek
2. Pravi matični kolosek
3. Šina vođica
4. Krilna šina
5. Širina koloseka
6. Srce
7. Skretnička krivina
8. Jezičak
9. Prava naležna šina (s)
10. Krivina naležna šina (y)
11. Menjalica (prevodnički uređaj)

Sl. 2 – Tipična skretnica

Dozvoljene brzine kretanja vozila preko skretnica

Na sniženje brzine kretanja vozila prugom od bitnog uticaja su krivine. Za klasične pruge minimalne su krivine (80) 150 - 300 m. Dopuštene brzine kroz krivine, u horizontalnom pravcu, se proračunavaju iz sledećih uslova: veličine udarno-dinamičkog dejstva sila od venca točka na šinu; dozvoljenog ubrzanju u bočnom-horizontalnom pravcu; brzina, od ubrzanja kojom vozilo ulazi u krivinu. Osim ovoga, pri proračunu dozvoljene brzine (V) razmatraju se uzajamno dejstvujuće sile između šina i hodnog dela vozila.

Razmatramo prelaz vozila kroz krivinu prema sl.3. Sila udara venca točka na šinu je proporcionalna kinetičkoj energiji ($m \cdot v^2/2$) - natrčavajućoj masi (m), čvrsto vezanoj za kolskim slogom. Brzinom Vy masa (venac) udara u glavu šine linijom krive definisane izrazom:

$Vy = V \cdot \sin. \beta y$;

gde je V - brzina vozila, βy - ugao udara. Ugao udara zavisi od radijusa krivine R; ugao βh, između rama kolskog sloga i početka krivine i odstojanja (2e) kontakta venca točka i šine. Iz ovoga sledi relacija:

$$\beta y = \sqrt{\sin^2 \beta h + 4\frac{e}{R}}$$

Sila udara je proporcionalna masi i geometriji pruge odnosno sledi :

$\omega = V^2 \sin^2 \beta y \approx V^2 \beta y^2$ [3]. Na osnovu ovoga brzina može da bude određena izrazom:

$$V = \sqrt{\frac{\omega}{\sin^2 \beta h + \frac{e}{R}}}$$, где је

ω - prelazni koeficijenat kružnih krivina.

Ovo je geometrijska i dinamička zavisnost dozvoljene brzine za datu skretnicu.

Proverene vrednosti ispitivanjem za dozvoljene brzine sa veličinama:

$\omega = 0{,}045 - 0{,}061\ m^2/s^2, \beta h = 30' - 40'$, R = 200 – 300 m, 2e = 40 – 50 mm.

Brzina, za ove vrednosti skretnice, ne prelazi, vrednost V < 40 km/h.

Brzina se može izračunati i u funkcije ubrzanja u horizontalnom pravcu a_y i nadvišenja šina (h_p), ako je:

$a_y = V^2 / R - hp/2s \cdot g$, gde su

hp - nadvišenje šina

2s - rastojanje između krugova kotrljanja kolskog sloga;

tada dozvoljena brzina kretanja kroz krivinu iznosi:

$V = \sqrt{R\left(\frac{ahy}{1+Kdv} + \frac{hp}{2sg}\right)}$, gde je Kdv – koeficijent dinamike vozila

Kdv = 0,2 - 0,3

Prema sadašnjim normama navedene veličine imaju vrednosti:

hp = 150 mm; ahy = (1+Kdv) · 0,7 = 0,85 - 0,9 i tada je $V = 1{,}3 \sqrt{R}$

Ako je kretanje u ravni (skretnice) tada je hp = 0, a brzina je $V = 0{,}83 \sqrt{R}$.

Brzina se može izračunati i u funkciji dužine vozila; koja se povećava proporcionalno sa centrifugalnim ubrzanjem i rastojanjem centralnih svornjaka vagona (lb), odnosno:

$V = \sqrt{\Psi R 1b}$; $\Psi \leq 0{,}6–0{,}8$; $\Psi = Vb^3/\boldsymbol{R} \cdot \boldsymbol{lb}$

$V \approx 0{,}8 \cdot \sqrt[3]{R \cdot 1 \cdot b}$ (2)

Ovaj obrazac važi za većinu vozila; tipično ima sledeće vrednosti (3):

$lb = 2\pi \sqrt{s\frac{re}{n}}$;

lb = 17 m, R = 200 m, brzina V = 11 m/s (40 km/h)

n = 0,05 nagib točka

re= poluprečnik točka (0,95 m)
2s= rastojanje točkova - širina koloseka

Uzajamno dejstvujuća sila između venca točka i glave šine u horizontalnom pravcu (Fy) može se izačunati iz mase vozila i bočnog ubrzanja, odnosno, prema obrazcu:

$$Fy = m_V \cdot d^2y/dt^2 = m_v \cdot V^2/R \qquad (3)$$

Pod uticajem inercijalnih i horizontalnih sila reakcije, prednji točkovi pri poprečnom pomeranju y1 u tački A (sl.3) pod uglom $\alpha 1$, a u tački B (zadnji točkovi) sa uglom α možemo izračunati horizontalne sile. Ako zanemarimo deformaciju u vertikalnoj ravni, sumornu bočnu silu Y, u međusobno dejstvujućoj sili između točka i šine, možemo naći iz uslova ravnoteže sila po Dolambertovom principu [3] na sledeći način prema slici 3:

$\Sigma Y = 0; Y + F1 + F2 - 4Fp = 0$

$\Sigma Mc = 0; Y \cdot x_1 + F_1 \cdot x_1 + F_2 \cdot x2 + F_3 (x1-1) +$

$+ Mz - 2Fp(x1+x2) = 0$

$\Sigma Mox = 0; Hihc - Mx = 0$

Ovde su: F_1; F_2; F_3, - horizontalne sile inercije od mase ms - sanduka i mp - postolja (obrtnog)

$F1,2 = -mp(d^2y_{1,2}/dt^2)$; $Fs = -mp(d^2ys/dt^2)$.

Mz, Mx - momenti sila inercije za ose Oz i Ox.

$Mz = -ms\ rz^2(d^2\alpha/dt^2)$; $Mx = -ms\ rz^2\ (d^2\beta/dt^2)$

ovde su:

rx, rz - radijusi mase sanduka u odnosu na ose ox i or.

Fp - sila trenja kolenog sloga u poprečnom pravcu između šine i točka

x1, x2 - rastojanje obrtnih postolja od trenutnog centra (pola) obrtanja sanduka

hc - visina centra težišta sanduka kola od šina

Geometrijske zavisnosti u vertikalnoj ravni su:

$y_1 = \alpha \cdot x_1$; $y_2 = \alpha \cdot x_2$; $ys = yoc$;

$yoc = (1/2)\ (y1+y2)$, gde su:

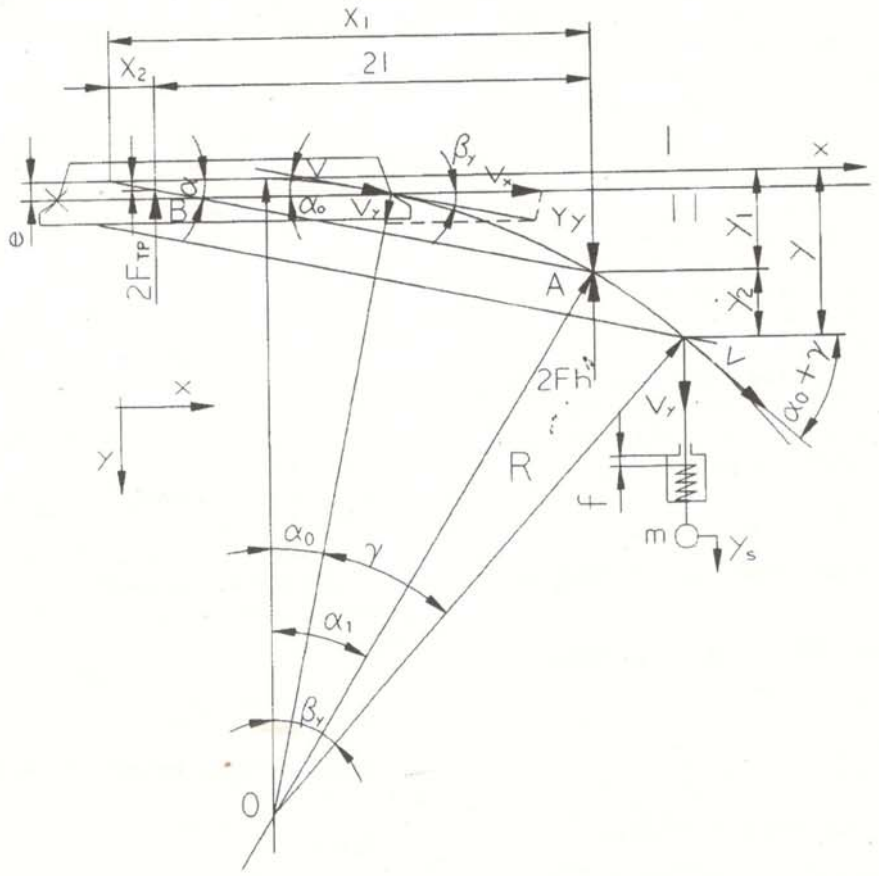
y_1, y_2 - poprečna pomeranja obrtnih postolja tačke A i B, tačke centra mase (težišta vozila)

Kada znamo da je horizontalna sila kola u centru težišta kola, tada je:

$Fes = ms \cdot d^2y1/dt^2 = ms \cdot V^2/R$; smenom veličina i geometrijskih odnosa prema skici 3, za idealizovano vozilo, dobijamo izraz za bočnu silu koja deluje od vozila na šine: [3]:

$$Y = [\ 2\ mp/ms - h^2c\ /\ (h^2\ c + rx^2) + 1]\ \cdot (1\text{-}l/x1)\ \cdot Fes + 4Fp \qquad (4)$$

Ovako izračunata bočna sila, uzajamno dejstvujuća između šine i venca se potvrđuje i praktičnom proverom.



Sl. 3 – Ulaz vozila u prelaznu krivinu – ulaz u skretnicu

Na našim prugama ova provera nije obavljena jer za to ne postoje tehničke mogućnosti. Zato ćemo posmatrati i analizirati strana ispitivanja sa realnim vozilima.

Veličina dinamičke sile, odnosno uticaj na šinu za teretni vagon mase 65 t, koji ima sledeće karakteristike:

2 l = 8,65 m; hc = 1,25 m; ms = 75000 kg;

mp = 5.000 kg; Ix = 9,25 x 10 kg s $\cdot$ m^2; Jz =

= *1,1* $\cdot$ 10 kg m^2; 4Fp = μ (ms + 2 mp)g= 170 kN

Na osnovu ovih podataka i datog izraza izračunavamo bočnu silu Y_5, koja dejstvuje na šinu preko prednjih točkova, u krivini R=200 m i brzinom V=10m/5.

Horizontalna sila inercije je: Yc = 75.000 $\cdot$ 10^2 / 200 = 37,5 kN.

i na kraju dobijamo vrednost bočne sile:

$Y=[\,2\cdot 5/75-1{,}25^2/(1{,}25^2+1{,}23^2)+1]\cdot(1-1/0{,}26)\cdot 37{,}5+170 = 100\ kN$

Ako zanemarimo trenje između šine i točka Y biće: Y = 73,5 kN.

Zavisno od konstrukcije vozila, čvrsta veza ili elastična koskih slogova na vozilu ova sila može da bude veća ili manja.

Pregled osobina šina po važećim propisima (standardima) u svetu

Iz analiza koje smo dali o opterećenjima skretnica, nameće se zaključak da su one jako opterećene.

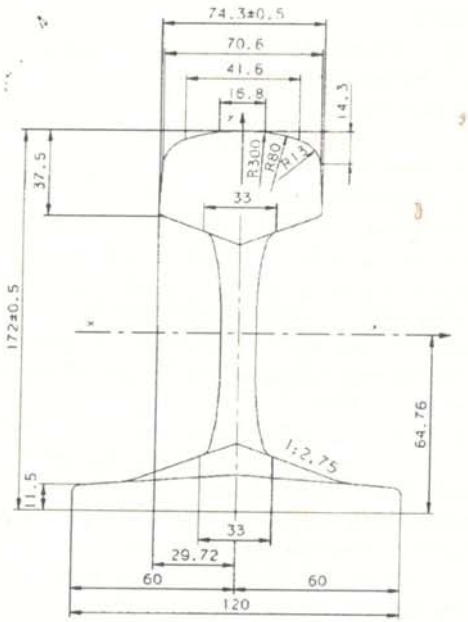
Kvalitet materijala šina, posebno za skretnice i krivine, mora da bude odgovarajući po konstrukciji i otpornosti na: udar, zatezanje, tvrdoću, otpornost na habanje, kao i odgovarajućeg hemijskog sastava. Nivo kvaliteta treba utvrditi makroskopskim ispitivanjem, ispitivanjem hemijskog sastava, kao i mehaničkim ispitivanjem.

Za savremene pruge i vozila materijali za šine definisani su standardima UIC, kao i standardima razvijenih železničkih uprava. Navešćemo primere određenih materijala za šine iz nekoliko standarda poznatih proizvođača šina, otporne na habanje.

Optimalne konstruktivne dimenzije i izgled definisani su od ORE 71. Za teške uslove eksploatacije osnovne veličine ovih šina su:

masa (kg/m) 71,3
presek glave (cm^2) 32,6
presek vrata (cm^2) 23,8
presek stope (cm^2) 34,3
ukupan presek (cm^2) 90,7
momenat nosivosti (cm^2) 4150

Izgled i osnovne dimenzije savremene železničke šine prikazan je na sl. 4.



Sl. 4 – Šina UIC 60

Elementi skretnice, prema sl. 1 izrađuju se od šina istog izgleda i kvaliteta materijala, kao i šine za odgovarajući kolosek.

Dinamika ulaza vozila u krivinu - skretnicu i uticaj vozila na šinu

Maksimalne vrednosti poprečnih sila javljaju se pri ulazu vozila u krivinu, odnosno u skretnicu.

Teoretski je dokazano da su ove sile maksimalne prema modelu ulaza vozila u krivinu prikazanog na slici 3. Ovo je složen problem, jer je dinamika vozila sistema da velikim brojem slobode kretanja. Eksperimentalno je potvrđeno da su dinamičke sile u bočnom pravcu, uticaja točka na šinu, najveće pri ulazu u krivinu.

Prema modelu na skici 3 izvedena je analitička zavisnost geometrijskih i dinamičkih veličina koja daje približne rezultate za izračunavanje bočne sile (Y) [3]:

Čelici za šine	Hemijski sastav elemenata (%)							Zat. čvr. Rm N/mm^2	Izduž A5 (%)	Tvrdo Ca HB
	C	Mn	Si	P	Si	Cr	V			
1100 UIC 860 V/86	0,60–0,82	0,90–1,30	0,30–0,90		0,03	0,8–1,3		1080	9	–
THS 12 Thyssene	0,70–0,80	0,80–1,20	0,8–1,2	0,03	0,03	0,8–1,2	0,2	1200	8	360
Cr–MnVoest–Alpin	0,68	1,25	0,55	0,03	0,03	1,05		1080	10	–

$$Y = \sqrt{(V \cdot tg\alpha_0 \sqrt{k \cdot m})^2 + (Y_0 - \frac{mv^2}{R})^2} \quad (5)$$

gde su:

Yo - prednapon bočnog ogibljenja vozila,

k - krutost bočnog ogibljenja,

V - brzina vozila,

R - poluprečnik krivine pruge

m - masa vozila

α_o - početni naletni ugao,

Jednačina daje veličinu dinamike bočne sile pri ulazu vozila u krivinu poluprečnika R. Veličina ukupne sile zavisi od ugla natrčavanja(α_o),brzine(V)i mase (m).

Analiza ove jednačine daje mogućnost izvođenja zaključaka o uticaju vozila na šine i njihovo opterećenje.

Razmotrimo bočnu silu na primeru »3] za sledeće veličine pruge i vozila;

za lokomotivu T478.3 Češke proizvodnje: R=300 m, V=70 km/h, α_o=1,5 °. Dinamička sila je 33,2 kN. Ako je ugao veći, a može biti do 3°, sila se povećava čak na 59,9 kN. Vreme dejstva sile je kratko (0,005 sekundi), ali značajno utiče na trajnost kolskog sloga i šine.

Ako se računaju i kvazi statičke sile (vozila od 60 kN) za isto vozilo, sila dostiže iznos od 130 kN*.

Analiza opterećenja šina, brzina vozila preko skretnica i zaključak

Kretanje železničkih vozila prugom zavisi od niza uslova. Osnovni uslovi su kvalitet vozila i kvalitet elemenata pruge – skretnice. Povećanjem brzine vozila i težine voznih kompozicija odnosno osovinskog pritiska, kvalitet pruge i svih njenih elemenata treba poboljšavati tako da bezbednost saobraćaja bude na najvišem nivou.

U radu smo pokazali dinamička opterećenja šina u krivinama - skretnicama koja omogućavaju da vozna kompozicija (vozilo) pređe s jednog na drugi kolosek. Skretnička postrojenja su neophodna i vrlo važna u stanicama gde se vozovi mimoilaze ili ranžiraju.

Posebno, ovo postrojenje ima veliku ulogu na jednokolosečnim prugama za ukrštanje vozova bez velikog smanjenja brzina.

Da bi se obezbedila određena brzina vozila preko skretnice potrebno je obezbediti geometrijske, kinematske i uslove dinamičke čvrstoće skretničkog postrojenja. Od geometrijskih veličina skretnice: ugla skretnice, (α) i poluprečnika krivine (R) uzročno zavise brzina, odnosno veličina dinamičke sile i bezbedno savlađivanje skretnice.

Povećanje ugla α odnosno smanjenje poluprečnika R, za iste brzine vozila V, sile povećavaju se sa kvadratom brzine.

Zaključak je da ugao skretnice treba da bude što manji, odnosno poluprečnik krivine što (R) veći. Prema obrascu (2), za usvojeno l=17 m, geometrijske veličine skretnice, za određene brzine, bile bi: V=28 m/s; R=1290 m; za V=56m/s; R=10.000 m, a za V= 80m/s, R ≈ 32.400 m. Iz ovih rezultata vidimo da je realno da se skretnice realizuju najviše za V < 50 m/s.

Realno je i tehnički i ekonomski opravdano da se za brzine preko 50 m/s (V > 50m/s) grade dvokolosečne pruge (dva paralelna koloseka) i na taj način obezbede maksimalne brzine vozila i bez upotrebe skretnica pri velikim brzinama.

Drugi bitan uslov je što bi bočne sile, pri brzinama većim od 50 m/s u skretnicama bile znatne i konstrukcija postrojenja morala bi da bude vrlo robusna. Ako bočne sile izračunamo prema obrascu (3) za vozilo težine 800 kN, brzinom 50 m/s i poluprečnikom krivine skretnice od 5.000 m; bočna inercijalna sila na šinu bila bi 400kN. Ovakvo opterećenje je kritično za bezbednost vozila i složeno za rešenje postrojenja skretnice.

LITERATURA

1. K.SACHS: ELEKTRIŠE TRIEBFAHRZUGE, 1973, SPRINGER - VERLAG, WIEN, NEW YORK

2. J.NEMEC: DINAMICKE JEVY, NAMAHANJNI A PORUŠOVANI POJEZU LOKOMOTIV, NAKLADATELSVI DOPRAVY A SPOJU, PRAHA ,1986.

3. S.V. VEŠINSKI: DINAMIKA VAGONA, MOSKVA "TRANSPORT" ,1991.

4. T.MILOJKOVIĆ: GORNjI STROJ ŽELEZNICA, BEOGRAD ,1986.

5. I.VITEZ: ŽELEZNIČKE ŠINE, USLOVI NjIHOVOG PRIJEMA I TRENDOVI RAZVOJA BEOGRAD "ŽELEZNICE" ,12/1991.

6. Z BOBINEC, R.BOGDANOVIĆ: RAZVOJ EMV SA IZMENIČNIM EL. POGONOM ZA BRZINE DO 200 KM/H ,"ŽELEZNICE", 12/1991, BEOGRAD

* U našoj zemlji ovakva ispitivanja nisu obavljena, zato analiziramo rezultate stranih železničkih uprava.

Novi pristup konstrukciji skretnica za velike brzine*

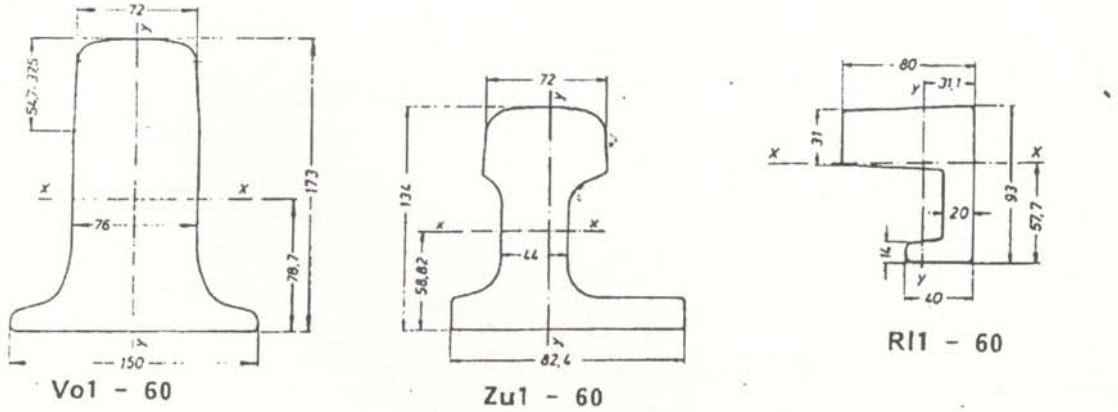
Čedomir ILIĆ
Mirjana TOMIČIĆ-TORLAKOVIĆ
Gordan RADIVOJEVIĆ

U radu je obrađen novi pristup konstrukcija skretnica za velike brzine. Posebno je analiziran problem odvojnog skretničkog koloseka u uslovima velikih brzina. Za ove uslove analizirano je pitanje prolaska vozila kroz skretničku krivinu iz uslova zadovoljavajuće udobnosti, komfora i bezbednosti, sa novim pristupom rešavanju ovoga problema.

1. Uvod

Evropske železnice članice UIC počele su od 1970. godine intezivni razvoj nove generacije skretnica UIC 60. Ove skretnice se ugrađuju na kolosecima jako opretećenih pruga, kao posledica povećanih osovinskih pritisaka, gustine saobraćaja, kao i povećanih brzina kretanja vozova. Konstrukcija novih skretnica rezultat su najnovijih saznanja o konstrukciji gornjega stroja, saznanja dobijena razmenom iskustava sa naučnim i eksperimentalnim rezultatima (ORE) Internacionalne železničke unije (UIC), kao i iskustva proizvođača skretnica, naročito nemačkih i francuskih.

Standardna širina koloseka kod skretnica UIC 60 iznosi 1433mm. Pošto ove skretnice treba prilagoditi sa saobraćaj vozova velikih brzina, onda se mora voditi računa o optimalnom oblikovanju kako osnovnog, tako i odvojnog koloseka, pa su stoga jezičci UIC 60 produženi sve do samog početka skretnice. Osnovni skretnički kolosek radi se o šinama tipa UIC 60, dok se, vitalni elementi, srce i jezičci izvode od specifičnih profila Vo1-60, Zu1-60 i RI1-60 za šinu vođicu (dato na slici 1).



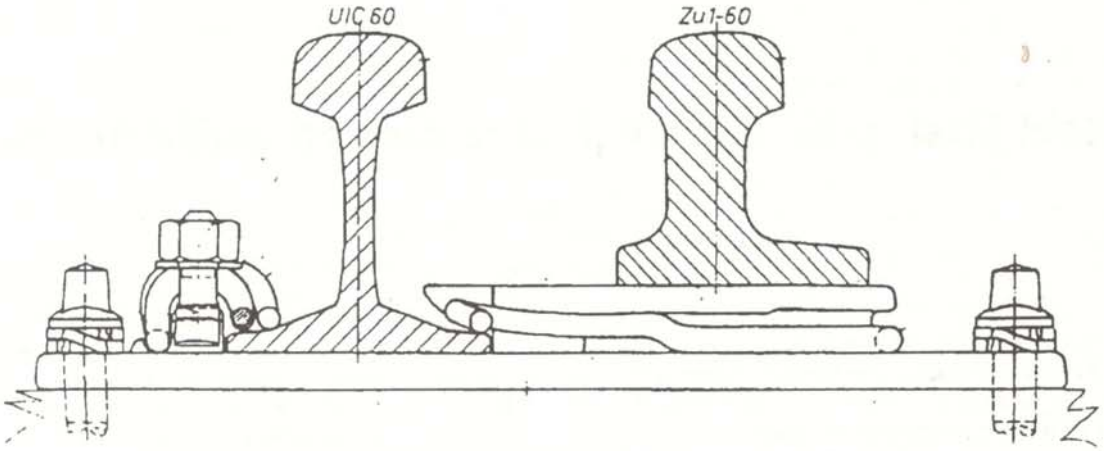
Masa:	111.093kg/m	73.0 kg/m	33.0kg/m
Pop. presek:	141.52 cm2	93.0 cm2	42.1cm2
	Ix-x:3750 cm4	1728.0 cm4	51.7cm4
	Iy-y:985 cm4	90.4 cm4	221.9cm4

Sl.1. Šinski profili za skretnice UIC 60

* Ovaj rad je iz istraživačko-razvojnog projekta "Razvoj i osvajanje domaće skretnice za železničke pruge za velike brzine" koji finansira Ministarstvo za nauku i tehnologiju Republike Srbije.

Pričvršćivanje šinskih profila za pragove je elastičnog sistema, elastičnim oprugama, dok se pričvršćenje naležnih šina za podložne ploče izvodi takozvanim unutrašnjim pričvršćenjem naležnih šina, koje je prikazano slikom 2.

Ovakva konstrukcija kliznih jastučica je tako oblikovana da se horizontalno postavljenje opruge mogu pri montiranju staviti u položaj da svojim krajevima pritiskaju nožicu šine uz rebrastu ploču. Na delovima skretnice gde ima dovoljno prostora za ugradnju, ugrađuju se specijalne elastične opruge SKL-3, a gde to nije moguće, ugrađuju se elastične opruge tipa SKL-2.

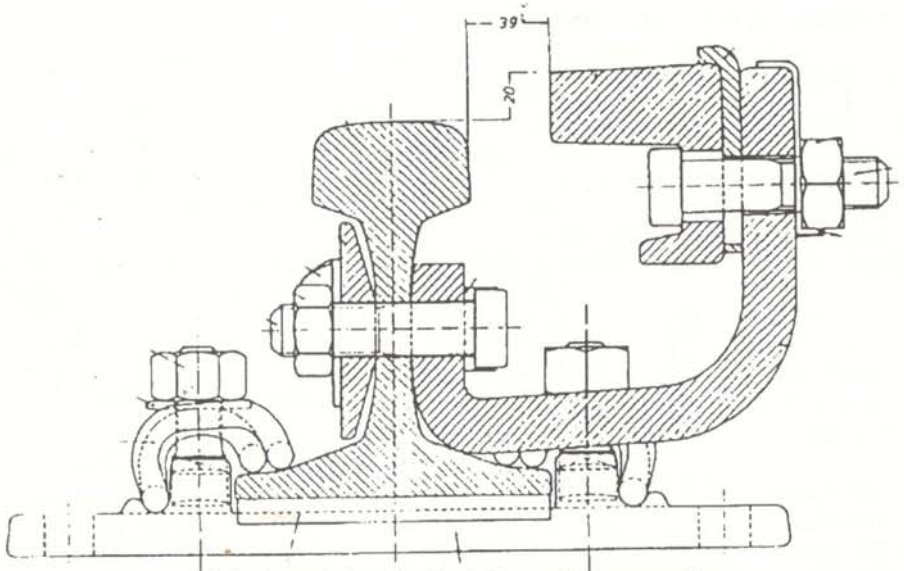


Sl. 2. Pričvršćenje naležne šine na kliznom jastučetu

Ugrađen elastični pričvrsni pribor u skretnici obezbeđuje za duži interval stalnost pričvrsne sile, što zahteva minimalne potrebe intervencije na održavanju skretnica.

Za ostvarenje dinamičke stabilnosti skretnice od šina UIC 60 za velike brzine, potrebno je sve smetnje koje nastaju prolaskom točkova vozila kroz žlebove kod šina vođica održavati u dozvoljenim granicama.

Stručne komisije UIC-a su preporučile da bočne rampe ulaznih grla treba izvoditi sa 7:1000, pa se stoga dobijaju znatno veće dužine šine vođica za skretnice od šina UIC 60. Šina vođica je od specifičnog raznokrakog "U" profila R/1-60 (slika 1), koja se pričvršćuje za elastične elemente "U" profila (slika 3), koji se spuštaju ispod šina vođica da bi se pričvrstili za vrat vozne šine sistemom zavrtnjeva.



Sl. 3. Konstrukcija pričvršćenja šine vođice za voznu šinu

Elastični čelični držač šine vođice dozvoljava izvesna bočna pomeranja šine vođice, čime se amortizuju udarne sile naleta točka, a samim tim se smanjuju napre-

zanja kako elemenata skretnice, tako i delova vozila. Za regulisanje dobrog vođenja vozila kroz skretnicu, nužno je širinu žleba stalno držati u dozvoljenim granicama, što se

reguliše u toku eksploatacije zamenom podmetača na spoju šine vođice i elastičnog elementa koji nosi šinu vođicu.

Kod skretnica sa pokretnim srcem nema prekida vozne ivice pri prelasku točka preko vrha srca, pa ni potrebe za šinom vođicom, te se ona kod ovih skretnica izostavlja.

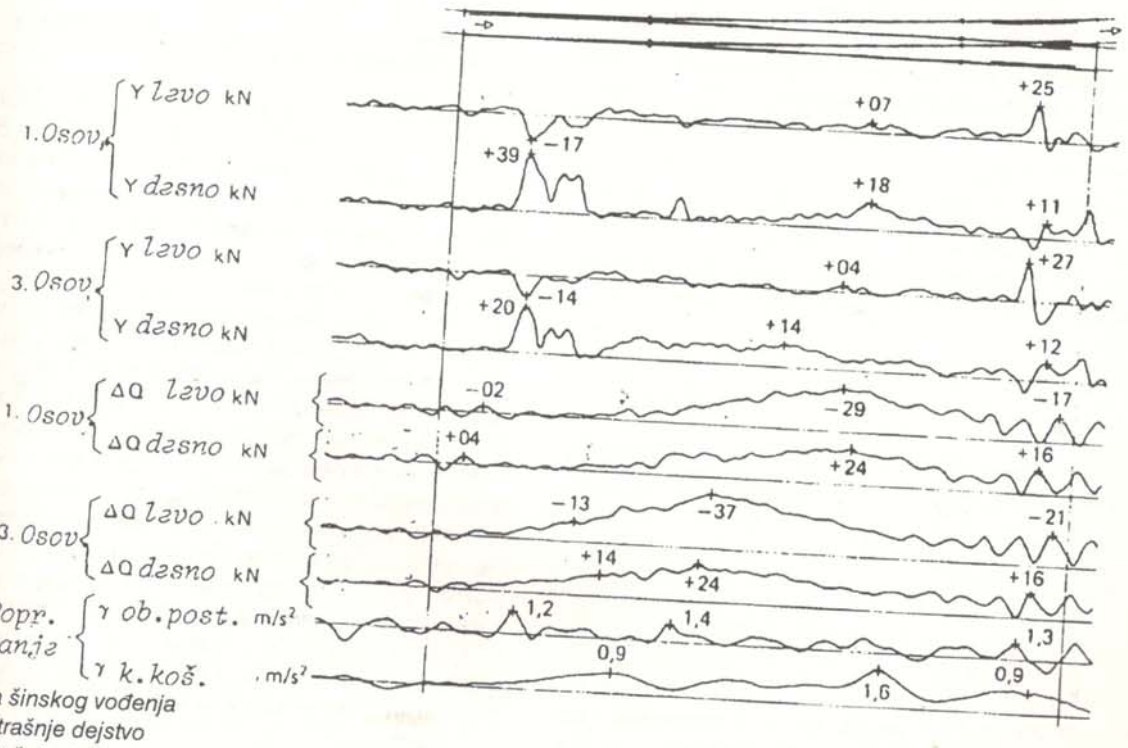
2. uzajamno dejstvo skretnice i vozila

U skretnicama je međusobno dejstvo sila ubrzanja i pomeranja izmedju vozila i elemenata skretnice veoma intezivno. Za ilustraciju ovoga stanja mogu poslužiti (slika 4, rezultati merenja na nemačkim železnicama pri vožnji po odvojnom koloseku skretnice sa V=125 km/h, gde su registrovane sile između venca točka i šine, opterećenja točka i ubrzanja na obrtnom postolju vagona.

Iz slike se može sagledati da maksimalni dinamički uticaji nastaju u oblasti srca i u oblasti početka jezičaka. I pored velikog truda i brižljivosti pri konstrukciji, izradi i održavanju, ne može se eliminisati negativno dejstvo skretnice na kretanje šinskih vozila, što znači da ona neminovno izaziva, pored ostalog, promenljive oscilacije kolskog koša. Ovaj proces nije škodljiv ako se prva oscilacija završi pre nego se pobudi sledeća. Naizmenični negativni uticaji od više uzastopnih skretnica ili drugih smetnji mogu dovesti do interferencije oscilacija.

Međutim, ako se zna da su na kolosecima za velike brzine rastojanja između skretnica ili drugih tačaka koje ometaju ravnomerno kretanje toliko velika da pomenuti uticaj na šinsko vozilo nije moguć, to minimalno rastojanje koje isključuje neželjene uticaje zavisi od brzine vožnje po koloseku i od opružne karakteristike vagona.

Udobnost samog kretanja šinskog vozila pri velikim brzinama prvenstveno zavisi od toga kako se geometrijski ostvaruje dodir između točkova osovinskog sloga i šine,



Y = Sila šinskog vođenja
+Y unutrašnje dejstvo
−Y spoljašnje dejstvo
ΔQ = dinamička promena vertikalne tačke sile
ÿ = poprečno ubrzanje

Sl.4. Tipični merni dijagram prolaska šinskog vozila kroz skretnicu

pri čemu je neophodno obezbediti njihovo kotrljanje bez klizanja.

Negativni uticaj zbog eventualne greške u pravcu koloseka, širine koloseka i slično, poništavaju se do izvesne mere tako što tačka dodira šina - točak putuje u poprečnom pravcu, a razlika u aktivnom prečniku trčanja točkova jedne osovine zbog nagiba konusa površine kotrljanja koriguje položaj osovinskog sloga u koloseku.

Pravilno kotrljanje točkova kroz skretnice permanentno je izloženo štetnim delovanjima koja su srazmerna brzini kretanja. Ove smetnje se ograničavaju uz obaveznu primenu granica dozvoljenih odstupanja i permanentnim održavanjem skretnice, ali se i pored toga ne mogu isključiti.

3. Dozvoljene brzine

Glavni kriterijum za određivanje dozvoljene brzine kretanja vozova kroz skretnice u odvajanju je dozvoljeno neponišteno ubrzanje i za kretanje kroz skretničku krivinu bez prelaznice i nadvišenja:

$$p = \frac{V^2}{13R} - \frac{gh}{S} \qquad (1)$$

R (m) - poluprečnik skretnice

V (km/h) - brzina kretanja voyova

h(mm) - nadvišenje koloseka

p(m/s^2) - neponišteno bočno ubrzanje

g(=9.81 m/s^2) - ubrzanje sile zemljine teže

Δh_n (mm) - nedostatak nadvišenja

$\Delta hn/\Delta t$ (mm/s) - promena nedostatka nadvišenja u jedinici vremena

S (mm) - širina koloseka.

Prema uputstvu ORE D121 pojam nedostatak nadvišenja Δh_n zamenio je dosad korišćen pojam neponišteno bočno ubrzanje (p). Odnos između neponištenog bočnog ubrzanja (p) i nedostatka nadvišenja Δh_n može se prikazati

$$\Delta h_n = p\frac{S}{g} \qquad (2)$$

gde je:

$$p = \frac{V^2}{13R} \qquad (3)$$

ako se (3) → (2) ⇒

$$\Delta h_n = \frac{V^2 S}{13\,Rg} = 11.8\frac{V^2}{R} \qquad (4)$$

Iz (4) →

$$V = \sqrt{\frac{\Delta h_n R}{11.8}} \qquad (5)$$

Stručnjaci ORE utvrdili su da se nedostatak nadvišenja, s obzirom na udobnost vožnje, kreće u granicama između 80 i 100 mm (100 mm je maksimalna vrednost nedostatka nadvišenja koje odgovara neponištenom bočnom ubrzanju od p = 0,654 m/s^2). Izračunate dozvoljene brzine za odgovarajući nedostatak nadvišenja prema (5) date su u tabeli 1.

Tabela 1. Dozvoljene brzine V(km/h) u skretanje u funkciji nedostatka nadvišenja

R / Δh_n p	80 0.523	85 0.556	90 0.589	95 0.621	100 0.654
1200	90	93	95	98	100
1400	97	100	103	106	109
1540	102	105	108	111	114
2000	116	120	123	127	130
2500	130	134	138	142	145
3000	142	147	151	155	160

Iz istog izraza može se odreditii poluprečnik skretničke krivine u funkciji nedostatka nadvišenja rešenjem izraza (5) po R, što je numerički dato u tabeli 2.

Tabela 2. Poluprečnik skretničke krivine u funkciji nedostatka nadvišenja

V	100	120	160
h			
80	1500	2500	4750
85	1400	2450	4500
90	1300	2200	3600
95	1240	2100	3200
100	1200	2000	3000

3.1. Dozvoljene brzine prema kriterijumu promene nedostatka nadvišenja u jedinici vremena

Nedostatak nadvišenja ima svoju punu vrednost u kružnom luku, dok mu je vrednost u pravcu, gde su obe šine na istoj visini, jednaka nuli ($\Delta h_n = 0$). Nedostatak nadvišenja se menja kroz prelaznicu od vrednosti nula na početku do maksimalne vrednosti na kraju prelaznice. Pri tome je od posebnog značaja brzina narastanja nedostatka nadvišenja u jedinici vremena ($\Delta h_n/\Delta t$).

Promena nedostatka nadvišenja u jedinici vremena smatra se kao dopustiva ako se kreće u granicama od 125 do 160 mm/s i ona se ostvaruje na dužini prelaznice. Za slučaj da nema prelaznice kao kod dosadašnjih konstrukcija skretnica, osovinski slog železničkog vozila dobija konačnu i punu vrednost Δh_n u jednoj tački na PKK, pa je teorijski $\Delta h_n/\Delta t = \infty$ .Praktično, ako se posmatra težište železničkog vozila, vrednost nedostatka nadvišenja (Δh_n) nastaje pri nailasku prvog osovinskog sloga na početku kružne krivine, a puna vrednost se dostiže u trenutku nailaska zadnje osovine na PKK. SNCF za proveru porasta nedostatka nadvišenja u jedinici vremena računaju na dužinu vozila od 20 m. Ovo potiče zato što se najvećom brzinom kreću samo dugačka vozila.

Kako je:

$$\frac{\Delta h_n}{\Delta t} \le 125\ mm/s \quad \text{[SNCF]} \qquad (6)$$

i $l_v = 20m$ to je:

$$\frac{\Delta h_n}{\Delta t} = \frac{\Delta h_n}{20}\frac{V}{3.6} \qquad (7)$$

$$\frac{\Delta h_n}{\Delta t} = \frac{\Delta h_n v}{72} \qquad (8)$$

Ako (4) → (8) ⇒

$$\frac{\Delta h_n}{\Delta t} = \frac{11.8V^3}{72R} \qquad (9)$$

Iz (9) ⇒

$$V = \sqrt[3]{\frac{72\,\Delta h_n}{11.8\,\Delta t}\,R} \qquad (10)$$

Izraz (10) daje drugi kriterijum za dozvoljenu brzinu kroz skretničku krivinu, pa su izračunate vrednosti brzine na $\Delta h_n/\Delta t = 125$ mm/s i dužinu vozila od 20 m.

Tabela 3. Brzine kroz skretničku krivinu u funkciji promene nedostatka nadvišenja u jedinici vremena za $\Delta h_n/\Delta t = 125$ mm/s i dužinu vozila od 20 m.

R(m)	1200	1400	1500	2000	250	3000
V(km/h)	95	100	105	115	120	130

4. Geometrija vozne ivice

Uticaj voznih ivica na dinamiku vožnje je različit za glavni i odvojeni kolosek. Kod glavnog koloseka nužno je ostvariti sve potrebne preduslove za velike brzine. Tok vozne ivice ovde treba u najvećoj meri da odgovara toku ivice koloseka, što se postiže geometrijom početka jezička.

Dinamika vožnje u odvojnom koloseku zavisi od načina izvođenja vrha jezička. Pri tome je potreban kompromis između potpuno tangencijalne putanje sa dugim oštro izvedenim jezičkom koje je sa stanovišta dinamike za velike brzine i geometrije optimalan, ali sa aspekta održavanja ipak nepodesan, gde odvajanje od glavnog koloseka i odvojnog koloseka počinje jednim konačnim uglom.

Odvajanje koloseka može imati formu kružnog luka ili oblik jednostrukog ili dvostrukog prelaznog luka. Kod odvojnog koloseka oblika kružnog luka, dinamika vožnje je pod dejstvom naglog i u punoj meri narastajućeg neponištenog ubrzanja (p). Njegove standardne vrednosti od 0.65 m/s^2 ne mogu se kod ovih skretnica primeniti nezavisno od brzine i vrste šinskog vozila.

Za brzine od 100 km/h u odvojnom koloseku trzaj koji nastaje pri ulasku u kružni luk ne sme prekoračiti određene dopuštene granične vrednosti. Odavde proizilazi i manja vrednost maksimalno dozvoljenog bočnog ubrzanja sa rastom brzine. Sem toga, treba znati da se kod vagona sa mekom opružnom karakteristikom bez poprečne stabilizacije, pri njegovom ulasku u odvojni kolosek skretnice, bez prelaznog luka, javlja bočno naginjanje, koje je bezopasno, ali za putnike neprijatno.

Pokazalo se da skretnice sa velikim radijusima za brzine u skretanje od 100 km/h do 120 km/h, zbog velikog pritiska naleta, nisu zadovoljavajuće, iako dopuštena bočna ubrzanja koja su izmerena nisu prelazila dopuštene granice. U praksi se pokazalo da je uticaj bočnog ubrzanja i pritiska naleta od značaja za oblikovanje skretničke krivine, te treba istražiti pritisci na konstrukciju skretničkog luka pri zahtevanim stepenima brzine.

Bočno ubrzanje (p) u luku skretnice i trzaj pri ulasku iz pravca u krivinu su zavisni od brzine vozila i poluprečnika krivine, kao i od rastojanja osovina kola koja ulaze u krivinu. Zbog toga što bočno ubrzanje i udarna promena bočnog ubrzanja pri porastu brzine ne rastu ravnomerno, za dimenzionisanje luka skretnice kao kružnog luka u donjem području brzina, merodavna je granica bočnog ubrzanja, a u gornjem području brzina granica ulaznog udara (trzaja).

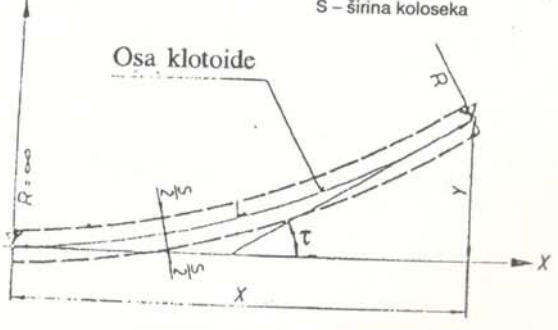
Međutim, teorijski se dokazuje da skretnice sa velikim poluprečnikom kružnoga luka ne predstavljaju optimalno rešenje, pošto radijus skretnice s obzirom na ulazni udar mora biti relativno veliki, a radijus u sredini skretnice s obzirom na dopušteno bočno ubrzanje treba da bude znatno manji.

Ovo saznanje navelo je pojedine železničke uprave (DB, SNCF, SBB) da skretnice velikih kružnih lukova napuste i zamene ih skretnicama oblika kubne parabole (SNCF), i oblika klotoide (DB, SBB).

Ovaj novi tip skretnica predstavlja optimalnu formu za skretnicu sa velikim lukom, pri čemu ovako oblikovana skretnica, parabolično ili klotoidno formiranog odvojnog koloseka garantuje ravnomerni priraštaj i opadanje bočnog ubrzanja. Proračun ove klotoidne skretnice za promenu koloseka kod kolosečne veze pruga za velike brzine izvodi se pomoću klotoidnih tablica, kao što se to primenjuje u putogradnji.

Međutim, pokazalo se da su ove tablice za proračun skretnica nedovoljno tačne i da se za dimenzionisanje skretničkih elemenata moraju koristiti sledeće formule klotoide (prema slici 5).

A – parametar klotoide
DJK – dužina jednačine klotoide
S – širina koloseka



Sl. 5. Proračunska šema klotoide

Definicija, odnosno prirodna jednačina klotoide je:

$$RL = A^2 \tag{11}$$

Tangentni ugao tačaka klotoide je:

$$ARC(\tau) = \frac{L^2}{2A^2} \tag{12}$$

Dužina jedinične klotoide je:

$$DJK = \frac{L}{A} \tag{13}$$

Koordinate tačaka klotoide:

$$x = A\left(DJK - \frac{DJK^5}{40} + - \cdots\right) \tag{14}$$

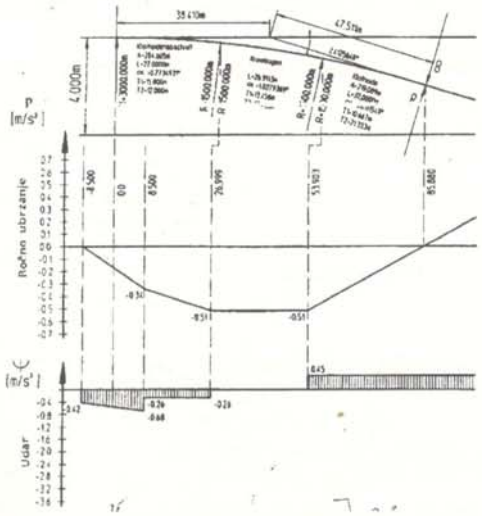
$$y = A\left(\frac{DJK^3}{6} - \frac{DJK^7}{336} + - \cdots\right) \tag{15}$$

Dužina paralelne krive klotoide je:

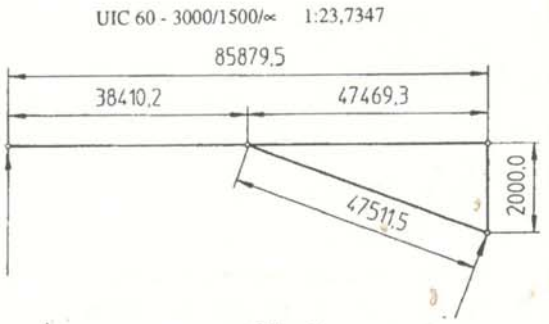
$$DP = L \pm \frac{S}{2} TAN(\tau) \qquad (+)\text{za spoljaju krivinu, } (-)\text{ za unutrašnju} \tag{16}$$

Nove pruge koje se projektuju ili grade za velike brzine moraju biti osposobljene za brzine od minimum 250 km/h i veće. Otuda je važno da spojevi u kolosečnim vezama budu sposobni da obezbede sve moguće brzine. S jedne strane da ne ograničavaju kapacitet pruga gde je vremenska razlika ili rastojanje između dva voza veoma kratko, a s druge strane da se vozovi mogu prebaciti na drugi kolosek bez velikog odlaganja u slučaju vanrednih događaja.

Kao praktična ilustracija primene klotoide na sl. 6 pokazana je polovina dužine jedne kolosečne veze razmaka koloseka 4.00 m sa R=3000m na početku klotoide i R=1500m na kraju prelaznice i kroz kružni luk koji je jednovremeno i poluprečnik kraja prelaznice druge skretnice kolosečne veze.



Sl. 6. Bočno ubrzanje i udar za V=100km/h

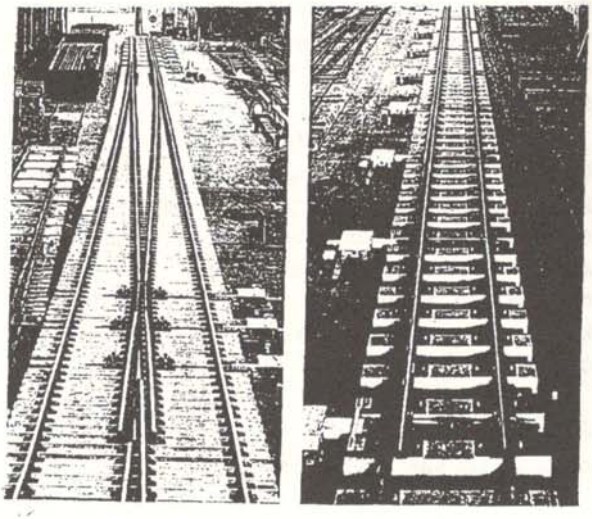


Slika 7

Na sl. 7 prikazan je geometrijski plan primenjene skretnice klotoidnog oblika u kolosečnoj vezi.

Za sve skretnice pruga velikih brzina V≥250km/h nemačke železnice su uvele klotoidnu formu u projektovanju i gradnji skretnica, a kao rezultat novih voznodinamičkih i geometrijskih saznanja.

Najpoznatija nemačka firma za proizvodnju skretnica BWG iz Butzbacha proizvodi skretnice klotoidnog oblika (sl.8) i svoju najdužu skretnicu radijusa R=10000/4000/∞ dužine l=136.945 m ugradila je na DB na pruzi velikih brzina Wurzburg - Kasel ispred tunela Raucherberger.



Sl. 8. Klotoidna skretnica UIC 60 za velike brzine sa pokretnim srcem nemačke firme BWG, širine koloseka 1435 na betonskim pragovima za kolosečnu vezu 10000/4000/∞kolosečnog razmaka 4.30m. (Brzina kretanja u pravcu 250km/h, u skretanju 160km/h, dužina skretnice 131.936m)

4.1. Menjalica

U menjalici se vožnjom po glavnom i odvojnom koloseku menja tačka oslonca sa glavne šine na jezičak i obratno. U vožnji dolazi do preskoka od 60 do 80 mm zavisno od samoga točka i glavne vozne šine.

Za prosečni prečnik točka od 1.00 m i nagiba profila bandaža 1:30 dolazi do toga da jedan točak kolskog sloga,

zbog promene prečnika kotrljanja za 8-12 mm, zavisno od pravca vožnje prednjači ili zaostaje. Oscilacije koje se pri tome javljaju izazivaju uvećanje poprečnih sila. Eksperimentalnim merenjima registrovane su sile 40-60kN. Ovaj nedostatak klasičnih menjalica potvrđen je mnogobrojnim eksperimentalnim merenjima i ne može se jednostavnim konstruktivnim merama eliminisati.

4.2. Skretničko srce

Skretničko srce može biti kruto ili pokretno. Kod krutog srca skretnice UIC 60 krilne šine su produžene prema pravcu kraja skretnice, pa je moguće vijčanu vezu između krilne šine i vrha srca tako obezbediti da bi velike podužne sile koje deluju u koloseku između ta dva dela mogle da se sigurno prenesu i spreči moguća deformacija pri čeonom spoju u vertikalnoj ravni.

Srce sa opružno pokretnim vrhom se izvodi tako da se pokretni vrh kod ove konstrukcije dovodi u radni položaj tako što se skretničkim pogonom (elektromotorom) savije u krajnji položaj u kome se i zabravi. I ovde su krilne šine toliko duge da pored osnovne funkcije vođenja i prevođenja služe i za provođenje podužnih sila koloseka preko vrha skretnice.

Ovakav okvir oko vrha srca je neophodan da bi uređaj za prebacivanje radio bez smetnji. A da bi se osiguralo da vrh srca koji ima krutost na savijanje naleže na svoje bočne oslonce, dodatno se pored brave srca ugrađuje još i srednja brava.

Vrh srca ima u oblasti glavne šine jedno opružno područje, slično kao i opružni jezičak, gde je dvojna šina ovde jednim kosim sastavom prekinuta. Sama konstrukcija pokretnog srca je duža od odgovarajućeg krutog, tako da se pomenutim trima merama otpor prebacivanju toliko smanji da je moguće koristi normalni skretnički pogon, dok su brave ovoga srca stalno pod naponom. Osnovna karakteristika opružnog pokretnog vrha srca je što u oblasti glavne šine postoji samo jedno prelazno mesto - tačka krilna šina - vrh jezička.

Zaključak

Kvalitet kretanja brzog železničkog vozila u skretnici odlučujuće zavisi od toga kako se geometrijski odvija dodir između točkova jednog kolskog sloga i šine.

Za brzine ≥ 100km/h u odvojnom koloseku trzaj koji se javlja pri ulasku u kružni luk ne sme da prekorači određene granične vrednosti. Odavde sledi da je potrebna manja vrednost maksimalno dozvoljenog bočnog ubrzanja sa rastom brzine.

Povezivanje koloseka sa međusobno manjim rastojanjem izvodi se dinamički svakako povoljnijim skretnicama sa prelaznim lukom nego skretnicama sa velikim kružnim lukom.

Kod skretnice sa kružnim lukom savijanje osnovne forme u luk moguće je bez većih problema, pri čemu se razlika u dužini između spoljnje i unutrašnje šine izjednačava u srednjem delu skretnice, a oblast menjalice i srca ostaje nepromenjena.

Kod skretnica sa prelaznim lukom postaju pri savijanju spoljnih lukova u odvojnom koloseku protivlukovi ako je poluprečnik savijenog glavnog koloseka manji od poluprečnika odvojnog koloseka na poluprečniku skretnice. Na osnovu teoretskih razmatranja i saznanja praktičnih istraživanja može se zaključiti da skretnice za međusobnu vezu dva paralelna koloseka sa velikim kružnim lukom ne predstavljaju optimalno rešenje jer radijus skretnice s obzirim na veliko udarno dejstvo pri ulasku u skretnicu, mora biti relativno veliki, a radijus u sredini skretnice s obzirom na dopušteno bočno ubrzanje treba biti značajno manji.

Ovo saznanje navelo je na zaključak da se skretnice sa velikim lukom za međusobnu vezu dva paralelna koloseka, za velike brzine, spajaju skretnicama klotoidnog oblika.

Primena klotoide, odnosno biklotoide u odvojnom koloseku, primenjena u kolosečnoj vezi, koristi se za ograničavanje udara (trzaja) i povećanja komfora vožnje. Brzina u pravcu pri tome odgovara brzini otvorene pruge, dok je brzina do 200 km/h u odvojnom koloseku pred realizacijom, dotle je brzina preko 200 km/h faza buduće realizacije.

LITERATURA

1. O.Morgenschweis : Moderne Weichengestaltung

Die Eisenbahnschiene ,1977.

Herausgegeben von Fritz Fasterath

2. S. Ranković: Analiza podobnosti skretnica za velike brzine 100-200km/h, Gradjevinski fakultet Beograd

3. E. Friesenbichler, F. Nachler: Berechnung und Einplanung von Weichen und Kreuzungen mit EDV-Rechenprogramen

4. Č. Ilić, G. Radivojević, A. Milić: Železničko vozilo i skretnice na prugama za velike brzine, Železnice No 2, 1995.

5. W. Simon: Weichen in Schnellfahrgleisen,OVG 1973

Naprezanje jezička skretnice UIC 60-R 1200-1:18,5 usled udara točkom*)

Mirjana TOMIČIĆ-TORLAKOVIĆ
Čedomir ILIĆ
Gordan RADIVOJEVIĆ

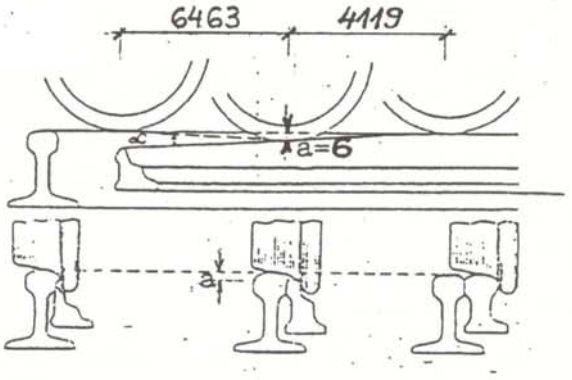
1. Uvod

Osobenosti konstrukcije skretnice neminovno stvaraju neravnine na putu kotrljanja točkova šinskih vozila, što pobuđuje oscilovanje vozila i povratno dinamičko dejstvo na skretnicu, koje nekada ima i udarni karakter. Mesta ovih pojava su najopterećeniji delovi skretnice, te se i brže troše od ostalih delova koloseka.

Jedna geometrijska neravnina u vertikalnoj ravni postoji na mestu prelaska točka sa jezička na naležnu šinu i obratno. Ona neizbežno nastaje zbog toga što je vrh jezička niži u odnosu na naležnu šinu. Pri prelazu sa naležne šine na jezičak, a još uvek se oslanjajući na naležnu šinu, točak biva pomeren i kreće se po krugu kotrljanja manjeg prečnika, te se spušta sve dok ne pređe na kotrljanje po jezičku. To se dešava na mestu gde je glava jezička širine 22 mm. Dalje točak počinje da se podiže sve dok se jezičak po visini ne izjednači sa naležnom šinom. Kao rezultat takvog kretanja, centar točka je u vertikalnoj ravni opisao trajektoriju oblika trougla, pratећi neravninu sa uglom preloma α (vidi sliku 1). Ova pojava se dešava i pri vožnji u pravac i vožnji u odvojak, odnosno postoji na mestu prelaska točka s prave naležne šine na krivolinijski jezičak i obrnuto, kao i na mestu prelaska točka s krive naležne šine na pravi jezičak i obrnuto.

Sem ovog naprezanja u vertikalnoj ravni, jezičak je opterećen i u horizontalnoj ravni usled bočnog vođenja točka pri vožnji u odvojak. Stoga je vrh jezička veoma nepovoljno napregnut, te je izložen pojačanom habanju.

*) Rad je iz istraživačko razvojnog projekta "Razvoj i osvajanje domaće skretnice za železničke pruge za velike brzine" koji finansira Ministarstvo za nauku i tehnologiju Republike Srbije



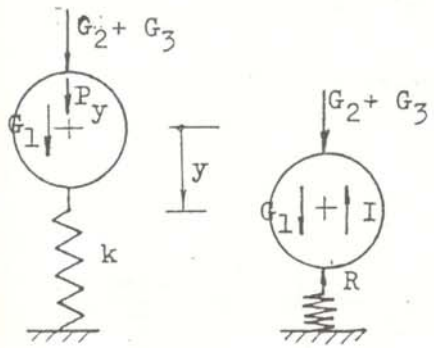
Slika 1

Cilj ovog istraživanja je upravo da se utvrde naprezanja jezička usled udara točkom pri prolazu po vertikalnoj neravnini u menjalici. Ovaj dinamički problem može se rešavati na više načina. U uprošćenim proračunima neogibljena masa vozila po jednom točku smatra se znatno većom od mase gornjeg stroja koja sudeluje u udaru, te se proračun dinamičkih sila između točka i skretničkog jezička izvodi putem modela sa jednim stepenom slobode. Tada se jezičak smatra krutom podlogom, a masa točka je pobuđena na oscilovanje usled udara o neravninu skretničke menjalice. Kada se poznaje masa gornjeg stroja menjalice koja sadejstvuje u nastalom oscilovanju, takozvana ekvivalentna masa gornjeg stroja (jezička, pribora, pragova i zastora), sprovodi se složenije rešenje ovog problema /5/, pomoću modela sa dva stepena slobode u takvom modelu ekvivalentna masa gornjeg stroja je sve-

dena na poprečni presek jezička ispod točka i prima udar neogibljene mase vozila, oscilujući zajedno s njom.

2. Dinamički model

Statički pritisak od vozila po jednom točku na šinu G sastoji se od neogibljene težine osovinskog sloga i gibnjeva G1, dela težine obrtnog postolja G2 i dela težine sanduka vozila G_3 : $G = G_1 + G_1 + G_3$. Točak je elastično oslonjen na skretnički jezičak, što je modelirano oprugom krutosti k. Usled pomeranja težišta točka u vertikalnom pravcu pri oscilovanju y u opruzi se javlja restituciona sila R. Prelom vozne površi u menjalici pod uglom α na ogibljenu masu osovinskog sloga m delovaće u obliku impulsa $mV\alpha$, gde je V brzina kretanja šinskog vozila.



Slika 2

Da bi se primenio Dalamberov princip, postojećim silama dodaje se inercijalna sila I = mÿ i uslov ravnoteže glasi:

$$I + R = G \tag{1}$$

sa početnim uslovima

$$y\,(t=0)=0,\ \dot{y}(t=0)=V\alpha \tag{2}$$

Pri dodiru dva cilindrična tela – bandaža točka radijusa rt i glave novog šinskog profila (jezička) radijusa zaobljenja rj, dodirna površ je eliptična. Veza između pomeranja y (lokalno utiskivanje točka u jezičak) i sile prema /2/ data je nelinarneom zavisnošću:

$$ky^{3/2}=R,\ R/N/,\ y/mm/ \tag{3}$$

gde je:

$$k = \frac{4}{3}\,\frac{q_k}{2\,\frac{1-\mu^2}{E\pi}\sqrt{\frac{1}{2r_t}+\frac{1}{2r_j}}}$$

Veličina q_k je tablična, za poznati odnos r_j/r_t, μ je koeficijent poprečne kontrakcije, E – modul elastičnosti šinskog čelika.

Usled udara točka glava jezička tokom eksploatacije postaje ravna, gubi zaobljenost, te dodirna površ točka – jezičak prelazi u pravougaonu. Tada, prema eksperimentima, veza između sile utiskivanja točka u jezičak,kao cilindra u ravnu čeličnu ploču, može se zadati linearnom vezom:

$$ky = R,\ R/N/,\ y/mm/ \tag{4}$$

gde je ovog puta:

$$k = \frac{L_j 10^4 \sqrt[3]{D_t}}{0{,}462}$$

$\mathbf{D_t}$ je prečnik točka u mm, a **L** je širina zaravnjene glave šinskog jezička u mm.

Ako se pođe od jednostavnijeg rešenja zadatka, kao prve aproksimacije, usvojiće se linearna veza restitucione sile i pomeranja oblika (4) i diferencijalna jednačina oblika (1) glasiće:

$$\ddot{y} + \omega^2 y = \frac{G}{m},\quad \omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{5}$$

Njeno rešenje se traži u obliku:

$$y = A\sin t + B\cos t + \frac{G}{k} \tag{6}$$

Primenom početnih uslova (2) konstante postaju poznate:

$$A=\frac{V}{\omega}\,\alpha,\ B = -\frac{G}{k} \tag{7}$$

te je rešenje:

$$y=\frac{G}{k} + \frac{V}{\omega}\,\alpha\sin\omega t-\frac{G}{k}\cos\omega t \tag{8}$$

Prelaskom na nove konstante C i φ pomoću veza:

$$A = C\sin\varphi,\ B = C\cos\varphi \tag{9}$$

rešenje se može pisati u obliku:

$$y=C\cos(\omega t-\varphi)+\frac{G}{k} \tag{10}$$

gde je:

$$C = \sqrt{\left(\frac{G}{k}\right)^2+\left(\frac{V\alpha}{\omega}\right)^2}\qquad tg\,\varphi=-\frac{V\alpha}{\omega G}k$$

Prema (10) sledi:

$$Y_{maks.} = \frac{G}{k}+C \tag{11}$$

$$R_{maks.} = ky_{max} = G + kC \tag{12}$$

Maksimalna udarna sila točka može se prikazati u obliku zbira statičkog i dinamičkog dela:

$$R_{maks.} = R_{st} + R_{din} \tag{13}$$

$$R_{st} = G \tag{14}$$

$$R_{din}= \sqrt{G^2 + mk\,V^2\,\alpha^2} \tag{15}$$

Dinamički koeficijetn je:

$$\lambda\frac{R_{maks}}{R_{st}} =1+\sqrt{1+\left(\frac{V\alpha\omega}{g(1+\lambda)}\right)^2},\quad \lambda=\frac{G_2+G_3}{G_1} \tag{16}$$

Za lokomotivu serije JŽ 461:

$$\gamma = \frac{5125+3250}{1375} = 6{,}0909$$

Neogibljena masa vozila po jednom točku:

$$m = \frac{G_1}{g} = 1{,}40163\ da\ Ns^2/cm$$

Krutost k prema linearnoj vezi (4) je za $\mathbf{D_t}$ = 1.250 mm, $\mathbf{L_j}$ = 22 mm:

$$k=5.129.606\ dan\ N/cm$$

te je frekvencija slobodnih oscilacija sistema:

$$\omega = \sqrt{\frac{5129606}{1{,}40163}} = 1913{,}046\ l/s$$

Za brzinu vozila V = 250 km/h i skretnicu UIC 60 – R 1200 – 1:18,5 (vidi sliku 1) sa uglom preloma neravnine:

$$\alpha=\frac{6}{4119}+\frac{6}{6463}=0,0024$$

dinamički koeficijent iznosi:

$$k=1+\sqrt{1+\left(\frac{25.000.000}{3600}\,\frac{1913,046}{981(1+6,0909)}\right)^2\,20,024^2}=$$

$=5,691$

Maksimalna sila udara točka o jezičak:

$R_{maks.} = 5,691 \times 9750 = 55.487,25\ daN$

Dinamička sila je:

$$R_{din}=\sqrt{9750^2+1,40163 \times 5.129.606\left(\frac{25.000.000}{3600}\right)^2}$$

$\times\ 0,0024^2=41.795,93\ daN$

Maksimalna sila kao zbir statičke i dinamičke sile:

$R_{maks.} = 9750 + 41795,93 = 54545,93$

Međutim, za nelinearnu vezu pomeranja i restitucione sile oblika (3) diferencijalna jednačina (1) uz početne uslove (2) mora se numerički rešavati. Primeniće se postupna integracija, te se homogeni deo diferencijalne jednačine mora napisati u inkrementalnom obliku:

$$m\Delta\ddot{y} + \Delta R(Y_1) = 0 \qquad (17)$$

Kada se funkcija $R(y_i)$ razvije u okolinu tačke y_i u Tejlorov red, dobija se:

$$R(y_i + 1) = R(Y_i) + \frac{dR(Y_i)}{dy_i}(Y_i+1-Y_i)+\ldots$$

a posle zanemarivanja članova višeg reda, dobija se:

$$\Delta R(y_i) = \frac{dR(y_i)}{dy_i}\Delta y_i$$

Kada se uvede oznaka:

$$\frac{dR(y_i)}{dy_i} = K_i$$

a vezu oblika (3) biće:

$$K_i = \frac{3}{2}k y_i^{1/2}$$

krementalna jednačina glasiće

$$m\Delta\ddot{y}_i + K_i\Delta y_i = 0 \qquad (18)$$

Za linearnu promenu ubrzanja u vremenskom intervalu Δt_i, u trenutku τ ono je određeno izrazom:

$$\ddot{y}(\tau) = \ddot{y}(t) + \frac{\Delta\ddot{y}(t)}{\Delta t}d\tau \qquad (a)$$

Brzina u trenutku određena je izrazom

$$\dot{y}(\tau) = \dot{y}(t) + \int_o^\tau \ddot{y}(\tau)d\tau = \ddot{y}(t)+\ddot{y}(t)d\tau + \frac{\Delta\ddot{y}(t)}{\Delta t}\frac{\tau^2}{2} \qquad (b)$$

Za određivanje pomeranja polazi se od izraza:

$$y(\tau) = y(t) + \int_o^\tau \dot{y}(\tau)\,d\tau$$

gde se unošenjem izraza (b) za $\dot{y}(\tau)$, integracijom dobija:

$$y(\tau) = y(t) + \dot{y}(t)\tau + \ddot{y}(t)\frac{\tau^2}{2} + \frac{\Delta\ddot{y}(t)}{\Delta t}\frac{\tau^3}{6} \qquad (c)$$

Na osnovu izraza (a), (b) i (c) mogu se napisati izrazi e veličine u trenutku $t + \Delta t$:

$$y(t+\Delta t)=y(t)+\dot{y}(t)\Delta t+\ddot{y}(t)\frac{\Delta t^2}{2}+\frac{\Delta\ddot{y}(t)}{6}\Delta t^2 \qquad (d)$$

$$\dot{y}(t+\Delta t)=\dot{y}(t)+\ddot{y}(t)\Delta t+\frac{\Delta\ddot{y}(t)}{2}\Delta t \qquad (e)$$

$$\ddot{y}(t+\Delta t)=\ddot{y}(t)+\Delta\ddot{y}(t) \qquad (f)$$

Pomoću izraza (d) i (e) priraštaj brzine pomeranja može se napisati:

$$\Delta y(t)=\ddot{y}(t)\Delta t+\frac{\Delta\ddot{y}(t)}{2}\Delta t \qquad (g)$$

a priraštaj pomeranja:

$$\Delta y(t)=y(t)\Delta t+\ddot{y}(t)\frac{\Delta t}{2}+\frac{\Delta\ddot{y}(t)}{6}\Delta t^2 \qquad (h)$$

Kad se jednačina (h) reši po priraštaju ubrzanja, dobija se:

$$\Delta\ddot{y}(t)=\frac{6}{\Delta t^2}\Delta\dot{y}(t)-\frac{6}{\Delta t}y(t)-3\ddot{y}(t) \qquad (19)$$

Unošenjem izraza (19) u izraz (g) priraštaj brzine je:

$$\Delta\dot{y}(t)=\frac{3}{\Delta t}\Delta y(t)-3\ddot{y}(t)-\frac{\Delta t}{2}\ddot{y}(t) \qquad (20)$$

Ubacivanjem izraza za priraštaj ubrzanja oblika (19) u jednačinu (18), dobija se jednačina po priraštaju pomeranja:

$$m\frac{6}{\Delta t^2}\Delta y(t)-\frac{6}{\Delta t}y(t)-3\ddot{y}(t)+K\Delta y=0$$

ili sređeno:

$$\frac{6m}{\Delta t^2}+K\,\Delta y(t)=\frac{6}{\Delta t}\dot{y}(t)+3m\ddot{y}(t) \qquad (21)$$

Ako se uvedu oznake:

$$\overline{K}=\frac{6m}{\Delta t^2}+K$$

$$F(t)=\frac{6m}{\Delta t}y(t)+3m\ddot{y}(t)$$

jednačina (21) može se napisati kraće:

$$\overline{K}\Delta y(t)=F(t)$$

Postupak proračuna je sledeći: polazeći od početnih uslova u trenutku t=0:

$$Y_o = O,\ \dot{y}_o = v_\alpha,\ \ddot{y}_o = \frac{G}{m}$$

određuju se veličine: K_o, $\overline{K}_o$ i F(t=0)
i vrednosti priraštaja: Δy_1, $\Delta\dot{y}_1$, $\Delta\ddot{y}_1$.

Zatim se određuju te veličine u trenutku $t_1 = 0 + \Delta t$. Postupak postepene integracije sa vremenskim intervalom proračuna Δt sprovodi se dok sila udara R računata u svakom intervalu prema formuli (3) ne prođe svoj prvi talas promene.

Dakle, za razmatranu skretnicu i isto šinsko vozilo prvo treba odrediti koeficijent krutosti opruge dinamičkog modela k prema izrazu (3). Za poluprečnike zakrivljenosti površi kotrljanja jezička i točka:

$r_j = 13$ mm, $r_t = 625$ mm

i njihov odnos:

$r_j / r_t = 13/625=0,02$

prema tabeli 5a iz /2/ se očita:

$q_k = 0,85$

i konačno se dobija

$$k = \frac{4}{3}\frac{q_k}{2\frac{1-\mu^2}{E\pi}\sqrt{\frac{1}{2r_t}+\frac{1}{2r_j}}} = \frac{4}{3}\frac{0,85}{2\frac{1-0,3^2}{21x10^4\pi}\sqrt{\frac{1}{1250}+\frac{1}{26}}} =$$

$= 2.073.815$ N/mm $= 2.074$ kN/mm

Analiziraće se udar pri brzini:

$V = 250$ km/h $= 69.444,44$ mm/s

Početni uslov iznosiće:

$t = 0, y_o = 0, \dot{y}_o = V\alpha = 69.444,44 \times 0,0024 = 166,67$ mm/s

$$\ddot{y}_o \frac{G}{m} = \frac{97,5}{0,00140163} = 69.563,36\ mm/s^2$$

Dalji postupak, već opisan u tekstu, prikazan je tabelarno, a dijagram promene pokazuje maksimalnu vrednost udarne sile:

$R_{maks.} = 438,68$ kN

u trenutku t = 2,6 m od početka dejstva.

Pri tome je istovremeno i maksimalno utiskivanje točka u jezičak:

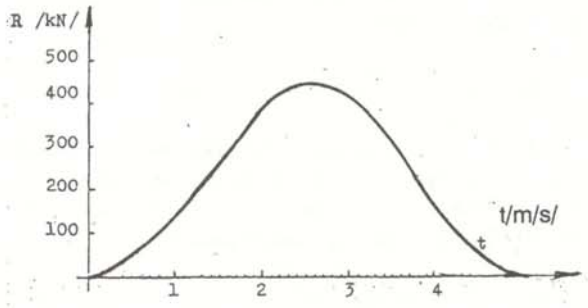
$y_{maks.} = 0,355$ mm

t_i /s/	y	$\dot{y}$	$\ddot{y}$	Δy	$\Delta \dot{y}$	$\Delta \ddot{y}$	R /kN/
0,0002	0,0000	166,67	69563,36	0,0347	13,92	-3790	0
0,0004	0,0374	180,59	65773,36	0,0373	11,61	-20020	13,41
0,0006	0,0720	192,20	45753,36	0,0392	6,83	-23260	40,07
0,0008	0,1112	199,03	22493,36	0,0401	2,16	-23380	76,91
0,0010	0,1513	201,19	-886,64	0,0400	-3,48	-33040	122,06
0,0012	0,1913	197,71	-33926,64	0,0386	-10,74	-39520	173,53
0,0014	0,2299	186,97	-73446,64	0,0357	-18,65	-33760	228,62
0,0016	0,2656	168,32	-107206,64	0,0313	-24,78	-32980	283,89
0,0018	0,2969	143,54	-140186,64	0,0257	-31,08	-30640	335,52
0,0020	0,3226	112,46	-170826,64	0,0189	-36,50	-26320	380,02
0,0022	0,3415	75,96	-197146,64	0,0111	-41,70	-22360	413,90
0,0024	0,3526	34,26	-219506,64	0,0024	-44,88	-9280	434,24
0,0026	0,3550	-10,62	-228786,64	-0,0066			438,68

$\alpha = 0,0024$ $\quad m = 0,00140163$ kNs^2/mm

G = 97,5 kN $\quad \frac{6m}{\Delta t^2} = 210.240$ kN/mm

$V = 250 \frac{km}{h} = 69.444,44 \frac{mm}{s}$ $\quad k = 2.074$ kN / mm



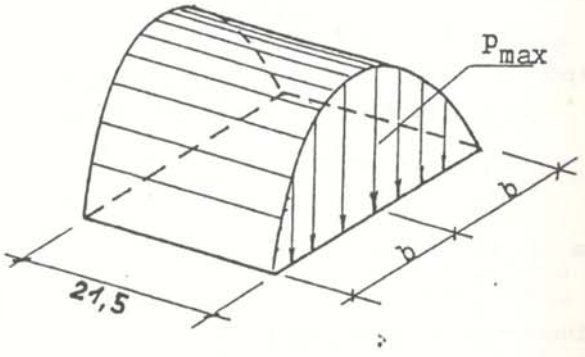
Slika 3

3. Kontaktni naponi

Preuzeće se razmatranje iz rada /3/ bez mnogo reči o kontaktnim naponima pri sudaru elastičnih tela.

Pri kretanju točka po vrhu jezička cilindar poluprečnika r_t kotrlja se po površi širine 21,5 mm (vidi sliku 1). Tada je kontaktna površ pravougaona dužine 22 mm, a nepoznate širine 2b. Veličina *b* pada u osu *y* koja se poklapa sa pravcem kotrljanja.

Polovina širine kontaktnog pravougaonika i maksimalni pritisak mogu se odrediti ako u opšte formule iz rada /3/ unesemo da je poluprečnik glave jezička $r_j = \infty$:



Slika 4

$$b = 2\sqrt{2\tau \frac{1-\mu^2}{E\pi} r_t} \qquad (23)$$

$$P_{maks.} = \frac{1}{\pi}\sqrt{\frac{\bar{r}}{2r_t \frac{1-\mu^2}{E\pi}}} \qquad (24)$$

gde je τ sila po jedinici širine.

Za proračun napona bitan je odnos širine i dužine kontaktne površi:

$n = b/a$

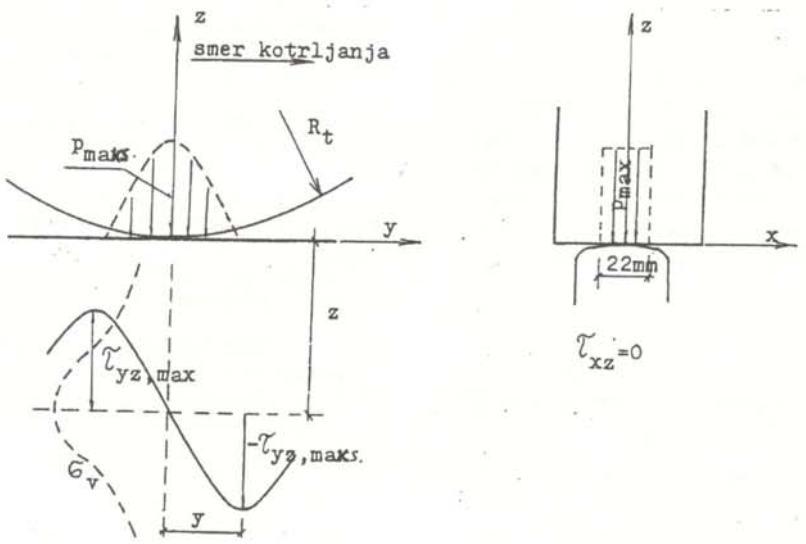
u čijoj je funkciji prema dijagramu na slici 7 rada /3/ data veličina uporednog napona:

$$\sigma v_{,maks.} = T p_{maks.} \qquad (25)$$

Ovaj uporedni napon se nalazi u osi simetrije na dubini:

$z = -\lambda b$

gde se λ očitava sa dijagrama na slici 8 istog rada u funkciji od *n*.



Slika 5

Ovo je prostorno stanje napona pritisaka sa dominantnim σ_z komponentalnim naponima koji se pri kotrljanju točka menjaju od 0 do punog iznosa. Sem toga, za ocenu naprezanja materijala treba uzeti u obzir naprezanje promenljivog znaka, koje je izazvano τ_{yz} smičućim naponima. Iz slike 11 pomenutog rada za poznati odnos *n* očitava se količnik $(\tau_{yz} / p_{maks.})_{maks.}$

Odgovarajući uporedni napon, iz uslova plastičnosti Mizesa, određuje se izrazom:

$$\sigma v\tau,_{maks.} = \sqrt{3}\tau_{yz,maks.} \qquad (27)$$

i javlja se u preseku na *y* udaljenom od ose kontaktnog, a pravougaonika, određuje se iz istog dijagrama.

Kontaktni naponi izračunaće se za udarnu silu:

$R_{maks.} = 438.680$ N

Kontaktna površ je dužine:

$a = 22$ mm

i polovine širine:

$$b = 2\sqrt{\frac{438.680}{22}\ 2\ \frac{1-0,3^2}{21x10^4}\ 625} = 11,7mm$$

Maksimalni pritisak na kontaktnu površ je:

$$P_{maks.} = \frac{1}{\pi}\sqrt{\frac{\frac{481.420}{22}}{1.250\ \frac{1-0,3^2}{21x10^4\pi}}} = 1.080\ N/mm^2$$

Za odnos strana kontaktne površi:

$n=b/a = 11,7/22 = 0,53$

veličina **T** iz dijagrama je: **T** = 0,61

pa je veličina uporednog napona prema izrazu (25):

$\sigma_{v,maks.} = 0,61 \times 1.080 = 659$ N/mm²

Za poznato *n* iz dijagrama je: $\lambda = 0,62$, te uporedni napon deluje na dubini:

$z = -0,62 \times 11,7 = -7,2$ mm

Za očitani količnik napona iz pomenutog dijagrama smičući napon je:

$\tau_{yz,maks.} = 0,24 \times 1.080 = 259$ N/mm²

Tada je uporedni napon smičućeg napona:

$\sigma_{v,\tau maks.} = \sqrt{3}x259 = 449$ N/mm²

i deluje u preseku na *y* udaljenom od ose kontaktnog pravougaonika:

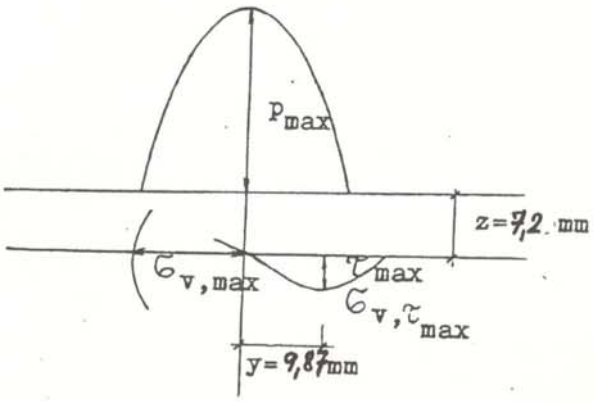
$y = 0,84 \times 11,7 = 9,87$ mm

Ako pretpostavimo da je vrh jezička napravljen od čelika zatezne čvrstoće 1.100 N/mm², granica plastičnosti se uzima:

$$\sigma_{pl} = \frac{2}{3}\ 1.100 = 733\ N/mm$$

Otuda se može zaključiti da je maksimalni pritisak na kontaktnu površ znatno iznad granice plastičnosti:

$p_{maks.} = 1.080$ N/mm² > 733 N/mm²



Slika 6

Napomena: Da je uzeta sila udara koja važi za ravnu površ kotrljanja jezička (i analiza kontaktnih napona je urađena za taj slučaj), maksimalni kontaktni pritisak bio bi 1,7 puta veći od granice plastičnosti šinskog čelika.

Zaključak

Posle sprovedene nelinearne dinamičke analize može se zaključiti da na vertikalnom kontaktu točka i jezička, u predelu vrha jezička, dolazi do naprezanja koje je 47% iznad granice plastičnosti za visokovredni šinski čelik zatezne čvrstoće 1.100 N/mm^2. Kako je opterećenje točkom udarno i ciklično, to brzo uzrokuje zamor materijala i oštećenja u vidu habanja i lomova vrha jezička.

LITERATURA

/1/ Tomičić M.: Analiza bočnih udarnih sila i efekata udara pri vožnji kroz žljebove promenljive širine skretnice UIC60-R300-1:9, deo projekta "Istraživanje metoda i mera za osposobljavanje magistralnih železničkih pruga za povećane brzine i osovinske pritiske", Beograd, 1991.

/2/ Goldsmith W.: Impact, London (ruski prevod: Udar, Moskva, 1965)

/3/ Fischer D., Steiner H., Schossman R.: Über die Beanpruchung von Herzstuckspitzen, Verkerhrs-Annalen ÖVG, 1978.

/4/ Tomičić – Torlaković M: Stanje napona i deformacija skretničkog jezička usled udara točkom, "Železnice", 3/93.

/5/ Tomičić – Torlaković M.: Stanje napona i deformacija u elementima skretnice, doktorska disertacija, Građevinski fakultet, Beograd, 1991.

Zavarivanje šina kao globalni problem modernizacije železničkih pruga*

Dr Dušanka VUKIĆEVIĆ
dr Čedomir ILIĆ

Rezime

Poznato je da je pitanje modernizacije železničkog saobraćaja neraskidivo vezano sa problemom brzina kretanja vozova, što podrazumava obezbedjenje postojanja kontinuirane, neprekinute šine kao osnovnog preduslova za ostvarivanje nepromenjivih opterećenja pri kotrljanju točkova. Kako se tehnologijom zavarivanja ostvaruje spajanje šina u jedinstvenu celinu, to je u ovom radu poklonjena posebna pažnja nekim problemima ove tehnologije, koja treba da razreši jedan od globalnih problema modernizacije železnižkog saobraćaja.

1. Uvod

Teorijska i empirijska saznanja ukazuju na to da je pitanje modernizacije železničkog saobraćaja povezano i sa rešavanjem problema kvaliteta pruga, a to znači povezano sa pitanjem eliminisanja rezdvojnih spojeva na šinama kao izvorima značajnih dinamičkih opterećenja pri velikim brzinama sa svim neželjenim posledicama koje se pri tome javljaju. Prema tome, slobodno se može reći da se modernizacija pruga bazira na rešavanju problema spajanja šina, odnosno obezbedjenju kontinuiteta šina - bazira na elminisanju izvora promene uslova kotrljanja točkova po podlozi.

Kako se na današnjem stepenu stanja tehnike železnički saobraćaj zasniva na obezbeđenju stabilnog dela puta u kojem su čelične šine osnovni deo podloge po kojoj se voz kreće, i kako je jedino poznata i dovoljno pouzdana tehnološka metoda spajanja šina u jedinstvenu celinu zavarivanje, to se u ovom radu poklanja posebna pažnja na neke osnovne probleme u vezi sa ovom tehnologijom.

Pri rešavanju iznetog problema moraju se imati na umu:

– nepovoljni uslovi pod kojima se spajaju šine zavarivanjem (zavaruje se pod otvorenim nebom i različitim klimatskim uslovima);

– neophodnost obezbedjenja produktivnosti procesa spajanja i

– imperativnost zahteva u pogledu obezbedjenja kvaliteta ostvarenog spoja ovom tehnološkom metodom.

Sasvim je razumljivo da se mogu navesti i mnogi drugi problemi i pitanja relevantna za problematiku koja se tretira (kao što su uticaj spretnosti i znanja varioca i sl.), medjutim, svi ostali, po oceni autora, proističu iz tri osnovna problema koja se reflektuju na istraživanja čiji je cilj ostvarenje spoja čija svojstva neće odudarati od svojstava mehanički i termički netretirane šine.

2. Relevantni faktori postupka zavarivanja šina

Sve analize ukazuju na to da se prednost izgradnje pruga velikih brzina kod nas sastoji u tome da pruga bude sposobna za saobraćaj vozova velikih brzina u uslovima odvijanja mešovitog saobraćaja.

Na osnovu njih je predvidjeno korišćenje šina UIC 60 i skretnica 1:18,5 i 1:26,5 (sa pomoćnim srcem), što podrazumeva izbor najpovoljnijih materijala garantovanih visokih zahtevanih svojstva, koji mora biti zasnovan na sveobuhvatnoj studiji i analizi meritornih svojstava osnovnog materijala šina, analizi postupaka njihove termičke obrade i analizi tehnologija zavarivanja radi definisanja

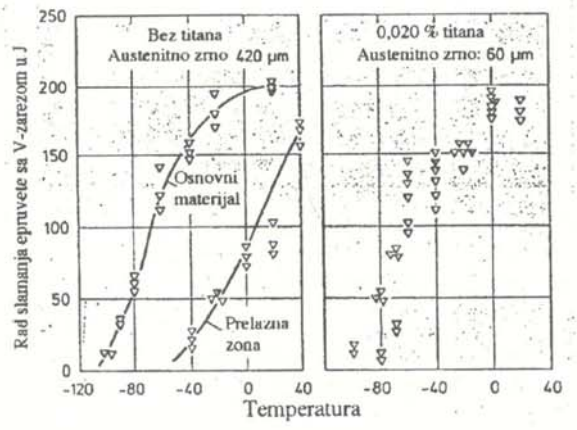
* Ovaj rad je iz istraživačko razvojnog projekta "Razvoj i osvajanje domaće skretnice za železničke pruge za velike brzine" koji finansira Ministarstvo za nauku i tehnologiju Republike Srbije

otpimalnih, kao i bitnih elemanata u dobijanju proizvoda zahtevanog kvaliteta koji garantuje bezbednu vožnju na prugama velikim brzinama.

U vezi sa iznetim, na prvom mestu se ističe pitanje pogodnosti čelika, od koga je izradjena šina, za zavarivanje, kao i odgovarajućeg materijala za spajanje, što se, neosporno, odražava na kvalitet ostvarene veze. Ključni problem pri tome je cela zona toplotnog dejstva, jer se zbog pojava koje zavise od zakona promene temperature sa vremenom stvaraju strukture koje lokalno remete bitna svojstva, kao što je npr, žilavost.

Opasnost dobijanja neželjenih struktura direktno je proporcionalna visini ostvarene temperature pri zavarivanju, tj. količine dovedene toplotne energije u jedinici vremena. Kada se zna da veličina učinka, odnosno, produktivnost zavarivanja zavisi od visine temperature, tada je jasno da je reč o veoma složenom i nimalo lakom problemu, čije se razrešenje - s obzirom na uslove zavarivanja - mora tražiti u iznalaženju i razvijanju čelika koji su relativno neosetljivi na promenu intenziteta temperature pri zavarivanju.

Istraživanja u tom pravcu pokazuju da čelici sa neznatnim sadržajem titana od 0,02 % ne pokazuju osetljivost na promenu intenziteta temperature pri zavarivanju, jer je kod njih - i pri visokim temperaturama - ostvarena udarna žilavost na zavarenom mestu koja se ne razlikuje od udarne žilavosti osnovnog materijala. Objašnjenje ovog fenomena se tumači time da skupljanje titan nitrida u grupe sprečava rast zrna u zoni zagrevanja. Dobijeni rezultati merenja udarne žilavosti u prelaznoj zoni za ovaj čelik dati su na slici 1.



Slika 1.

Danas su u upotrebi čelici za šine otporni na habanje (0,5 - 0,65 % C; 0,15 - 0,5 % Si; 1,3 - 1,7 % Mn sa najviše do 0,05 % P i 0,05 % S) čvrstoće do 900 MPa.

Za dobijanje povoljnije strukture preporučuje se viši procentualni sadržaj Mn, a srednji sadržaj Si, tako da temperatura transformacije bude 750-600 °C.

Procentualno učešće pojedinih legirajućih elemanata je od značaja jer je njihov uticaj na svojstva vara različit. Ugljenik negativno utiče na žilavost i pri većem sadržaju javlja se krtost materijala, dok prisustvo sumpora izaziva osetljivost u pojavi prslina u toplom stanju i pri prelasku izmedju 400 - 200 °C. Negativan uticaj sumpora je utoliko izraženiji ukoliko je veći sadržaj ugljenika u čeliku. Fosfor izaziva pojavu prslina u nižim temperaturnim oblastima (niske temperature).

Na osnovu ovih saznanja moguće je prema odgovarajućim dijagramima odrediti granicu zone zavarenog spoja sa najvećom sklonošću za pojavu pukotine u funkciji koncentracije ugljenika, mangana i sumpora.

Sledeći probem u razvoju čelika za šine jeste da je njihova visoka granica razvlačenja i visoka zatezna čvrstoća i posle zavarivanja, i to naročito pri promenjivim vrstama opterećenja. Iskustva pokazuju da se postavlja pitanje dinamičke čvrstoće zavarenog spoja. Uzrok je efekat zareza. Zbog toga se radi povećanja dinamičke čvrstoće zavarenog spoja pokušava problem rešiti naknadnom njegovom obradom postupcima: brušenja, WIG - naknadim zavarivanjem i plastičnim deformisanjem površinskih slojeva spoja.

Cilj prva dva postupka jeste zaobljavanje ivica prskotina i naprslina, čime se utiče na vrednost koeficijenta oblika, odnosno na koncentraciju napona, dok se trećim postupkom u površinskim slojevima stvara prednapon pritiska. Sva tri postupka imaju pozitivne efekte u pogledu dinamičke čvrstoće.

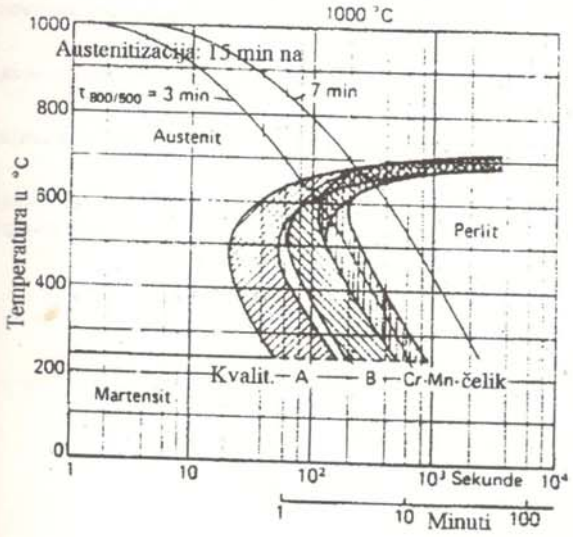
U vezi sa sposobnošću zavarivanja čelika za šine od značaja su pojave preobražaja strukture, pa time i promena svojstava ovih materijala. Prirodno otvrdnute šine, koje imaju feritno-perlitnu ili čisto perlitnu strukturu, kao posledicu hemijskog sastava i zakona promene temperature sa vremenom pri hladjenju, jesu šine otporne na habanje i šine poboljšanih svojstava. Usled otpuštanja i preobražaja koji nastaju pri zavarivanju, menja se struktura u zoni dejstva toplote. Zbog toga čelik za šine treba da bude takvog kvaliteta, da i pored neželjenih efekata u zoni otpuštanja i transformacije u austenit pri zavarivanju ostane u granicama dozvoljenih svojstava, odnosno na prvom mestu da u toj zoni ne dodje do suvišnog otvrdnjavanja (martenzit).

Nepoželjno otvrdnjavanje, povezano sa pojavom prevelike krtosti, sprečava se naknadnim hladjenjem, pri kome se iz austenita ponovo dobija perlit. Objašnjenje ove pojave vidi se iz dijagrama preobražaja temperatura - vreme, prikazanog na slici 2, za čelike otporne na habanje kvaliteta A i B i poseban čelik Cr-Ni. U dijagramu na slici 2 su unesene i dve granične krive hladjenja. Iz datog dijagrama se vidi:

– kod čelika klase A i B pri brzom haldjenju po krivoj 1 dolazi do potpune transformacije u perlit;

– oblast sprečavanja pojave martenzita je znatno veća u čelika klase A i

– Cr–Ni čelike je potrebno hladiti sporije, tj. približno po krivoj 2.



Slika 2.

Mnogi autori, pre svega japanski, upozoravaju da u metalu šava prisustvo martenzita ima znatno veći uticaj na pojavu hladnih pukotina nego u zoni uticaja toplote. Pojava poprečnih pukotina u zoni šava objašnjava se prisustvom pločastog martenzita u strukuri, mada je i prisustvo vlage i uticaj vodonika, naročito u slučajevima nisko legiranih čelika, na pojavu prslina veliki.

Sklonost ka pojavi prsline ne zavisi samo od brzine hladjenja, već naročito od brzine prolaska kroz temperaturni interval izmedju 150 i 120°C u kome je nastajanje prslina najverovatnije.

Imajući u vidu u najkraćim crtama sve ovo, kao i poznata saznanja iz domena zavarivanja, pa s tim u vezi uticaja fenomena promene strukture zavarenog spoja kod čelika sa svim neželjenim posledicama, kao što su: promene svojstava, pojava naprslina i pukotina i dr., autori se u ovom slučaju se zadržavaju na opštem definisanju tehnoloških funkcija stanja procesa zavarivanja, što treba da posluži za dalja sveobuhvatnija ispitivanja i istraživanja.

3. Tehnološke funkcije stanja

Stanje svakog tehnološkog postupka - u kome učestvuje čovek, stredstva rada i materijal koji se preradjuje - u ovom slučaju zavarivanje, može se determinisati skupom relevantnih parametara i funkcija kojima se opisuju njegove meritorne karakteristike, kao što su: vrsta materijala šine, vrsta dodatnog materijala, temperatura zavarivanja, režim odivijanja procesa, kvalitet zavarenog spoja itd, što se može izraziti opštom funkcijom:

$F_{st} = F(f_{m1}, f_{m2}, ..., f_{mi}, ..., f_{mn}; f_{s1}, f_{s2}, ..., f_{sj}, ..., f_{sm}; f_{c1}, f_{c2}, ..., f_{ck}, ..., f_{cm})$ (1)

gde su:Fst - i-ti parametar stanja tehnološkog procesa (zavarivanja);

fmi - i-ti paramtar materijala;

fsj - j-ti parametar sredstava rada i

fck - k-ti paramtar čoveka - zavarivača.

Složenost definisanja funkcije stanja - definisanja izraza (1) - je više nego očigledna i ne može se iskazati jednim matematičkim izrazom.

Zbog nemogućnosti definisanja zakonitosti (1) problem se može rešavati iznalaženjem i postavljanjem niza parcijalnih tehnoloških funkcija stanja, pa se ponašanje ovog obradnog procesa - zavarivanje šina za brze pruge - može opisati skupom parcijalnih tehnoloških funkcija stanja:

$$F_{st} = \{F_{st}\} \quad (2)$$

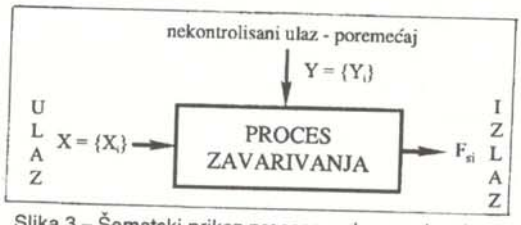
gde su:F_{si} - parcijalne tehnološke funkcije stanja.

Ove funkcije čine: funkcije temperature zavarivanja, funkcije promene strukutre, funkcije promena mehaničkih svojstava materijala, funkcije kvaliteta, funkcije trošenja dodatnog materijala itd. Njima se mogu izraziti: mehanika odvijanja procesa, njegova termodinamika, pouzdanost, ekonomičnost, kvalitet i svi drugi pokazatelji od interesa i važnosti.

Prema tome, stanje i ponašanje procesa zavarivanja šina moguće je opisati skupom tehnoloških funkcija stanja, a sve posmatrati preko poznatog modela obradnih sistema, šematski prikazanog na slici 3, gde su:

X - kontrolisane ulazne veličine i

Y - nekontrolisane ulazne veličine, koje su, u stvari, poremećajna i destruktivna dejstva, čija je suština da pri dejstvovanju izazivaju neželjene promene stanja i neželjeni tok promena karakteristika procesa.



Slika 3 – Šematski prikaz procesa rada zavarivanjem

Izlazi iz ovog sistema su funkcije stanja iz izraza (2), koje zavise od ulaznih parametara, odnosno uticajnih faktora.

4. Zaključak

Na osnovi svega iznetog mogu se izvući sledeći zaključci:

1. Sve ukazuje da postoji dovoljno argumentovano opredeljenje u pogledu tipa saobraćaja vozova velikih brzina, pa s tim u vezi i predvidjanja u pogledu tipa šina i skretnica, što dovoljno ukazuje na vrstu materijala šina i ostale relevantne uslove.

2. Mada su samo načeta pitanja u veoma skromnom obimu, i toliko je dovoljno da se sagleda sva kompleksnost problema i neophodnost ozbiljnijih - naročito eksperimentalnih - istraživanja i ispitivanja radi stvaranja dovoljno pouzdanih podloga za realizovanje optimalnih praktičnih metoda zavarivanja šina za naše brze pruge.

3. Definisanje matrica funkcija stanja i korišćenja modela procesa zavarivanja prikazanog na slici 3 uz upotrebu računara omogućiće značajne, kako čisto teorijske, tako i teorijsko-eksperimentalne zahvate u ovom području.

LITERATURA

/1/ Železnica u teoriji i praksi, 1980, br. 3-4: Probelmi u vezi sa zavarivanjem tračnica, Babić Jasenka, dipl inž.

/2/ Stahl und Eisen, časopis za nemačko železničarstvo, sveska 81: Herstellung, Eigenschaften und Betriebsverhalten von Schienenstahlen, 1965.

/3/ Inagoni M. a spa: Il Nj - IX - 65, Mašinostovnie, Moskva, 1972.

/4/ Gruvjor M: Svariveiost stalej, Moskva, Mašinostroenije, 1984.

/5/ A. V. Surkov, Ju, I. Bareišnikov i dr: Ocenke svojstav osnovnogo metalla i svarnih soedinenij spalvov permennogo sastava, Svarnoe proizvedstvo, X, 1991.

Osvrt na glavne faktore koji određuju tenzor napona kod šina na delu skretnica*

Dr Dragoljub DRENIĆ, inž. red. prof.
Čedomir ILIĆ, dr. inž. vanr. prof.
SLobodan RANKOVIĆ, dipl. inž. građ. asist.
Graševinski fakultet Niš

Rezime

Uočena pojava "dodatnin napona" kod šina ukazuje da dosadašnji "konvencionalni" proračun naprezanja na bazi linearne (Navier) raspodele nije adekvatan.

Naprezanja od vertikalnih sila točka, zatim od sile vođenja, sile na kontaktu šine i točka, kao i naprezanja izazvana promenom temperature ukazuju na postojanje "međuzavisnih odnosa".

Modul elastičnosti koloseka sa svojim koeficijentom elastičnosti, kao i koeficijentom podloge (zastora) su svakako parametri koji utiču na naprezanje šine pod opterećenjem. Ovako veliki broj promenljivih ukazuje na postojanje vrlo složenog naponskog stanja koje zahteva poseban tretman u izradi matematičkog modela.

Uzimajući u obzir složenost dejstava opterećenja, tenzor napona može da se napiše u sledećem obliku:

$$S_{ij} = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix} \qquad 1)$$

kod koga su dominantni o – naponi, a τ – naponi su znatno manji, pa u ovom radu neće biti analizirani.

Ako se pri analizi opterećenja uzmu svi relevantni parametri, kao što su:

- ekscentrično opterećenje od težine
- ekscentrično opterećenje od vođene sile
- momenti savijanja i momenti torzije
- imperfekcija poprečnog preseka šine i skretničkog koloseka
- uticaj temperature
- promena krutosti u poprečnom preseku šine,

dobićemo znatno složeniji tenzor napona koji može da se izrazi u obliku

$$S_{*ij} = \begin{vmatrix} \sigma_x+\Sigma\Delta\sigma_x & * & * \\ * & \sigma_y+\Sigma\Delta\sigma_y & * \\ * & * & \sigma_z+\Sigma\Delta\sigma_z \end{vmatrix} \qquad 2)$$

gde u jednačini (2) dodatni naponi $\Delta\delta_i$ mogu po svom obliku i veličini da budu veoma značajni.

Dodatni naponi $\Delta\delta_i$ po svojim karakteristikama ne mogu lako da se izračunaju na bazi konvencionalnog načina klasične otpornosti materijala, već se određuju isključivo ispitivanjem kako u laboratorijskim uslovima, tako i na "in situ".

Kako u svim jednačinama za napone δ_i utiče modul elastičnosti E, a promena modula elastičnosti nije istraživana u funkciji opterećenja, postavlja se pitanje složenosti funkcije:

$$\sigma_i = \varphi\ [\ \varepsilon_i, E_{(t)}\ ] \qquad 3)$$

što za sobom povlači da se ubuduće analizira tenzor deformacije D_{ij}, koji može da se napiše u obliku:

$$D_{ij} = \begin{vmatrix} \varepsilon_x & \gamma_{xy}/2 & * \\ \gamma_{xy}/2 & \varepsilon_y & * \\ * & * & \varepsilon_z \end{vmatrix} \qquad 4)$$

Što se tiče tenzora deformacije (4), postavlja se pitanje opravdanosti izostavljanja komponentalnih članova $\gamma_{xz}/2$ i njihovo zanemarivanje.

Prelazak sa tenzora napona δ_{ij} na tenzor deformacije D_{ij} ima opravdanja ako se uzme u obzir činjenica da elektrootporni instrumenti, kao što su merne trake (strain gage), isključivo mere dilatacije, i to sa podatkom 1.0×10^{-6}, a do napona se dolazi posrednim putem.

U prvom članu izraza tenzora deformacije $\sigma_x + \Delta\sigma_{xi}$ posebnu pažnju treba posvetiti naprezanju to jest deforma-

* Rad je iz istraživačko-razvojnog projekta "Razvoj i osvajanje domaće skretnice za železničke pruge za velike brzine" koji finansira Ministarstvo za nauku i tehnologiju Republike Srbije

ciji nožice šine u zavisnosti od elestičnosti koloseka. Modul elastičnosti koloseka (kN/cm^2) je promenljiva vrednost i zavisi od podbijenosti oslonca (pragova), a preko koeficijenta elaktičnosti koloseka (kN/mm) definiše elastičnost podloge (zastora i planuma). Koeficijent elastičnosti koloseka utiče na dužinu ugiba. Pri većim vertikalnim ugibima moguće su i trajne deformacije koje dovode u pitanje stabilnosti sveukupne ramovske krutosti cele konstrukcije koloseka.

Zaključak

Matematička formulacija tenzora napona kod šina pod opterećenjem veoma je složena i zahteva veliki broj istraživanja da bi se pojedini inputi doveli do nivoa konstante. Na ovaj način se i njihova međuzavisnost definiše i postaje poznata veličina. Uočene "dodatne napone" i njihovu složenost proračuna su zapadne zemlje istraživale isključivo ispitivanjem, što je pokazalo opravdanim tvrdnju da je kolosek složen nelinearan mehanički sistem izložen raznim vrstama dinamičkog opterećenja.

Literatura

1. Brčić V.: Otpornost materijala, Građevinska knjiga, Beograd, 1978.
2. Radojković M.: Ispitivanje konstrukcija, Beograd, 1979.
3. Pierre J.: La deformee dynamique de la voie ferrée, Paris, 1982.
4. Experimental stress analysis, vol N° 15–25, 1975.
5. Sénac G.: Le relevements des vitesses sur les lignes existantes

Analiza uticajnih faktora na sigurnost i pouzdanost zavarenog skretničkog srca*

Milorad STOŠIĆ
Čedomir ILIĆ
Aleksandar MILIĆ

Rezime

U radu su analizirani uticajni faktori na sigurnost i pouzdanost zavarenog skretničkog srca za potpunu bezbednost prolaska šinskih vozila kroz skretnicu u uslovima vožnje na prugama velikih brzina.

Dat je prikaz osnovnih tehnoloških parametara zavarivanja i termičkih obrada.

Prikazane su komparativne prednosti termičkih obrada za poboljašnje područja prevodjenja točka šinskog vozila.

Analizirana je eksperimentalna provera parametara zavarivanja i poboljšanja.

Uvod

Razvoj i modernizacija savremenog železničkog saobraćaja u svom sklopu sadrže povećanje osovinskog pritiska i brzine. Iz tih razloga nameće se potreba izrade gornjeg stroja pruga, a samim tim i srektnica koja će obezbediti maksimalnu bezbednost u prevozu robe i putnika.

U sklopu skrednica, skretničko srce predstavlja jedan od najvitalnijih elemenata koje je u momentu prevođenja točka šinskog vozila izloženo složenim opterećenjima.

Od veličine tih opterećenja direktno zavisi i njegova stabilnost.

Postupak spajanja glavnog i pomoćnog šiljka skretničkog srca zavarivanjem obezbeđuje potpunu stabilnost u momentu prevođenja točka šinskog vozila. To je naročito izraženo u uslovima većeg osovinskog pritiska i većih brzina u prolazu šinskog vozila kroz skretnicu.

Ovakav način spajanja glavnog i pomoćnog šiljka predstavlja kvalitativan napredak u pogledu: stabilnosti u pogonu, olakšanog održavanja i znatno većeg veka trajanja.

Za potpunu bezbednost i mirnu voznju kroz skretnicu, za pruge velikih brzina projektovano je pokretno skretničko srce.

Uticajni faktori na sigurnost i pouzdanost

Potpuna bezbednost prolaza šinskih vozila kroz skretnicu može se postići jedino ako se obezbedi maksimalan kvalitet u izradi skretničkih delova i potpuna tačnost u sklapanju.

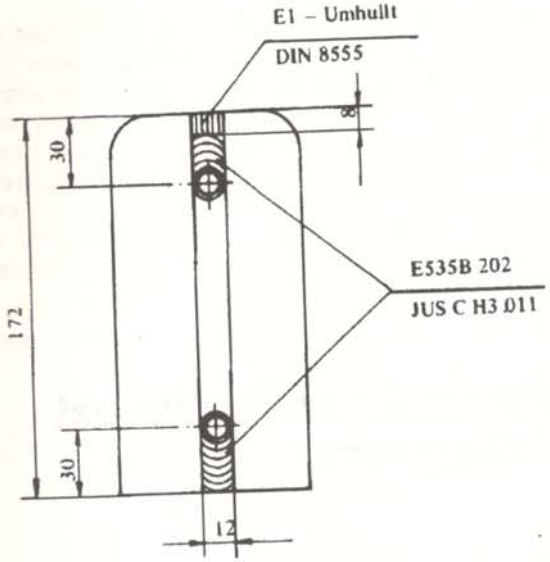
Na obezbedjenje maksimalnog kvaliteta u izradi utiču mnogi faktori koji se ogledaju u sledećem:

1. Konstrukciono rešenje skretničkog srca, a samim tim i zavarenog spoja glavnog i pomoćnog šiljka (sl. 1).

Način spajanja glavnog i pomoćnog šiljka proistekao je iz zahteva za obezbedjenje maksimalne elastičnosti i amortizacije udara u momentu prolaska šinskog vozila. Posmatrano na poprečnom preseku, umentnute cevi imaju ulogu kompenzacije napona kontrakcije u procesu zavarivanja.

Metalurška heterogenost metala šava (sl. 1) omogućava da se, s jedne strane, obezbedi odgovarajuća otpornost na habanje a, s druge strane obezbedi maksimalna elastičnost i amortizacija udara.

* Rad je iz istraživačko-razvojnog projekta: "Razvoj i osvajanje domaće skretnice za železničke pruge za velike brzine", koji finansira Ministarstvo za nauku i tehnologiju Republike Srbije.



Sl 1. - Zavareni spoj

2. Primenjeni materijal

Izrada skretničkog srca za skretnice na prugama velikih brzina i velikih osovinskih pritisaka uslovljava primenu šinskog materijala sa povećanim karakteristikama čvrstoće.

Kao najkarakterističniji elemenat u skretnici projektovano je pokretno skretničko srce od šina UIC 60 od kvaliteta 900A i 1100 prema kodeksu UIC 860 V.

Karakteristike navedenih materijala prikazane su u tabeli 1.

Tabela 1.

Kvalitet	Hemijski sastav %						Mehaničke karakteristike		
	C	Mn	Si	P_{max}	S_{max}	Cr	Rm (N/mm^2)	$R_{p0,2}$ (N/mm^2)	A5 %
	0,60	0,80	0,10				min		
900A	do	do	do	0,04	0,04	–	880	549	≥110
	0,80	1,30	0,50						
	0,60	0,90	0,30				0,80	≥	
1100	do	do	do	0,025	0,03		do	1080	≥9
	0,82	1,30	0,90				1,30		

Pored toga, da bi zavareni spoj mogao da odgovori svojoj nameni, moraju se primeniti odgovarajući dodatni materijali za zavarivanje.

3. Tačnost izrade delova

Obrada elemenata skretničkog srca, a pre svega. glavnog i pomoćnog šiljka mora da se obavlja na mašinama (portalnim glodalicama) koje obezbeđuju maksimalan kvalitet obrade i dimenzionalnu tačnost. Na taj način obezbedjuje se tačnost pri sklapanju, odnosno projektovana geometrija spoja za zavarivanje.

Tehnološki postupak obrade ne sme da izazove promenu strukture materijala na obradjivanim površinama.

4. Termički tretman u procesu zavarivanja

Predgrevanje i održavanje temperature predgrevanja u procesu zavarivanja je tehnološki parametar koji direktno utice na metaluršku homogenost izmedju osnovnog materijala i metala šava. Ukoliko se postupak predgrevanja i održavanja temperature predgrevanja izvode odgovarajućim metodama sa programskim vodjenjem procesa, onda u zoni uticaja toplote nastaju povoljne strukture koje garantuju povoljne mehaničke karakteristike. Na taj način izbegava se i mogućnost stvaranja prslina (makro i mikro).

5. Priprema dodatnih materijala za zavarivanje

Odstranjivanje vlage iz obloge elektoda je značajan faktor koji sprečava stvaranje vodonika u procesu zavarivanja i njegovu difuziju u zavareni spoj. Difundovani vodonik u šavu izaziva nepovoljna naponska stanja koja prouzrokuju neželjene prsline.

6. Kontrola kvaliteta

Značajan faktor za obezbedjenje kvaliteta izrade skretničkog srca je kontrola kvaliteta u svim fazama izrade, počev od projektovanja, pripreme, neposredne izrade, do završne kontrole.

Značajno je predupredititi grešku u izradi, jer svako njeno otklanjanje nepovoljno utiče na konačan kvalitet izradjenog srca.

7. Stručna osposobljenost kadrova

Polazna baza za osiguranje kvaliteta izrade proizvoda je stručna osposobljenost kadrova na svim nivoima, koji učestvuju u realizaciji i u svim fazama izrade i kontrole.

8. Sistem kvaliteta prema zahtevima standarda serije JUS-ISO 9000.

Osnovni tehnološki parametri zavarivanja

Uslovljena heterogenost zavarenog spoja sa zahtevanim karakteristikama u pogledu: čvrstoće, odnosno tvrdoća, izduženja i žilavosti zahteva da se naročita pažnja pokloni pri odredjivanju tehnologije zavarivanja.

Osnovni tehnološki parametri zavarivanja koji su od bitnog značaja za zadovoljenje tih zahteva su:

1. Postupci zavarivanja: ručno elektrolučno ili MAG postupak zavarivanja.

2. Dodatni materijali

Dodatni materijali koji osiguravaju zahtevane karakteristike zavarenog spoja su:

a) Ručni elektrolučni postupak

- elektrode kvaliteta: E535B 202-JUS CH3011 i E1-400 umhüllt - DIN8555

b) MAG postupak: punjene žice interne oznake: FLUXOFIL 40 i FLUXOFIL 52

c) zaštitni gas - mešavina: 80% Ar + 20% CO_2

3. Priprema dodatnih materijala

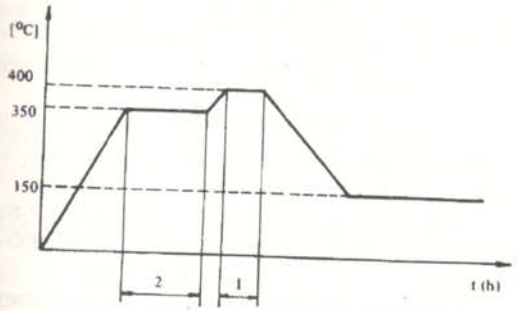
Dodatni materijal za zavarivanje neposredno pre upotrebe sušiti u pećima sa programatorom za vodjenje procesa sušenja i registratorom temerature.

Radi odstranjivanja sekundarne vlage, iz obloge elektrode režima sušenja su:

- temperatura sušenja $t_s = 350 - 400^{\circ}C$
- vreme sušenja $t = 2\,h + 1\,h$

Osušeni dodatni materijal održavati na tempetaturi t = 150° C do upotrebe.

Dijagram sušenja prikazan je na sl. 2.



Sl. 2. Dijagram sušenja dodatnih materijala

Osušeni dodatni materijal za zavarivanje prenositi u grejnim kutijama snabdevenim grejačem za održavanje temperature od 150° C do konačne upotrebe.

4. Predgrevanje

Ukupni ekvivalent ugljenika uslovljava da se radni predmet predgreva pre zavarivanja na t = 350° C koja se u toku procesa zavarivanja mora održavati.

Temperatura predgrevanja izračunata je prema metodi SEFERIANA.

Za uspešno izvodjenje procesa predgrevanja i održavanje temperature predgrevanja najpovoljnija je elektrootporna metoda.

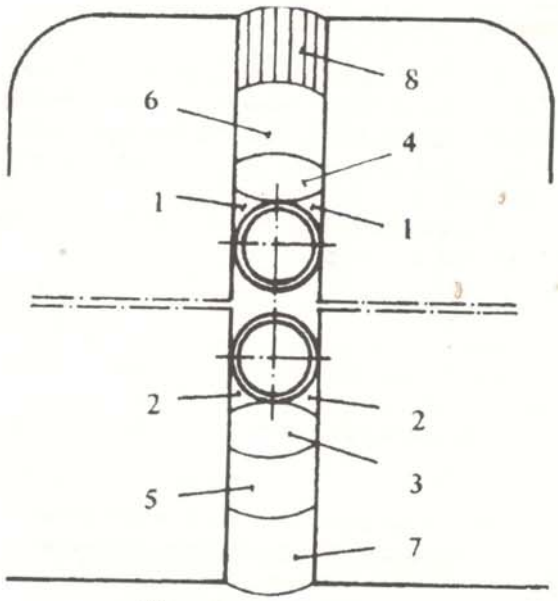
Uredjaj za predgrevanje mora biti snabdeven programatorom za automatsko vodjenje procesa prema zadatim rezimima i pisačem dijagrama.

5. Medjuprolazna temperatura

Važan faktor u procesu zavarivanja je i međuprolazna temperatura koja se mora održavati na nivou temperature predgrevanja.

6. Redosled zavarivanja

Za sprečavanje poprečnih, odnosno ugaonih deformacija mora se primeniti odgovarajući redosled zavarivanja (sl. 3).



Slika 3. Redosled zavarivanja

Za ostvarenje redosleda zavarivanja neophodno je pozicioniranje radnog predmeta u obrtnom pozicioneru.

7. Kontrola i ispitivanje

Podeljena je po fazama izvodjenja

- Ulazna kontrola

Kvalitet svih materijala koji učestvuju u izradi skretničkog srca mora da bude proveren ili u fabrici proizvođača ili da se obavi dodatno reatestiranje.

Kvaliteti svih materijala mora da budu dokumentovani odgovarajućim atestima.

- Kontrola u procesu zavarivanja

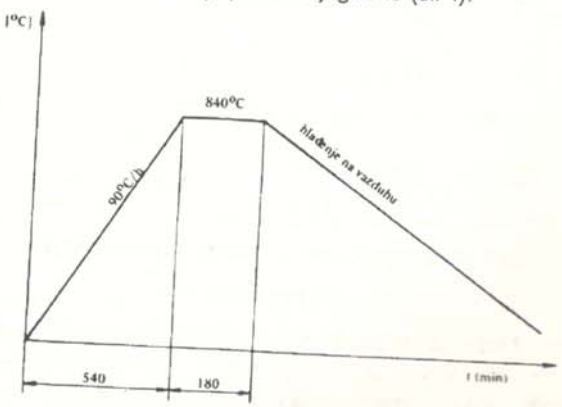
Ova vrsta kontrole je naročito značajna da bi se predupredile neželjene posledice nekvalitetnog izvodjenja.

- Kontrola posle zavarivanja

Izvodi se metodama bez razaranja: penetrantima i ultrazvučna metoda.

8. Normalizaciono žarenje

Zavareno skretničko srce mora se podvrgnuti normalizacionom žarenju prema dijagramu (sl. 4).



Slika 4. Dijagram normalizacije

Parametri poboljšanja

Cilj termičke obrade radi poboljšanja je poboljšanje mehaničkih karakteristika materijala na voznim površinama u području prevođenja točka, a radi smanjenja štetnih pojava, kao što su: habanje, gnječenje, prskanje, odlamanje i ljuskanje.

1. Za kvalitetno poboljšnje - kaljenje sa popušanjem treba primeniti sledeće parametre:

a) Predgrevanje

Operacija predgrevanja izvodi se u komornoj peći koja treba da ima programator za automatsko vodjenje procesa i pisač dijagrama.

Predgrevanje se izvodi do temperature od 400° C.

b) Kaljenje

Izvodi se specijalnim postrojenjem za tu svrhu.

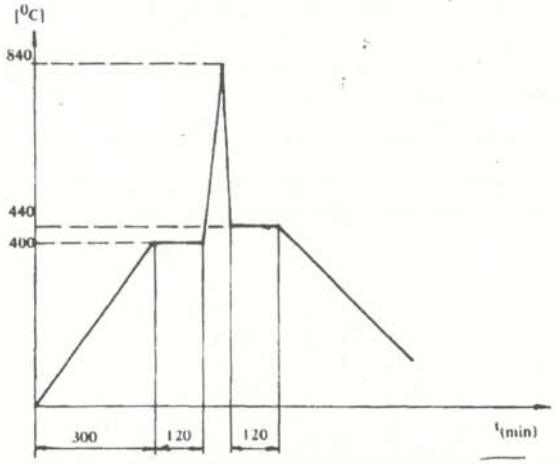
Za kvalitetno izvodjenje kaljenja sa popuštanjem treba zadovoljiti sledeće uslove:

- emulzija za hladjenje: voda-ulje : 4:1
- temperatura emulzije: 20-30° C
- izlazni pritisak emulzije: 1,5 bar
- najmanje tri mlaznice
- odstojanje izmedju mlaznica: 200 mm
- odstojanje izmedju gorionika i mlaznice: 150 mm
- odstojanje izmedju gorionika: 200 mm
- svaka mlaznica povezana na posebnu pumpu.

Hladjenje radi poboljšanja do 440° C, što se registruje posebnim optičkim pirometrom ugrađenim odmah iza mlaznice.

c) Popuštanje se obavlja na temperaturi od 400° C.

Poboljšanje je dijagramski prikazano na sl. 5.



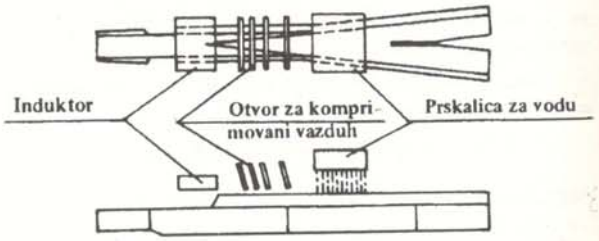
Slika 5. Dijagram poboljšanja (kaljenje sa popuštanjem)

2. Poboljšanje finom perlitizačijom

Može da se izvodi na svim srcima, odnosno za sve brzine vožnje kroz skretnicu, a naročito za brzine V ≥ 120 km/h. Fina perlitizacija je postupak termičke obrade kod koga se materijal zagreva na dovoljnu dubinu na temperaturu austenitizacije. To područje se zatim naglo hladi na temperaturu 650° C do 500° C komprimovanim vazduhom i drži na toj temperaturi tako dugo dok se obavi preobražaj austenita u fino lamelarni perlit. Na taj način postižu se: visoka čvrstoća i žilavost.

U poredjenju sa grubo lamiliranim perlitom, koji se dobija u procesu valjanja, kod fino lameliranog perlita razmak izmedju lamela je smanjen za oko polovinu.

Fina perlitizacija izvodi se protočnim postupkom termičke obrade (sl.6).



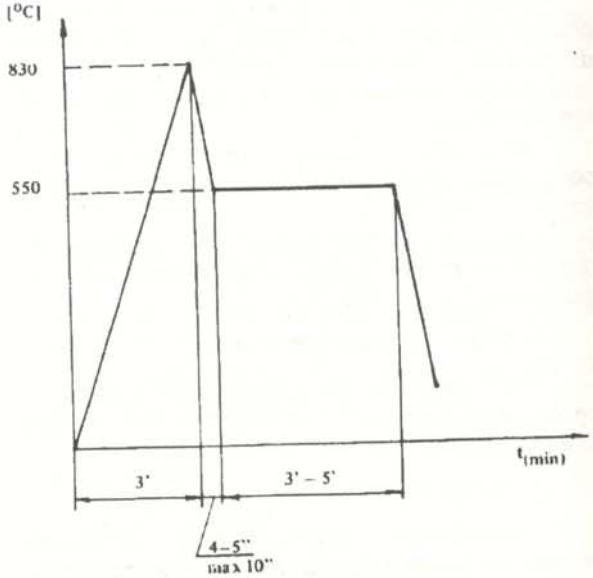
Slika 6. Uređaj za fino perlitiziranje

Postupak i parametri finog perlitiranja područja vozne površine (sl. 7) sastoje se u sledećem:

1. Vozna površina kontinuirano se zagreva 2 do 6 minuta. Na temperaturu austenitnog preobražaja (850 do 950° C), tako da se dobija fino zrnasti austenit.

2. Posle toga sledi naglo hlađenje komprimovanim vazduhom na temperaturu 650° C do 500° C i zadržava određeno vreme da se obavi preobražaj u perlit. Zbog otežane diruzije ugljenika i stvaranja većih čestica stvara se fino lamelirani perlit.

3. Na kraju perioda preobraćaja materijal se hladi mlazom vode do temperature ispod 100° C.



Slika 7. Dijagram fine perlitizacije

Navedeni postupak i parametri fine perlitizacije daju sledeće efekte:

- Neposredno ispod vozne površine tvrdoća se kreće u granicama od 320 do 400 HV, što odgovara zateznoj čvrstoći od 1100 do 1350 N/mm.

Na dubini od 15 mm tvrdoća je 300 HV što odgovara čvrstoći od 1000 N/mm^2.

Tek na dubini od 25 mm vrednost tvrdoće je 260 HV.

- Više od zatezne čvrstoće raste granica razvlačenja materijala od 550 na preko 700 N/mm^2.
- Sa zateznom čvrstoćom raste i trajna čvrstoća fino perlitiziranog sloja.
- Kod finog perlitiziranja prelaz tvrdoće je postupan u područje neperlitiziranog sloja.

Što je manje rastojanje izmedju cementitnih lamela, raste i cvrstoća.

- Pri tome se povećava žilalvost jer se istovremeno sa rastojanjem izmedju cementitnih lamela smanjuje i njihova debljina. Što su tanje cementitne lamele, žilavost raste, pa se perlitizirani materijal lakše oblikuje.

Komparativne prednosti fine perlitizacije

Prednosti fine perlitizacije u odnosu na druge postupke poboljšanja ogledaju se u sledećem:

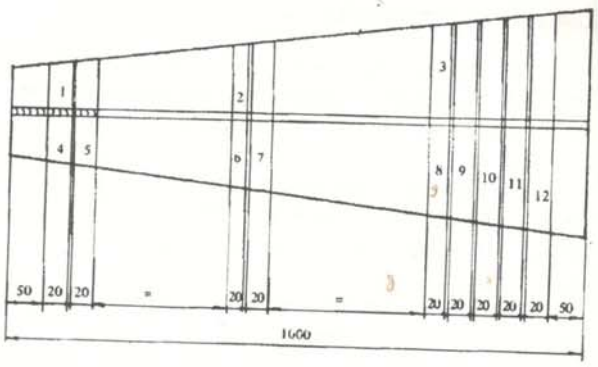
1. Visoka granica razvlačenja osigurava postojanost protiv gnječenja. Na taj način izbegava se stvaranje srka na voznim rubovima.
2. Visoka trajna čvrstoća sprečava štete zamora materijala, kao što su: ljuštenje i odlamanje. Naročito se izbegava odlamanje u vidu ljuski.
3. Povećava se sigurnost protiv krtog loma.
4. Otpor habanja fino perlitiziranog sloja je znatno veći (100%) od otpora martenzita iste čvrstoće.
5. Zbog kratkog trajanja postupka fine perlitizacije, izbegava se efekat omeksavanja i svako razugljeničavanje na rubovima u području vozne površine.

Rezultati eksperimentalne provere

Eksperimentalna provera parametara zavarivanja i termičkih obrada obavljena je na imitirajućim uzorcima (sl. 8) od pune šine UIC 60 kvaliteta 900A.

Za eksperimentalnu proveru primenjeni su navedeni parametri zavarivanja i termičke obrade.

Posle zavarivanja uzorci su: normalizaciono žareni, obradjeni površinski, ultrazvučno ispitani i poboljšani kaljenjem sa popuštanjem. Iz zavarenih uzoraka izradjene su epruvete za mehanička i metalografska ispitivanja, prema dispoziciji epruveta na sl. 8.



1, 2, 3 – uzroci za ispitivanje tvrdoće

4 – 9 – epruvete za žilavost

10, 11, 12 – epruvete za kidanje

Slika 8. Imitirajući uzorak sa dispozicijom epruveta

Rezultati mehaničkih ispitivanja prikazani su u tabelama 2 i 3, a tvrdoće u tabeli 4.

Tabela 2. **Rezultati za ručni elektrolučni postupak:**

Oznaka epruvete	Zatezna čvrstoća	Izduženje (%)	Žilavost (J/cm^2)	
	(N/mm)		20°C	–40°C
K1	528	16,2		
K2	556	12,2		
K3	567	11,4		
			193	70
			175	63
			180	81

Tabela 3. **Rezultati za poluautomaski MAG postupak**

Oznaka epruvete	Zatezna čvrstoća	Izduženje (%)	Žilavost (J/cm^2)	
	(N/mm)		20°C	–40°C
K1	664	10,6		
K2	566	10,0		
K3	535	11,7		
			65	36
			70	34
			76	35

Tabela 4. **Rezultati tvrdoće (HV) (prosečne vrednosti za 3 uzorka)**

Dubina ispitivanja	Rezultati (HV 30) po mernim linijama			
	1	2	3	4
1	450	440	450	395
5	360	330	340	345
10	360	340	335	345
15	355	335	330	340
20	332	332	305	315
25	285	285	295	280
30	255	285	260	255

Zaključci i preporuke

Sagledani pojedini uticajni faktori su od presudnog značaja za kvalitet izrade skretničkog srca od koga direktno zavisi sigurnost i pouzdanost za bezbednu vožnju kroz skretnicu.

Za proizvodnju skretničkih srca visokog kvaliteta i održanje konstatnosti kvaliteta u izradi treba težiti što većem osposobljavanju kadrova, u smislu specijalizacije na svim nivoima.

Na taj način će i sistem kvaliteta JUS ISO 9000 kada se uvede bolje funkcionisati.

LITERATURA

1. Dipl. inž. Otto Morgenschweis: "Moderne Weichen gestaltung", Die Eisenbahnschiene 1977, Berlin, München, Düsseldorf.

2. Dr inž. Ernst Günther Kurek: "Fahrzeug und Gleis - Erekenntnisse und Überlegung im Hinblick auf Kraftwirkungen, Verschleiss und Entgleisungssicheit", Die Eisenbahusdchiene 1977, Berlin, München, Düsseldorf.

3. R. Schweitzer, O. Huber: "Feinperlitisieren von Weichen", Tech. Mitt. Krupp.

4. Slavko Ranković: "Gornji stroj železnice", Građevinski fakultet, Beograd 1976 god.

5. Inž. Karl Derlin: "Schweissen und Vergüten von Herzstücken", Elsners Taschenbuch 41/1969, Frankfurt am Main.

6. D. Seferian: "Metalurgija zavarivanja", prevod. Građevinska knjiga, Beograd.

7. Katalozi za dodatne materijale za zavarivanje.

Udar točka o pokretno srce skretnice UIC60 – R500-1:18,5*)

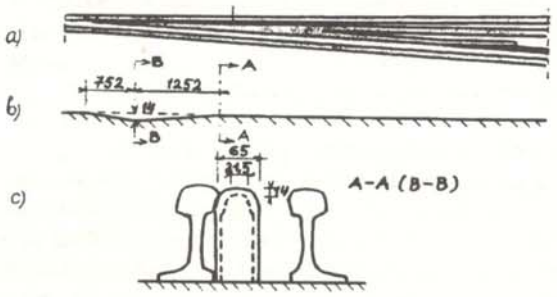
Slavko RANKOVIĆ
Mirjana TOMIČIĆ-TORLAKOVIĆ

Kod skretnica sa pokretnim vrhom srca površ za kotrljanje točka je neprekidna, jer se pomeranjem vrha srca zatvara neželjeni žljeb između krilne šine i vrha srca, a ostaje samo žljeb potreban za odgovarajući smer vožnje (u pravcu ili odvojak).

Međutim, time nije uklonjena i vertikalna neravnina na putu kotrljanja točka sa krilne šine na srce, kao i sa srca na krilnu šinu. Do tog poremećaja kretanja sa iznenadnim spuštanjem, a zatim izdizanjem težišta točka dolazi zbog bočnog pomeranje krilne šine, manje visine vrha srca da bi se opteretio točkom tek kada je dovoljno širok (bar 21,5 mm), kao i zbog koničnog oblika samog bandaža točka. Najniži položaj točka javlja se pri njegovom oslanjanju spoljašnjim delom bandaža (vidi presek na slici 1), kada se menja oslonac sa krilne šine na srce (i obrnuto). Posle tog momenta oslanjanje je na skretničkom srcu čija se površ kotrljanja postepeno izdiže. Tako točak prelazi preko neravnine u vertikalnoj ravni čija je ukupna dužina 2.004 mm a strela 14 mm (vidi sliku 1).

Kratkotrajno delovanje vrlo velike sile karakteriše ovakve procesa kao udarno dinamička dejstva. Dinamičke sile nastale pri ovakvim udarima izazivaju ekstremna naprezanja kako u skretničkim srcima, tako u bandažima točkova, prouzrokujući oštećenja u vidu lomova i ljuskanja šinskog čelika. Kako ova oštećenja nastaju tek posle određenog broja ponovljenih ciklusa opterećenja, to je uzrok njihove pojave zamor materijala.

Od posebnog interesa su lokalna naprezanja srca i bandaža koja traju dosta kratko, a rasprostiru se na relativno usko područje kontakta točak-šina. Lokalnom kratkotrajnom naprezanju treba dodati naprezanja usled savijanja čije je trajanje znatno duže, a koje nastaje kao posledica ugiba koloseka. Kako su naponi izazvani deformacijom gornjeg stroja znatno manji od napona izazvanih lokalnim Hertzovim pritiscima, to je od posebnog značaja istraživanje njihovih vrednosti, radi određivanja njihovog uticaja na dinamičku jačinu šinskog čelika.



a) Osnova kotrljajućih površi naležne šine i srca
b) Vertikalna neravnina
c) Presek

Slika 1

1. Uvod

Na skretnicama i šinskim dilatacionim spravama postoje područja na kojima točak prelazi s jedne šine na drugu. Prelaz se ostvaruje izdizanjem jezička one šine na koju točak treba da pređe. Glava takve šine mora da bude isečena u obliku skretničkog jezička koji se postpeno izdiže između postojeće šine i venca točka. Pre nego što se jezičak nove šine dovoljno izdigne do kote gornje ivice naležne šine, njegova širina se postepeno povećava, pa se zbog toga i venac točka potiskuje sve dalje od postojeće naležne šine na koju se točak oslanja. Na taj način se površ kotrljanja točka udaljava od venca točka, pa prilazi sve bliže periferiji bandaža. Kako je bandaž koničnog

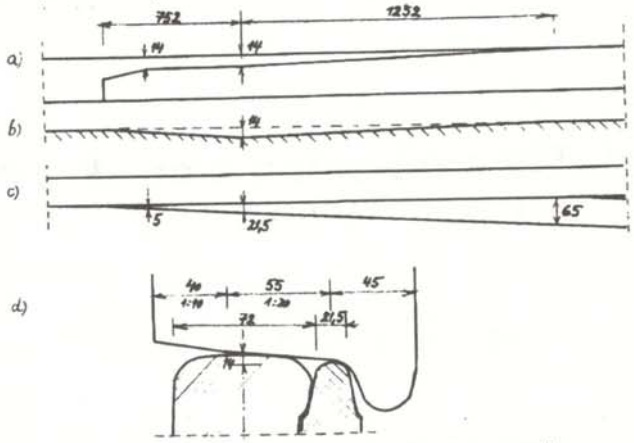
*) Rad je iz istraživačko razvijnog projekta "Razvoj i osvajanje domaće skretnice za železničke pruge za velike brzine" koji finansira Ministarstvo za nauku i tehnologiju

oblika, to je radijus točka na periferiji bandaža znatno manji, pa se zbog udaljavanja venca točka od glave naležne šine težište točka spušta sve dok se jezičak umetnute šine ne proširi dovoljno da može primiti bar deo vertikalne sile pritiska točka.

Minimalna širina jezička na tom mestu treba da bude iznad 20 mm, a visina treba da bude nekoliko milimetara ispod gornje ivice naležne šine (vidi sliku 2).

pragova su karakteristične za takozvane dinamičke neravnine koje se uočavaju samo pri nailasku opterećenja.

Osnovni zaključci rada /1/ jesu da vertikalna krutost koloseka iznad 200 kN/mm izaziva u zastoru ispod skretnica i šinskih dilatacionih sprava prevelike napone zbog vertikalnih dinamičkih udara. U našem radu proveriće se dinamičke sile pritisaka usled kretanja točkova po vertikalnoj neravnini pokretnih srčišta brzinama od 250 km/h.



a) Pogled sa strane na šinu koja se izdiže između postojeće naležne šine i venca točka
b) Vertikalna neravnina sa najnižom tačkom na mestu odakle nova šina preuzima deo vertikalnog pritiska točka
c) Osnova kotrljajućih površi
d) Presek na mestu gde nova šina preuzima deo vertikalnog tereta

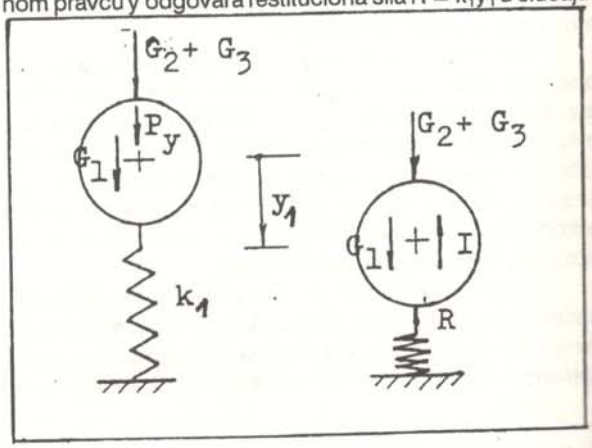
Slika 2

Ovakve vertikalne neravnine postoje kod šinskih dilatacionih sprava, kod jezičaka skretnica, kao i kog nepokretnih, ali i kog pokretnih šinskih crca. Te geometrijske neravnine izazivaju povećane vertikalne udare kako u području neravnine, tako i u neposrednoj okolini. Kao posledica ovih pojava jeste brže ojedanje konstruktivnih detalja skretnice, ali, takođe, i mrvljenje tucaničkog zastora i sleganje pragova, odnosno spuštanje nivelete. Prema statističkim podacima nemačkih železnica, iako dužina svih skretnica iznosi samo 9% od celokupne dužine koloseka, ipak se na održavanje skretnica utroški 40% ukupnog vremena održavanja. Već sam ovaj podatak dovoljno jasno govori o ekonomskom značaju skretnica i šinskih dilatacionih sprava u okviru gornjeg stroja železnica.

Na prugama predviđenim za velike brzine kretanja umesto skretnica sa nepokretnim koriste se skretnice sa pokretnim srcem. Međutim, iako su najveće vertikalne neravnine na žlebovima nepokretnih srca i pokretna srca imaju neravnine, istina mnogo pliće, pa je zbog velikih brzina kretanja efekat pri eksploataciji, takođe, znatan. Tako prema saopštenju Thomasa Maurera /1/, odstupanja gornje ivice šine na skretnicama od projektovane nivelete nastupaju prvo u području srciśta, a zatim u području jezičaka, mada ipak ne dostižu onaj red veličina koji se javlja kod šinskih dilatacionih sprava. Inspekcija na licu mesta konstatovala je nepodbijene pragove (koji vise na šinama) u području zatvarača menjalica, a naročito ispod srčišta sa pokretnim šiljkom srca. Ovakve šupljine ispod

2. Dinamički model sistema točak-šina sa jednim stepenom slobode

Razmotriće se vertikalni udar točka na skretničko srce pretpostavljajući da je ugao preloma vozne površi (vidi sliku 1) mela veličine. Na točak pored neogibljene težine osovinskog sloga i gibnjeva G_1, deluje još deo težine obrtnog postolja G_2 i deo težine sanduka vozila G_3. Točak se može smatrati elastično uslonjenim na skretničko srce, što je u šemi modela na slici 3 prikazano oprugom krutosti k_1. Pomeranju težišta točka u verrtikalnom pravcu y odgovara restituciona sila $R = k_1 y_1$ u slučaju



Slika 3 – Dinamički model

linernog dinamičkog oscilatora. Pored statičkog pritiska $P_{st} = G = G_1 + G_2 + G_3$ i restitucione sile R na točak deluje još i vertikalni impulst $P_y = m V_{o\alpha}$.

Ako se ovim silama doda i inercijalna sila $I = m_1\ddot{y}_1$, tada primena D'Alabert-ovog principa za opšti oblik restitucione sile R dozvoljava da se napiše uslov ravnoteže:

$$m_1\ddot{y}_1 + R = G \qquad (1)$$

Dejstvo impulsa Py na sistem može se uzeti u obzir pomoću početnih uslova:

$$y_1(t=0) = 0;\ \dot{y}_1(t=0) = Vo\ \alpha. \qquad (2)$$

Kada je pod dejstvom eksploatacionog opterećenja glava skretničkog srca zaravnjena, tada se radi o Hertzovom kontaktnom problemu sa pravougaonom dodirnom površi, kod koga nije moguće analitički odrediti veličinu utiskivanja točka u skretničko srce.

Eksperimenti Eschmann-a (2) pokazuju da se može dati linearna empirijska veza između sile pritiska i veličine utiskivanja valjka u ravnu čeličnu ploču.

$$y_1 = \frac{0{,}462}{10}\,\frac{1}{\sqrt[3]{D_t}}\,\frac{R}{L_s} = \frac{R}{k_1}\ R\ [\mathrm{N}],\ y_1\ [\mathrm{mm}] \qquad (3)$$

gde je:

D_t – prečnik točka (mm)

$L_š$ – širina zaravljene šine (mm)

Za $L_š = 21{,}5$ mm i $D_t = 1.250$ mm krutost opruge sistema točak – šina iznosi:

$$k_1 = \frac{21{,}5 \cdot 10^4 \cdot \sqrt[3]{1.250}}{0{,}462} = 5.012.897$$

Diferencijalna jednačina (1) za slučaj linearne veze restitucione sile i pomeranja oblika (3) može se napisati u obliku:

$$\ddot{y}_1 + \omega^2 y_1 = \frac{G}{m_1} \qquad (4)$$

gde je:

$$\omega = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$$

Rešenje nehomogene diferencijalne jednačine traži se u obliku:

$$y_1 = A \sin \omega t + B\cos\omega t + \frac{G}{k_1} \qquad (5)$$

Primena početnih uslova (2) daje sledeće vrednosti konstanti A i B:

$$A = \frac{V_o}{\omega}\alpha,\ B = -\frac{G}{k_1} \qquad (6)$$

sada se rešenje (5) piše u obliku

$$y_1 = \frac{G}{k_1} + \frac{V_o}{\omega}\alpha \sin \omega t - \frac{G}{k_1}\cos\omega t \qquad (7)$$

Ako se pređe na konstante C i φ pomoću veza:

$$A = C \sin\varphi,\ B = C\cos\varphi \qquad (8)$$

tada se rešenje (8) piše u obliku:

$$y = C\cos(\omega t - \varphi) + \frac{G}{k_1} \qquad (9)$$

gde je:

$$C = \sqrt{\left(\frac{G}{k}\right)^2 + \left(\frac{V_o\alpha}{\omega}\right)^2}\quad tg\,\varphi = \frac{-V_o\alpha}{\omega G}k_1 \qquad (10)$$

Prema (9) sledi:

$$Y_{1\ maks.} = \frac{G}{k_1} + C \qquad (11)$$

$$R_{maks.} = k_1 y_{1\ maks.} = G + k_1 C \qquad (12)$$

Maksimalna udarna sila točka $R_{maks.}$ može se prikazati u obliku zbira statičkog i dinamičkog dela:

$$R_{maks.} = R_{st} + R_{din} \qquad (13)$$

$$R_{st} = G = G_1 + G_2 + G_3 \qquad (14)$$

$$R_{din} = R_{din} = \sqrt{G^2 + m_1 k_1 V_o^2 \alpha^2} \qquad (15)$$

Može se odrediti količnik između maksimalne udarne sile $R_{maks.}$ i statičkog pritiska točka R_{st}, odnosno dinamički koeficijent:

$$\lambda\frac{R_{maks.}}{R_{st}} = 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{V_o\alpha\omega}{g(1+\gamma)}\right)^2} \qquad (16)$$

$$\gamma = \frac{G_2 + G_3}{G_1} = \frac{\text{ogibljenje težine}}{\text{neogibljene težine}}$$

3. Primer: udar točka lokomotive JŽ 461 o pokretno srce skretnice UIC 60 – R1200 – 1:18,5

Za lokomotivu serije JŽ461:

$$\gamma = \frac{5.125 + 3.250}{1.375} = 6{,}0909$$

Neogibljena masa osovinskog sloga koja se na šinu prenosi putem jednog točka:

$$m_1 = \frac{G_1}{g} = \frac{1.375}{981} = 1{,}40163\ \mathrm{daNs^2/cm}$$

Za sračunatu krutost prema formuli (4) $k_1 = 5.012897$ daN/s frekvencija slobodnih oscilacija sistema iznosi:

$$\omega = \sqrt{\frac{5.012.897}{1{,}040163}} = 1981{,}161/\mathrm{s}$$

Ugao preloma neravnine, prema slici 1, iznosi:

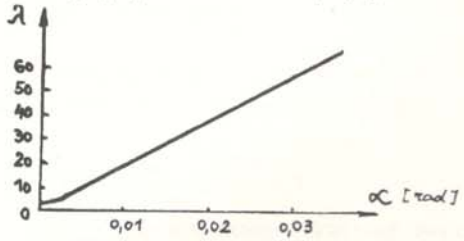
$$\alpha = \frac{14}{752} + \frac{14}{1252} = 0{,}03$$

Dinamički koeficijent α tada ima vrednost:

$$\alpha = +1 + \sqrt{1 + \left(\frac{25.000.000}{3.600} \cdot \frac{1.891{,}16}{981x7{,}0909}\right)^2 \alpha^2} =$$

$$= 1 + \sqrt{1 + 3.564.436\,\alpha^2}$$

u funkciji ugla preloma neravnine, koja je data na slici 4:



Slika 4 – Zavisnost dinamičkog koeficijenta od ugla preloma

– Za ugao preloma neravnine α iznosi:

$\lambda = 57,6$

– Maksimalna sila kojom točak udara u šinu je:

$R_{maks.} = 57,6x9750=562067,7$ daN

Veličina dinamičke sile prema formuli (15):

$$R_{din}=\sqrt{9750^2+1,40163x5012897\left(\frac{25.000.000}{3.600}\right)^2 x0,03^2}$$

$=552.316\ daN$

Maksimalna vrednost udarne sile sada se može sračunati kao zbir statičke i dinamičke sile:

$$R_{maks.} = 9.750+552.316=562.066\ daN$$

4. Zaključak

Posle prolaska određenog tereta prugom i habanja vrha srca do njegovog zaravnjenja, kontakt točka i šine kao dva valjaka može se zameniti kontaktom valjka o ravnu površ. Pri tome se šina posmatra kao nedeformabilna kruta podloga. Dobijena veličina udarne dinamičke sile otuda predstavlja njenu gornju granicu.

Povećanje tačnosti ostvaruje se razmatranjem sistema sa dva stepena slobode kretanja, sa učešćem i mase šine, zastora i zemljanog trupa redukovanih na tačku kontakta (vidi /5/).

U radu je dokazana pojava veoma visokih dinamičkih sila udara točkova po vertikalnoj neravnini srčišta sa pokretnim vrhom srca pri brzini od 250 km/h. Te sile izazivaju brže trošenje vrha srca i veće sitnjenje tucaničkog zastora sa sleganjem pragova u području srcišta, odnosno povećanje troškova održavanja nivelete koloseka.

LITERATURA

1/ Th. Maurer: Hochgeschwindigkeit auf Weichen und Schienenauszügen – Erfahrungen, Folgerunden, Entwicklungen. ETR–Eisenbahntechnische Rundschau (44), 1995, Heft 6, S. 440-445.

/2/ Eschman, Hasberger, Weigand: Die Walzlagerpraxis, Verlag Oldenberg, 1953.

/3/ V. Goldsmith: Impact, London (Udar, ruski prevod, Moskva 1965)

/4/ M. Tomičić–Torlaković: Stanje napona i deformacija skretničkog jezička usled udara točkom, "Železnice", mart 1993.

/5/ M. Tomičić–Torlaković: Stanje napona i deformacija u elementima skretnice, doktorska disertacija, Građevinski fakultet, Beograd, 1991.

/6/ S. Ranković, M. Tomičić–Torlaković: Konstrukcije raznih tipova skretnica i dilatacionih sprava vezanih za proizvodno tehničke mogućnosti naše industrije, studija za ZJŽ, Beograd, 1984.

/7/ S.Ranković, M. Tomičić–Torlaković: Udarno dejstvo točkova na skretnička srca, Zbornik simpozijuma "Nelinearni problemi dinamike", Aranđelovac 1983.

/8/ S. Ranković, M.Tomičić-Torlaković: Matematičko-mehanički model udara točka o skretničko srce na nelinearno elastičnoj podlozi, Internacionalni kongres GAMM–85,Dubrovnik, 1985.

Neophodnost eksperimentalnih istraživanja osnovnih dinamičkih parametara skretničkog koloseka*

Dragoljub DRENIĆ, dr. inž. red. prof.
Čedomir ILIĆ, dr. inž, vanr. prof.
Slobodan RANKOVIĆ, dipl. inž. građ. asist.
Građevinski fakultet Niš

Rezime

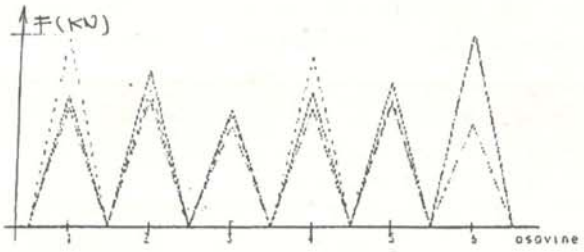
Za razvoj brzog i bezbednog saobraćaja, skretnica kao element superstrukture koloseka, svojim položajem i ulogom, zauzima posebno mesto u analizi stanja napona i deformacija.

Istraživanja na "in situ" osnovnih dinamičkih parametara: sila, pomeranja, naprezanja i drugo, ukazuju da elastične konstante karakterističnih skretničkih koloseka umnogome doprinose promeni reološkog modela koji u sebi treba da sadrži i viskozne deformacije. Viskozne deformacije uvode funkciju brzine opterećenja. Sagledavanje svih relevantnih parametara kroz ispitivanja na terenu su etalon validnosti do sada učinjenih teorijskih uopštavanja.

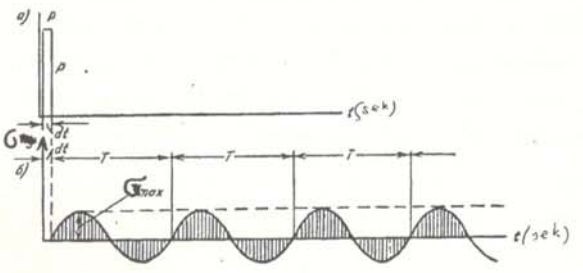
Dosadašnji rezultati istraživanja raspodele naponskog stanja kako na delu šina, tako i na delu skretničkog koloseka ukazuju da je reč o vrlo složenom naponskom stanju koje se ne može prikazati jednostavnim matematičkim aparatom.

Vođenje sila osovine lokomotive i brzina kretanja lokomotive predstavljaju složenu funkciju (slika 1), koja za sobom povlači različito stanje kako same šine, tako i skretničkog koloseka, što dovodi do neophodnosti poznavanja tačne raspodele spektra napona i deformacija.

Ako se analizira dijagram (slika 1 i 2), jasno se može utvrditi da je reč o dinamičkim pojavama koje je prvi uveo Winkler, a usavršio Zimerman i uz pomoć D'Alambertovog principa izveo diferencijalnu jednačinu dinamičke ravnoteže, čije rešenje uz početne uslove određuje skretničku silu,



Slika 1 – Zavisnost promene horizontalne sile vođenja od broja osovina



Slika 2 – Raspodela naponskog stanja šine od brzine kretanja lokomotive

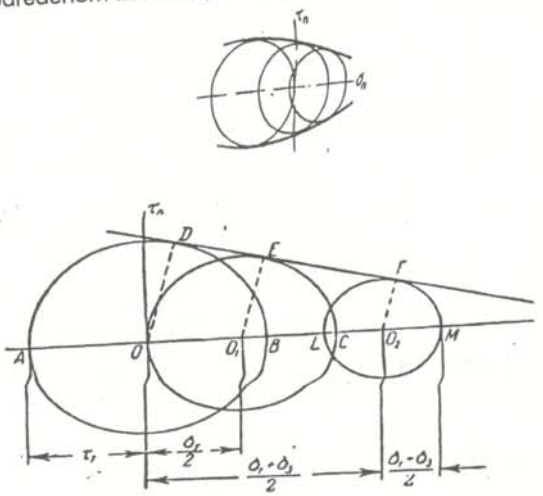
kao i sile udara točka, što izaziva dopunske uticaje momenta savijanja i povećanje naponskog stanja u samoj šini.

$$\frac{d^4y_k}{dt^2} + p \cdot \frac{d^2y_k}{dt^2} + q \cdot y_k = R \qquad (1)$$

Sve ovo ukazuje na izuzetnu složenost naponskog stanja pri delovanju dinamičkog opterećenja. Ta složenost napona može da se predstavi Mohrovim krugovima koji

* Rad je iz istraživačko–razvojnog projekta "Razvoj i osvajanje domaće skretnice za železničke pruge za velike brzine" koji finansira Ministarstvo za nauku i tehnologiju Republike Srbije

svojom anvelopom reprezentuju sliku raspodele napona u određenom trenutku pri datoj brzini kretanja lokomotive.



Slika 3 – Dijagram promene naponskog stanja u šini prikazan Mohrovim krugom

Karakter delovanja opterećenja vrlo često zbog svoje promenljivosti izaziva pojavu koncentratora napona koje je teško formulisati matematičkim putem. Zato se sve više pribegava eksperimentalnim istražvianjima osnovnih karakteristika koloseka, a zatim se pristupa izradi matematičkog modela koji oponaša konstrukciju koloseka i vozila.

Iz tih razloga neophodna su:

– eksperimentalna istraživanja elemenata skretničkog koloseka na modelu u laboratorijskim uslovima,

– ispitivanja koloseka pod uticajem probnog opterećenja na "in situ" tj. na prototipu.

Snaga eksperimentalnih istraživanja ogleda se u njihovom jedinstvu, jer međusobne dopune analiziraju pojave sveobuhvatno i daju odgovor na upoznavanje rada pojedinih elemenata koloseka, što ima za posledicu usavršavanje i modeliranje skretničkog koloseka.

Postavlja se pitanje koje elemente superstrukt ispitivati. Treba ispitati elemente, tj. zone koje svaka sebe predstavljaju jednu celinu, a to su:

– kolosek u pravcu,

– jezičak skretnice,

– *srcište,*

– šina vođice kod skretanja

pri dinamičkom *probnom opterećenju.*

Programom ispitivanja treba definisati osnovne p *rametre istraživanja, kao što su:*

– *naprezanja,*

– deformacije,

– sile.

Imajući u vidu promenjivost naprezanja u kratkom vremenu, izbor instrumenata je takav da dolazi u obz *samo grupa* elektrootpornih instrumenata koj svoje podat ke prenose na daljinu i registruju pojave u trenutku. Razvoj merne tehnike u svetu je takav da se bez velikih poteškoća mogu svi relevantni parametri snimiti i posebno analizirati. Organizacija eksperimenata zahteva studioznu pripremu i znatnu materijalnu potporu.

Zaključak

Nepohodnost pristupu eksperimentalnih istraživanja je višestruko korisna jer će se dobiti rezultati na bazi kojih će se preporučiti izrada skretnice za ugradnju u koloseke za znatno veće brzine od dosadašnjih 120 kmk/h. Možda i nema lepšeg primera zašto je Poinkare izgovorio: "da račun može mnogo, ali samo eksperiment može sve".

LITERATURA

1. Drenić D.: Ispitivanje konstrukcija, Građevinski fakultet, Niš, 1993.

2. Radojković M.: Razvoj ispitivanja konstrukcija kao nastavne discipline i kao odgovarajućeg naučnog metoda u razvoju inženjerskih konstrukcija, Izgradnja, br. 1/79.

3. Hossdorf H.: Model analysis of structures, Berlin, 197

4. Kilibarda Z.: Eksperimentalna analiza udarno–dinamičkih dejstava železničkih vozila na elemente skretnice tip PL-49-300-6°, magistarski rad, Beograd, 1985.

Prilog identifikaciji unutrašnjih defekata u otkovcima s ciljem ocene dinamičke izdržljivosti u komponentama železničkog transporta

Dr Ljubomir BOGDANOV, dipl. maš. inž. — viši naučni saradnik Min — Institut Niš
Dr Stojan STAMENKOVIĆ, dipl. maš. inž. — prof. VTS Niš
Dr Čedomir ILIĆ, dipl. maš. inž. — van. prof. Građevinskog fakulteta Niš
Mr Dušan SPASIĆ, dipl. maš. inž. — viši preavač VTS Niš
Mr Vlastimir MILOVANOVIĆ, dipl. maš. inž. — istraž. sarad. MIN — Instituta Niš

Rezime

U radu su identifikovane i sistematizovane sve greške subjektivnog karaktera u procesu kovanja koje su posledica pojave nekontrolisanog toka vlakana, pojave preklopa, inicijalnih prskotina, pregorevanja i dr. Dinamička izdržljivost delova u komponentama železničkog transporta je od uticaja i značaja za primenu sa zahtevima velikih brzina kretanja. Prisutnost defekata posledica je iznenadnih i neočekivanih lomova, kao posledica izvora koncentracije napona.

1. Uvod

Kovanjem i presovanjem dobijaju se veoma složene forme izradaka namenjenih u automobilskom, traktorskoj, vagonskoj i drugim industrijama gde su izraženi posebni zahtevi u pogledu dinamičke izdržljivosti.

Livenjem se mogu dobiti složenije forme, ali mehaničke karakteristike (čvrstoća, žilavost, relativno izduženje i dr.) su kod kovanih delova pouzdanije i veće za isti kvalitet materijala. Radi upoređenja, liveni deo ako ima granicu elastičnosti 600 MPa kovani postiže do 900 MPa; udarnu žilavost 2,0 MJ/m^2 kovani postiže 3,0 itd.

Kod odlivaka prisutne su neravnomernosti unutar strukture, krupna zrna, gasni mehurići, likvacione zone itd.

Rad je istraživačko razvojnog projekta "Razvoj i osvajanje domaće skretnice za železničke pruge za velike brzine", koji finansira Ministarstvo za nauku i tehnologiju Republike Srbije.

Kovanjem se postiže usmereni tok vlakana, sitnija struktura, nema unutrašnjih šupljina itd.

Procesi kovanja obavljaju se na čekićima maks presama, frikcionim presama, specijalnim kovačkim agregatima i dr. Svaka mašina je podesna za određeni tip otkovaka. Svi procesi nisu dovoljno izučeni za sve konfiguracije otkovaka. Najveći problem i nedostatak procesa kovanja je stvaranje obgorelog sloja kod klasičnog načina zagrevanja, što dovodi do povećanja hrapavosti površine otkovka. Ograničena je mogućnost kovanja prema masi i obliku otkovka. Kovanje u kalupu rentabilno je do 320 kg, nadalje zahteva proces kovanja snažne mašine u skupe i glomazne alate.

Kod kovanja u kaopu prisutne su pojave:

— deformacija u startu je izvesno sabijanje, pri čemu smanjuju se visina uloženog materijala, a povećava se poprečni presek. Ovaj proces nadalje teče do popune gravure alata i na kraju dolazi do zatvaranja kalupa. Kraj procesa je u uslovima toosnog naponskog stanja uz prisutne pojave naglog porasta deformacionog otpora. Tečenje viška materijala preko prelaznog mostića u magacin viška materijala "omekšava" udar između udarnih površina kalupa kako ne bi došlo do loma alata. Opisani proces treba da bude sa uticajnim parametrima kompatabilan da bi bilo kontinirano i pravilno formiranje toka vlakana.

2. Nekontrolisano tečenje materijala

S aspekta oblika otkovka matematički, model za proračun sile i deformacionog rada za oblikovanje moguće je realizovati na najprostijem obliku, a to je valjak. Za sve ostale oblike uvode se korekcioni faktori. Postoje tri metode za proračun sile i deformacionog rada: teorijske, eksperimentalne i empirijske. Teorijsko empirijske su najčešće u primeni. Na primer, otkovak zupčanik pun; drugi sa otvorom; tregi sa otvorom i ubodenim po vencu s jedne strane ili s obe strane itd.; iako su istog prečnika i debljine, parametri sile i deformacionog rada se razlikuju.

Nekontrolisano tečenje materijala nastaje u prvoj fazi kovanja, u procesu usmeravanja tečenja materijala. Zato prvo sabijanje radi usmeravanja toka vlakana treba da bude sa što manjim stepenom deformacija, a sledeća sabijanja mogu da budu relativno sa mnogo većim stepenom deformacija. Kod procesa kovanja treba imati na umu da je prisutan izohorizan procesa kovanja (konstantna zapremina); treba postići ravnomerno deformacije i izbeći pojavu očvršćavanja (ojačavanja).

Za teorijsku analizu i kod najprostijeg oblika matematički model je veoma komplikovan, pa radi uprošćavanja uvode se razne pretpostavke dijagramske zavisnosti i drugo, što zahteva vrhunsko poznavanje procesa kovanja iskusnog tehnologa.

Nekontrolisani tok vlakana može se uočiti ako je sabijanje (startno) sa velikim stepenom deformacije. To se uočava kada se raseče otkovak po sredini obradi, obrusi i nagrize specijalno pripremljenim kiselinskim rastvorom.

3. Formiranje preklopa

Jedna od najnezahvalnijih pojava kod kovanja je pojava preklopa, koji može biti vidljiv (površinski) ili nevidjiv (unutrašnji). Za odgovorne delove (radilice, klipnjače, bregaste osovine, zupčanike, kao i za delove železničkog programa) peklopi se moraju izbeći. Prema zakonu najmanjeg otpora čestice se kreću gde nema spoljnog ometanog tečenja. Površine gravure alata su prepreke i menjaju smer tečenja čestica; u nekim zonama dolazi do sudara i nastaje poremećaj zakonomernosti tečenja. Nejednake temperaturne zone, razne veličine zrna itd. dovode do sudara čestica i u velikoj množini moguće je da nastane preklop. Pravilnim izborom pripremnih gravura za kovanje i rasporedom stepena deformacija po fazama oblikovanja ova pojava se može izbeći, ali ne i isključiti. Zato tehnolog mora projektovati tehnološki proces kova-nja da se subjektivni uticaj (čovek) za vođenje tehnološkog procesa svede na najmanju meru, a kod odgovornih delova i isključiti.

Na slikama koje se ovde nisu mogle reprodukovati zbog lošeg kvaliteta (primedba redakcije) – prikazana su dva ista komada gde su rađena po dva režima slogodnog sabijanja. Kod prvog slučaja prvo sabijanje je izvedeno sa većim stepenom deformacije i nije se mogao uspostaviti režim usmerenog tečenja materijala. Nadalja sabijanja obavljena su sa većim stepenom deformacija i iz makro snimka se vidi veliki preklop. Kod drugog slučaja prvo sabijanje izvedeno je sa manjim stepenom deformacija, a sledeća sabijanja su skoro identična kao kod prvog slučaja.

Na makrosnimku se vidi da se preklop osetno ne pojavljuje, što dovodi do zaključka da može nestati ako se u prvom sabijanju uvede minimalni stepen deformacija. Kod otkovaka železničkog programa preklop se može pojaviti, zato tehnologija kovanja mora da bude u svemu projektovana i proverena da do ovakvih pojava ne dođe.

4. Ostali defekti

U pogledu posebnih zahteva za kvalitet otkovka prisutni su i drugi defekti. Unutrašnji "lunkeri" posledica su prenošenja iz gredica iz kojih se seče materijal. Materijal za kovanje u kalupu mora iz željezare biti naručen pod posebnim tretmanom. U pogledu hemijskog sastava mora se voditi naročito računa o prisustvu nečistoća sumpora, fosfora, azota i dr. Provera određenih parametara bitnih za kvalitet obavlja se po uobičajnoj proceduri kod prijema materijala, u toku procesa kovanja i kod završne isporuke. Ponašanje određenih kontrolnih parametara u dozvoljenim granicama potvrda je stabilnost tehnološkog procesa kovanja. Zato se u pogledu sigurnosti kvaliteta uvodi standardizacija proizvodnje (transfer linije). Kod specijalizovanog procesa kovanja nabrojani defekti se isključuju (masovna proizvodnja tirfona i vijaka za železnički program). Mehanizacija i automatizacija kovačkopreserskih operacija prema stepenu standardizacije delova po obliku i veličini isključuje subjekt kao uticajni faktor za pojavu defekta raznih vrsta.

Neravnomernost deformacija prisutna je kod procesa kovanja. Kod kovanja u zatvorenim kalupima ova pojava je manje prisutna. Posledica neravnomernosti deformacija je pojava koncentracije napona, što je veliki uzrok za lom kod dinamički opterećenih delova. Zato postoje standardi za otklanjanje koncentracije napona (termičkom obradom). Usled zagrevanja materijala, a pod dejstvom sile deformacije, pojavljuje se površinsko očvršćavanje (ojačavanje) na dodiru materijala i alata, a samim tim i unutrašnji napon. Povišenjem temprerature zagrevanja komada pojavljuje se i rad zrna, a samim tim i nejednorodna struktura. Da bi se ova štetna pojava izbegla treba:

a) temperatura zvršetka kovanja ne sme da bude ispod temperature rekristalizacije za datu vrstu čelika,

b) temperatura na kraju kovanja mora da bude usaglešena sa određenim stepenom deformacija.

Poštovanjem ovih kriterijuma dobija se jednorodna struktura i pravilan tok vlakana.

5. Zaključak

Komponente železničkog transporta u sistemu velikih brzina do 250 km/h izrađene su i od otkovaka pored odlivaka, profila, limova i drugih materijala. Sa aspekta

dinamičke izdržljivosti, otkovak mora da bude pouzdan i bez unutrašnjih i spoljašnjih defekata. Uticajni faktori uslovljeni tehnološkim procesom (temperatura deformacija), brzina deformacija, stepen deformacija, parcijalnost deformacija, međudeforamcione pauze i dr., moraju da budu identikovani i određeni u nominalne granice za vođenje tehnološkog procesa kovanja u smislu stabilnosti kvaliteta. Modeli za identifikaciju deformacionog otpora (vezano za mehaničke karakteristike materijala, temperaturni interval i dr.), moraju se proveriti i usaglasiti za svaku vrstu i dimenziju materijala.

Eksperimentalan istraživanja u smislu provere kvaliteta obavezno treba obaviti kod svakog osvajanja otkovka i inovacije postojećih. Složenost procesa kovanja, višeobrazni oblici otkovaka, otežano istraživanje procesa i dr. ograničava primenu teorijskih rešenja zbog složenosti matematičkih modela, pa se rešenje ovog problema ipak svodi na iskustvo.

Za izričito odgovorne delove (otkovci, odlivci) u pogledu dinamičke izdržljivosti i pod opterećenjem (naročito oscilatornih i cikličnih), uklanjanje unutrašnjih defekata obavlja se posebnim postupkom tzv. izostatičkim presovanjem fluidom na temperaturi od 1.600 i pritiskom od 1.600-2.000 bar, sa trajanjem ciklusa do 4 h. Ovaj postupak garantuje uklanjanje svih unutrašnjih defekata. Kod nas je ovaj postupak korišćen za otklanjanje defekata na odlivcima turbinskih kola za havarijsku pumpu za primenu u nuklearnim elektranama. Rezultati ispitivanja veoma su zadovoljavajući. Može se zaključiti da je svaki oblik defekata uzrok neželjene pojave za siguran i bezbedan rad otkovka u komponenti uređaja ili sistema železničkog transporta.

LITERATURA

1. Lj. Bogdanov: Uticaj koncepcijskog rešenja konfiguracije i kvaliteta kovačkog alata na proces obade materijala kovanjem i kvaliteta otkovka, doktorska disertacija, Niš, Mašinski fakultet, 1984.

2. Kalasnikov A. L. Gorjacee Gidropresovanie metaliceskih materijalov, Moskva, Masinostrojenie, 1977.

3. Musafija B. Primena teorije plastičnosti I, II deo, Univerzitet u Sarajevu, 1973/74.

4. Flemings M. Procesi zatverdevianija, MIR, Moskva, 1977 (prevod sa engleskog)

B. MODERNIZACIJA I EKSPLOATACIJA

Racionalizacija energetike putničkih kola

David VOJINOVIĆ, dipl. inž., pom. gen. direk. za vozna sredstva ŽTP Beograd
prof dr Savo JELIĆ, inž., Beograd

Rezime

Sadašnje stanje energetike putničkih kola karakterišu dve vrste grejanja i dva sistema napajanja niskonaponskih potrošača. Na analizi nedostataka sadašnjeg stanja i novim tehničkim sredstvima zasnivaju se predlozi za racionalnije rešenje sistema energetike i njegovih bitnih sklopova. Pored ekonomske i tehničke argumentacije navedeni su i razvojni poslovi koje je potrebno obaviti da bi se sprovele predložene racionalizacije.

1. Sadašnje stanje i problemi

Najveći broj naših kola ima dve vrste grejanja: električno i parno, a gotovo sva putnička kola (izuzetak čini dvadesetak kola bez odeljaka) imaju dva izvora energije:

- centralno, iz lokomotive za parno ili električno grejanje i
- decentralno, iz osovinskih generatora za punjenje baterija i snabdevanje niskonaponskih potrošača.

Dva sistema grejanja i dvostruko napajanje su tehnički i tehnološki prevaziđeni, a imaju i više negativnih posledica na raspoloživost kola, eksploataciju, troškove održavanja i udobnost putovanja. Pri parnom grejanju ne postoji automatska regulacija temperature, a ima dosta rasipanja energije i u razvodnoj instalaciji. Uporedno postojanje parnog i električnog grejanja doprinelo je velikom broju proboja električnih instalacija sa pratećim izbacivanjem kola iz saobraćaja, naročito kod neposrednog prelaza sa parnog grejanja na električno.

Dva navedena sistema napajanja energijom su nužna samo kad pored električnog postoji i parno grejanje. Na kolima opremljenim samo električnim grejanjem primena osovinskih generatora nije ni opravdana ni racionalna. Nije opravdana stoga što se glavnim električnim vodom koji se proteže od lokomotive do kraja voza, pored energije grejanja, može, uz neznatne gubitke preneti i, inače mala, energija potrebna za potrošače niskog napona. Primena osovinskih generatora je neracionalna zbog višestrukog pretvaranja energije (stepen korisnog dejstva je ispod 50%), a posebno zbog teškoća i troškova održavanja, za što kao ilustracija može da posluži podatak da su u samo dva meseca prošle godine zbog kvarova na generatorima isključena iz saobraćaja 72 kola. Eksploatacione nevolje dolaze i od njihovih karakteristika da energiju daju tek iznad neke brzine (25 do 50 km/h u zavisnosti od prenosnog odnosa tj. od maksimalne brzine za koju su kola konstruisana.

Teškoćama i problemima vezanim za generatore, kao mehaničke pretvarače male pouzdanosti, pridodaju se i neodgovarajuće definisane najveće brzine kola, koje nisu u skladu sa brzinama za koje su osposobljene pruge. Uz to je kod kola grejanih toplim vazduhom, zbog pogona ventilatora prilivnog vazduha, porasla potrošnja na niskom naponu, pa se baterije brzo isprazne i, po pravilu, ne može da se obavi predgrevanje kola, a grejanje započne tek posle duže vožnje. Posebno veliki porast potrošnje na niskom naponu imaće kola za velike brzine (uređaji za klimatizaciju i dr.) kod kojih snabdevanje iz osovinskih generatora uopšte ne dolazi u obzir.

Kod centralnog snabdevanja električnom energijom snabdevanje niskonaponskih potrošača i punjenje akumulatorske baterije obavljaju se čim ima napona u glavnom električnom vodu bilo sa lokomotive, bilo iz transformatora za predgrevanje, odnosno pretklimatizaciju. Razvijene železnice su davno počele da osvajaju centralno napajanje (Nemačke železnice u februaru 1963).

2. Mogućnosti ostvarenja jedne vrste grejanja i jedinstvenog napajanja

Jedna vrsta grejanja, samo električno grejanje, može se postići ako se na dizel-lokomotive namenjene vuči putničkih vozova, ugrade odgovarajući generatori. Jedna

vrsta napajanja, centralno napajanje, može se postići ako se na kola umesto osovinskih generatora ugrade statički pretvarači napona za snabdevanje niskonaponskih potrošača i punjenje akumulatorskih baterija.

Na naših dvanaest lokomotiva takvi generatori postoje već nekoliko godina i dobro su se pokazali. Njih je od Uljanika iz Pule nabavilo ŽTO Novi Sad. Generatore slične vrste mogu da proizvode i naše firme, najpre "Sever", Subotica. Generatori bi trebalo da se ugrade na još 10 dizel lokomotiva. Njihova nabavna jedinična cena je oko 300.000 din., a radovi na ugradnji odnose oko 4.000 norma časova.

U području statičkih pretvarača ostvaren je, zahvaljujući novim komponentama energetske elektronike i mikroračunarske tehnike, značajan napredak. Smanjena je masa, povećana pouzdanost, snižena cena. Ove pretvarače mogu, na naš podsticaj i po našim uslovima, osvojiti i domaće firme. Cene inostranih statičkih punjača za jednonaponska kola su niže od cena koje sada plaćamo za generatorske uređaje slične snage.

Primena mikroračunarske elektronike može unaprediti rad ne samo centralnih sistema napajanja, nego i decentralnih, tj. osovinskih generatora dok ovi postoje. U mere za bolji rad uređaja, koje se mogu postići uvođenjem mikroračunara, mogu se svrstati:

– bolje punjenje: regulacijom napona završnog punjenja baterije u zavisnosti od temperature elektrolita, tačnijom karakteristikom konstantan napon/konstantna struja, ujednačavanjem regulacionih karakteristika dvaju generatora u tandemu;

– bolja zaštita od samopražnjenja: kontrolom otpora izolovanosti;

– racionalnija politika štednje i restrikcija, zasnovanih na stanju napunjenosti baterija, spoljnjoj i unutrašnjoj temperaturi, režimu grejanja ili predgrevanja, brzini kola, jačini dnevne svetlosti i dr. Za ovo se može sačiniti program štednje kakav bi sprovodio najbolji tehničar kad bi kao domaćin pratio kola.

– brza lokalizacija kvara: direktne, jasne poruke o kvarovima kao preduslov za brze intervencije.

– pamćenje događaja relevantnih za održavanje i za unutrašnju kontrolu.

Mikroračunarski uređaji mogu da se uvedu bez posebnih troškova razvoja, jer postoje pozitivna iskustva sa sličnim uređajima na lokomotivama.

3. Potrebna ulaganja i moguće uštede

Da bi se ostvario program racionalizacije energetike putničkih kola potrebno je najpre uložiti izvesna sredstva, oko 400.000 din., u razvoj. Taj deo razvojnih troškova bi trebale da snose ŽTP-a, a drugi, veći,-industrija i fondovi naučno-istraživačkog rada.

Troškovi uvođenja jedinstvenih sistema otpadaju na proizvodnju i ugradnju 10 generatora na dizel-lokomotive, i oko 400 pretvarača/punjača u putnička kola. Ovde bi, u prelaznoj fazi, trebalo dodati troškove za ugradnju oko 100 mikroprocesorskih regulatora namenjenih optimalnom korišćenju niskonaponskih instalacija dok postoje obrtne grupe. Ukupna investicona sredstva bila bi ulagana sukcesivno do kraja 2002. godine.

U uštede koje se postižu uvođenjem nove tehnike spadaju smanjeni troškovi vuče, održavanja i opravki, razlike u izdacima za utrošenu energiju, smanjenje kolskih dana izgubljenih zbog kvarova na postojećoj niskonaponskoj opremi i razlike ulaganja u slučaju rekonstrukcije odnosno izgradnje novih jednonaponskih kola.

4. Potrebna ulaganja

Za potpuno rešenje pitanja energetike potrebno je uložiti nešto sredstava u razvoj a glavnina ulaganja otpada na nabavku i montažu uređaja.

4.1. Ulaganja u razvoj

Planirana sredstva za razvoj u iznosu od 400.000 din. predstavljaju oko petinu potrebnih ulaganja kao naš udeo u finansiranju razvoja. Preostali deo bi trebalo da bude namiren iz sredstava industrije i fondova za naučno-istraživačku delatnost Srbije. Ova ulaganja se planiraju za 1997. godinu.

4.2. Ulaganja u lokomotivsku opremu

Za elektroenergetsku opremu koja će se ugraditi u 10 dizel-lokomotiva biće potrebno uložiti 10x450.000 = 4.500.000 din. Godišnja dinamika ulaganja je po 900.000 za 1998. do 2002. godine.

4.3. Ulaganje u kolsku opremu

Ulaganja u kolsku opremu obuhvataju ugradnju pretvarača/punjača u 400 kola (prosečna cena 60.000 din.) i ugradnju mikroprocesorskih regulatora, prosečne cene 10.000 din. na 100 kola. Ukupna ulaganja u kola od 25.000.000 din. biće raspoređena u podjednakim iznosima od 5.000.000 din. na pet godina od 1998. do 2002. godine.

5. Materijalne uštede

U uštede koje se postižu uvođenjem nove tehnike spadaju smanjeni troškovi eksploatacije i održavanja, razlike u izdacima za utrošenu energiju, smanjenje kolskih dana izgubljenih zbog kvarova na postojećoj energetskoj niskonaponskoj opremi i razlike ulaganja u slučaju rekonstrukcije odnosno izgradnje novih kola.

5.1. Razlike ulaganja u rekonstruisana i/ili nova kola

Razlike u ceni energetske opreme za snabdevanje niskonaponskih instalacija su oko 20.000 din. po kolima u korist statičkih uređaja. Ako se računa za 30 novih kola godišnje, to bi za svaku godinu, počev od 1998. donelo uštede od 600.000 din.

5.2. Smanjenje troškova redovnih opravaka

Budući da pri uvođenju samo električnog grejanja otpada potreba za energetskim kolima (kotlićem), smanjuju se troškovi vuče. Smanjenje po tom osnovu iznosi približno 400.000 din. godišnje.

5.3. Smanjenje troškova redovnih opravaka

Skidanjem instalacije parnog grejanja troškovi redovnih opravaka se, po današnjoj ceni norma časa od 38,95 din., smanjuju za 1560 din. po kolima. Za 250 kola, koliko prosečno godišnje ulazi u opravku ovo smanjenje iznosi 389.500 din. godišnje.

5.4. Smanjenje troškova vanrednih opravki

Na osnovu broja kvarova u prošlogodišnja dva meseca može se računati na godišnje intervencije na 450 kola. Otklanjanje kvarova košta u proseku 1.500 din. i traje dva dana. Smanjenje troškova opravke po definitivnom uvođenju nove tehnike iznosiće godišnje 675.000 din. U godinama od 1998. do 2002. može se računati samo na delo ovih ušteda u zavisnosti od dinamike ugradnje statičkih uređaja.

5.5. Smanjenje gubitaka vezanih za izgubljene kol-dane

Ako se zbog kvarova na uređajima sadašnje izvedbe izgubi svake godine 900 kol-dana to bi značilo izgubljenih oko 2.500.000 din. godišnje. I ovde se u godinama od 1998. do 2002. može računati samo na deo ovih ušteda u zavisnosti od dinamike ugradnje statičkih uređaja.

5.6. Smanjenje troškova eksploatacije energetskih kola (bez energije)

Godišnji troškovi eksploatacije energetskih kola, bez energije grejanja, iznose 12.009.375 din. godišnje. Po uvođenju samo električnog grejanja ovi troškovi će u potpunosti otpasti.

5.7. Uštede energije

Stepen korisnog dejstva obrtnih pretvarača je svega 0,45; statički punjači imaju dvostruko veći stepen korisnog delovanja. Po ovom osnovu se, ako se računa na snagu od 3 kNj, rad kola od 10 časova dnevno i 220 dana godišnje štedi svake godine 7.330 kWh, što po današnjim cenama električne energije od 0,0963 din/kWh za 200 kola donosi godišnje uštede od 141.176 dinara.

5.8. Ukupne uštede

Ukupne godišnje uštede po napred navedenim osnovama iznose 16.115.051 din. Treba napomenuti da pored ovih merljivih postoje i niz teško merljivih ušteda koje nisu ušle u ovu računicu. To se u prvom redu odnosi na produženje veka trajanja akumulatorskih baterija i svih uređaja koje one napajaju.

6. Rentabilnost ulaganja i vreme realizacije

Upoređenje troškova potrebnih ulaganja i ušteda koje smo detaljno izračunali za sve pozicije iz poglavlja 4 i 5 pokazuje da bi se uložena investiciona sredstva isplatila za manje od dve godine, a da se delom otplaćuju već i u toku perioda uvođenja jedinstvenih sistema. Ekonomičnost ovog poduhvata bi bila još veća ako bismo deo opreme koja se zamenjuje (kola sa parnim kotlom, parni kotlovi sa kola dizel-lokomotiva, alternatori, odnosno generatori i prateća oprema sa kola) prodali stranim železnicama ili drugim interesentima.

Značajnu pažnju zaslužuju i indirektni efekti koji nisu uneti u navedenu računicu. Tu u prvom redu spada veća raspoloživost kola, povećani broj putnika i odgovarajući veći prihodi, do čega će doći zbog povećanog standarda putovanja (pouzdanije putovanje, bez sadašnjeg izbacivanja kola i pratećeg maltretiranja putnika, veći komfor, zahvaljujući obezbeđenom predgrevanju i grejanju). Poboljšani imidž našeg preduzeća u putničkom saobraćaju može imati pozitivnih efekata i na klijente u robnom prevozu. Izvesne uštede će doneti i vrednost rezervnih delova koje sada radi održavanja rotacionih i drugih uređaja držimo na lageru. Od posebnog je značaja kadrovsko osveženje do koga bi došlo zbog primene novih tehnika koje sadrže veći broj savremenih elektronskih komponenata i sklopova. Ovim se putem može stvoriti jezgro stručnjaka neophodnih za eksploataciju i održavanje modernih vučnih i vučenih vozila čije nam uvođenje predstoji.

U proceni vremena potrebnog za realizaciju ovog projekta treba najpre reći da ono uveliko zavisi od pravovremenog odlučivanja rukovodećih tela ŽTP-a i od organizacije razvoja uređaja koji čine predložene jedinstvene sisteme. Sa tehničke strane treba početi od utvrđivanja detaljnih tehničkih uslova za izradu i ispitivanje a sa ekonomske od utvrđivanja uslova saradnje sa industrijom (definisanje odnosa i obaveza, kreditiranje, sufinansiranje, predugovaranje i dr.)

Računamo da će za razvoj, izradu prototipa i fabrička ispitivanja lokomotivskog generatora biti potrebno najmanje 365 dana, a da će isto toliko biti potrebno i za razvoj i ispitivanje punjača baterije iz glavnog voda. Tipska ispiti-

vanja razvijenih uređaja, izrada, ugradnja i eksploataciono ispitivanje nultih serija uzeće takođe skoro godinu dana. Sukcesivna proizvodnja i ugradnja uređaja na kola i lokomotive i prodaja skinutih uređaja ne bi, po grubim procenama, mogla da se završi za manje od pet godina od početka realizacije ovog projekta.

Projekat racionalizacije energetike putničkih kola pretpostavlja širok niz raznorodnih, organizaciono-tehničkih i razvojnih aktivnosti železničkih, naučnih i proizvođačkih organizacija i stručnjaka, ali i daje šansu da se postigne ekonomski i tehnički uspeh i da stručnjaci iskažu svoje sposobnosti.

7. Predlozi za trajno rešenje problema energetike

7.1. Usvojiti kao strategijsku orijentaciju uvođenje samo jedne vrste grejanja putničkih kola - električnog grejanja i samo jednog - centralnog napajanja putničkih kola električnom energijom.

7.2. Podstaći domaće naučne organizacije i industriju da razviju generatore za ugradnju na dizel-lokomotive namenjene putničkom saobraćaju, statičke pretvarače za punjenje akumulatorskih baterija i upravljačko-regulacione uređaje za potpunije korišćenje postojećih instalacija napajanih iz osovinskih generatora.

7.3. Organizovati posao na razvoju, počev od izrade detaljnih tehničkih uslova do tipskih i eksploatacionih ispitivanja kao preduslova za odobrenje ugradnje.

7.4. Organizovati nabavku, ugradnju, eksploataciju i održavanje tehničkih sredstava iz tačke 3.2

7.5. Opremu koja se uvođenjem novih tehničkih sredstava bude skinula sa kola i lokomotiva dovesti u ispravno stanje i prodati susednim železnicama ili drugim zainteresovanim.

Komponentni remont, dijagnostika i primena računara kao novi pristup strategiji održavanja železničkih vozila JŽ

Mr Luka ČUPKOVIĆ, dipl. maš. inž. Zajednica JŽ, Nemanjina 6, Beograd

1. Uvod

Pre 36 godina održavana su na JŽ 33 tipa parnih lokomotiva, a najveći vek za kasaciju iznosio je 50 godina.

Tada su DEL serije 661 proizvodnje EMD - General Motors zamenjivale u izvršnom radu oko 4,5 parnih lokomotiva. U 1963. godini (na relaciji Beograd - Zagreb) pređeni put ovih lokomotiva iznosio je prosečno mesečno 26.000 km (852 km/dan), a u 1993. godini 6.527 km (214 km/dan).

Da bi parna lokomotiva serije 11 prešla put od 1 km, njen kretni mehanizam okrenuće se 200 puta, a za 90 km 18.000 puta u jednom satu. Međutim, radilica dizel-motora DEL serije 661 kod brzine vožnje 90 km/h pri punoj snazi okrenuće se 50.100 puta (835x60) ili oko 3 puta više.

Na usponu od 25 ‰ pri punom opterećenju DEL 661 kreće se brzinom 17 km/h, ali radilica dizel-motora se okrene 50.100 puta pri punoj snazi.

Za opravku dizel-motora nije presudan kriterijum pređeni kilometri, već su bitni časovi rada motora, broj obrtaja kolenastog vratila, potrošnja goriva, potrošnja maziva, odnosno vreme eksploatacije vozila.

Tokom stvarnog rada svih sastavnih delova vozila u praksi se događa da degradacije njihovih funkcija (istrošenja, oštećenja, zamor, gubljenje radnih karakteristika i sl.) nisu u istom periodu jednake, tako da se neki sklopovi skidaju i opravljaju pre vremena, dok neki previše degradiraju. Ovome doprinosi i usvajanje kriterijuma za upućivanje vozila u opravku prema zahtevima glavne komponente, koja je u najlošijem stanju (npr. kod dizel-motora to je granična decentrisanost, ovalnost i zazor za ulje u kliznim ležajevima).

Navedeni faktori, kao i različiti uslovi eksploatacije za istu seriju vozila i njihov uticaj na intenzitet trošenja, navode na razmišljanje da unapređenje održavanja železničkih vozila treba istraživati u pravcu, da se ono gde god je to moguće obavlja prema "stvarnom stanju vozila", odnosno njegovih komponenata.

Za ovo moraju biti ispunjene određene pretpostavke, kao što su definisanje strategije održavanja i selektivni pristup na kojim vozilima će se primeniti preventivno održavanje, a na kojim komponentni remont na osnovu "stvarnog stanja" ili njihova kombinacija.

Primenom u održavanju tehničkih dostignuća u mernoj tehnici, dijagnostici, kao i mikroprocesora i računara u informacionom sistemu stvaraju se uslovi za komponentni remont i produženje veka trajanja komponenti, te se uz funkcionalniju organizovanost stručnih kadrova može znatno doprineti sanaciji teškog stanja voznih sredstava JŽ.

2. Sadašnji merodavni osnovi za održavanje voznih sredstava

Održavanje je kao "poslovna filozofija" ograničeni skup aktivnosti koje se obavljaju na železničkim vozilima da bi se očuvale njihove sposobnosti za bezbednu realizaciju projektovane funkcije u toku čitavog radnog veka.

Pravilnikom 241 JŽ su prihvatile model preventivnog održavanja kao i većina železničkih uprava u Evropi. Nedostatak ovog modela održavanja je nemogućnost sigurnog predviđanja u koje vreme će se i na kojem delu, sklopu ili uređaju železničkog vozila dogoditi otkaz (kvar). Sa stanovišta bezbednosti i ekonomičnosti povoljnije je da se zamena dela ili komponenti obavi neposredno pre njegovog otkaza, ako su troškovi nastali zbog zamene ili imobilizacije vozila manji nego da je zamena obavljena nakon pojave otkaza.

Železnička vozila sastavljena su od većeg broja različitih delova i komponenata, koji se zavisno od vremena i uslova eksploatacije različito troše, a time imaju i različito očekivano vreme zamene i otkaza, pa je zbog toga potrebno odrediti i različito optimalno vreme za zamenu, pregled ili podešavanje.

Slabost sadašnjeg modela održavanja je u tome što ne vodi dovoljno računa o stvarnom stanju sklopova i komponenata u pogledu njihove degradacije (istrošenja, oštećenja, zamora i sl.).

Na JŽ osnovne elemente strukture modela preventivnog održavanja čine kontrolno-tehnički pregledi i redovne opravke. Kontrolno-tehnički pregledi predstavljaju skup radnji u toku kojih se proverava ispravnost rada, podešavaju ili zamenjuju delovi kraćeg veka trajanja, a usmerena je na utvrđivanje i eventulanu opravku delova vozila bitnih za bezbednost saobraćaja.

Sadržaj i obim radova zavise od vrste i tipa vozila. Merodavni osnov za obavljanje kontrolno-tehničkih pregleda svih vrsta jeste vreme eksploatacije (kalendarsko vreme). Redovne opravke predstavljaju skup radnji na železničkom vozilu radi utvrđivanja fizičkog stanja sklopa, dela ili komponente i njihovog dovođenja u ispravno stanje u meri koju zahteva vrsta redovne opravke, kao i da uz pravilne kontrolno-tehničke preglede vozilo može pouzdano i ekonomično da radi do sledeće opravke.

Pravilnik 241 stalno je usavršavan na osnovu sopstvenog iskustva u eksploataciji i održavanju vozila i dostignuća nekih inostranih železničkih uprava prema sledećoj hronologiji:

1967. godina
- vrsta pregleda: mesečni (M_1), dvomesečni (M_2), četvoromesečni (M_3), odnosno posle pređenih 12.000 km;
- vrsta opravke: PO_1, PO_2, GO, PO_3, PO_4, GR;
- rokovi: između dve popravke 1 godina, do GO 3 godine, a do GR 6 godina ili 150.000 km, 450.000 km i 900.000 km

1970. godina
- vrsta pregleda: PO, P_1, P_2, P_3 ...;
- vrsta opravke: PO_1, PO_2, GO, PO_3, PO_4, GR;
- rokovi opravaka: 2 godine ili 350.000 km;

1978. godina (radikalno su prerađeni pravilnici iz prethodnih godina)
- vrsta pregleda: P_0, P_1, P_3, P_6, P_{12};
- vrsta opravke: SO, GO, RO;
- rokovi opravaka: 600.000 km, odnosno 1.200.000 km i 5 godina kod elektrolokomotiva;

1983. godina
- vrsta pregleda: P_0, P_1, P_2, P_3, P_6, P_{12};
- vrsta opravke: SO i GO (GO_1, GO_2...);
- rokovi opravke: 600.000 km, odnosno 1.200.000 km i 5 godina;

1988. godina (mesec juli i decembar)
- vrsta pregleda: uveden P_{36} za nemodifikovane lokomotive serije 441 i 461;
- vrsta opravke: SO, GO (GO_1, GO_2...);
- rokovi opravke: nemodifikovane lokomotive 441-0÷6, 600.000 km, odnosno 1.200.000 km, modifikovane lokomotive 441-0÷6, 441-7,8 i 461, 800.000 km, odnosno 1.600.000 km;
- rokovi opravke: 6 godina za elektrovozila, a 5 godina za dizel-vozila;

1990. godina (mesec februar i mart)
probne izmene i dopune pravilnika:
- rokovi opravke: za elektrolokomotivu 461, 7 godina;
- vrste pregleda: ukidanje P_0 za lokomotivu 661;

Vučna vozila JŽ na kojima su promenjeni rokovi opravaka:
elektrovučna vozila
lokomotive serije: 441-0÷6, 7, 8; 461 od 600.000 km do 800.000 km, povećanje 33,3%
elektromotorni vozovi serije 412/416 od 450.000 km do 600.000 km, povećanje 33,3%
dizel-vučna vozila
lokomotive serije: 642,643,662 od 200.000 km do 300.000 km, povećanje 50%;
743 od 250.000 km do 300.000 km, povećanje 20%;
661,645,664 od 350.000 km do 450.000 km, povećanje 28,6%;
641-3 od 150.000 km do 300.000 km, povećanje 100%;
motorni vozovi serije 712/714 od 350.000 km do 450.000 km, povećanje 28,6%.

Za ulazak vozila u redovnu opravku osnovni kriterijum je pređeni kilometar, a dodatni kriterijum vreme, koje se ni u kom slučaju ne bi smelo prekoračiti, jer neki delovi vremenom stare i tako gube svoja svojstva (električne instalacije i izolacije rotacionih mašina, gumeni elementi kočnice, amortizeri i sl.)

Međutim, na nekim vučnim rejonima vozila su prosečno dnevno malo prelazila (svega oko 7.000 km/mesečno lokomotive 461 u ŽTP Podgorica, a kasnije zbog ekonomskih sankcija i u ŽTP Beograd), pa se pristupilo probnom produženju rokova opravaka elektrolokomotiva 441 i 461, kao i dizel-lokomotiva serije 641, 642, 661 dizel-motornih vozova serije 712/714. Ukupno je obavljeno probno produženje na 24 lokomotive 441, 29 elektrolokomotiva 461, 9 dizel-elektro lokomotiva i 1 DMV serije 712/714.

Celovita ocena u završnom izveštaju još nije data, jer nedostaje ocena tehničkog stanja delova, sklopova i uređaja posle defektaže kod remontnih radionica zbog neurađene opravke nakon isteka probnog roka. Tek nakon uvida i ocene stanja delova vozila moći će da se zauzme stav da li se prihvata rok za elektrovozila od 6 godina.

Tabela 1

SERIJA	1990. godina						I - IX 1994. god.					
	Ukupno	Učešće %	Pros. dnevno (km)		Prosečno mesečno (km)		Ukupno	Učešće %	Pros. dnevno (km)		Prosečno mesečno (km)	
			a	b	a	b			a	b	a	b
412/416	9566846	18,3	502	334	15311	10187	5840833	28,6	685	270	20892	8235
EMV	9566846	18,3	502	334	15311	10187	5840833	28,6	685	270	20892	8235
441	11092671	21,2	452	316	13786	9638	3980484	19,5	431	151	13145	4605
461	7147287	13,6	426	251	12993	7655	3458191	16,9	323	162	9851	4941
El. lok.	18239958	34,8	441	283	13450	8631	7438675	36,4	373	156	11376	4758
641	4343718	8,3	196	108	5978	3296	1612460	7,9	165	54	5032	1647
642	1373484	2,6	233	159	7106	4849	387552	1,9	165	57	5032	1647
643	628093	1,2	202	143	6161	4361	176759	0,9	227	53	6923	1616
645	411990	0,8	513	282	15646	8601	13198	0,1	330	12	10065	366
661	7754475	14,8	389	252	11864	7686	1926163	9,5	290	83	8845	2531
662	93525	0,0	302	154	9211	4697	-	-	-	-	-	-
664	293884	0,6	286	125	8723	3812	139102	0,7	311	562	9485	1708
666	214247	0,4	329	293	1034	8936	194148	0,9	373	177	11376	5398
734	308570	0,6	152	68	4636	2074	14806	0,1	200	4	6100	122
742	42990	0,1	272	117	8296	3568	-	-	-	-	-	-
761	5260	0,0	138	7	4209	213	-	-	-	-	-	-
Diz. lok.	15470236	29,5	277	164	8448	5002	4465188	22,0	213	61	6496	1860
712/714	462687	0,9	378	84	11529	2562	187779	0,9	437	45	13328	1372
811/816	580183	1,1	656	132	20008	4026	161	-	-	-	-	-
812/818	8075796	15,4	374	263	11407	8021	2478411	12,1	405	110	12352	3355
DMV	9118666	17,4	385	225	11742	6862	2666351	13,0	393	90	11986	2745
Svega	**52395706**	**100**	**374**	**231**	**11407**	**7045**	**20411047**	**100**	**363**	**119**	**11071**	**3629**

Izvor: ŽTP Beograd

a) Za dan u eksploataciji

b) Za kalendarski dan

Analiziranjem ostvarenih kilometara kod nekih vozila iste serije zapažene su velike razlike u pređenim kilometrima, što navodi na zaključak da bi bilo potrebno dislocirati ta vozila na druge vučne rejone. Pregled ostvarenih kilometara vučnih vozila za 1990. god. i I - IX 1994. god. prikazan je u tabeli 1.

3. Razvoj mogućnosti zamene komponenata

Na osnovu preporuka pojedinih proizvođača vozila ciklusi opravaka i obim radova nisu isti za sva vozila JŽ.

Postoji razlika između preporuka onih proizvođača koji su samu izgradnju vozila prilagodili 100% za laku zamenu sklopova, delova i uređaja i preporuka gde ova zamena nije konstrukciono prilagođena u toj meri da se bez određenih modifikacija može lako i brzo obaviti.

Sadašnje stanje održavanja u nas karakteriše šarolikost, funkcijska nepovezanost, "svako bi radio sve", a ukupni kapaciteti za održavanje su prekapacitirani i prevazilaze naše potrebe. Nizak je nivo tehničke opremljenosti pored nedostatka rezervnih delova i sl. Ne postoji dugoročna politika održavanja a ona je preduslov da bi mogla da se uradi optimalna podela radova na vozilima sa stanovišta bržeg remonta i specijalizacije kod opravki komponenata i primene novih tehnologija u održavanju.

Kritički treba preispitati sadašnju ulogu i namenu svakog od depoa i remontnih radionica u skladu sa uvođenjem racionalizacije održavanja i novih tehnologija i tehnoloških procesa u održavanju.

Na ovom planu u svetu su ostvarena velika dostignuća.

U politici održavanja prema budućoj predviđenoj ulozi kategorizacija depoa moguća je u sledećim nivoima:

NIVO 1 – samo snabdevanje pogonskim i potrošnim materijalom (za sva vozila koja dolaze u depo);

NIVO 2 – snabdevanje pogonskim i potrošnim materijalom i pregled manjeg obima (za sva vozila koja dolaze u taj depo "u radu");

NIVO 3 – redovno održavanje dodeljenog vučnog parka;

NIVO 4 – redovno održavanje dodeljenog vučnog parka, kao i čitav niz tehničkih opravki i zamene obrtnih postolja;

NIVO 5 – zamena komponenata, održavanje i opravka.

Zbog minimiziranja vremena zadržavanja vozila na opravci, lokacije i broj depoa ovog nivoa održavanja trebalo bi da opredeljuju prirodni pravci koncentracije vozila kao i tehnička i kadrovska opremljenost.

Depoi nivoa 5 trebalo bi da budu oslobođeni od pritiska tekućeg održavanja. Njihova bi uloga bila da vode strogu kontrolu o programu sakupljanja i dostave vozila.

U depoima nivoa 5 zamenjivale bi se komponente i svaka komponenta imala bi svoj "dosije" i kriterijume praćenja trošenja sa propisanim maksimalnim graničnim merama. Zamenjene komponente se ne bi opravljale u depou nivoa 5 nego bi se slale specijalizovanim organizacijama za opravku komponenata (npr. dizel-motori; glavni generatori, vučni motori, transformatori, kompresori, kočni uređaji, obrtna postolja, regulacioni sistemi itd.) prema ugovoru ili putem javne licitacije (tržni koncept). Tako npr. ako depo nivoa 5 treba raditi na dizel-motoru, onda se tu može uraditi samo najbrža zamena motora, koji za to treba da dobije odmah od specijalizovane remontne radionice za motore cele mreže JŽ.

Ovakva podela rada i specijalnost po komponentama bila bi potrebna u celom sistemu održavanja voznih sredstava.

Opravke većeg nivoa (npr. glavne opravke) radile bi se u remontnim radionicama.

4. Mogućnosti produženja veka trajanja komponenata i primena tehničke dijagnostike

Pod tehničkom dijagnostikom (dijagnozom) podrazumevaju se sve mere kojima se omogućuje da se donese pouzdana ocena o stvarnom stanju dela, sklopa, uređaja i vozila bez rastavljanja (demontaže i razaranja).

Pravilno postavljen i povezan informatički sistem za eksploataciju, održavanje i remont i njegova efikasna veza sa depoima, remontnim radionicama i institutima kao i prikupljanje podataka i njihova analiza vrlo su bitni za odlučivanje o pouzdanosti delova, kvaliteta održavanja, raspoloživosti i valjanosti postojećih propisa.

Svaki deo, sklop ili uređaj ima svoj prosečan tehnički vek trajanja (tako npr. cilindarska glava dizel-motora 567E ima vek 12 godina, a sadašnja je cena oko 1.000 USD, vek radilice motora je 36 godina itd.).

Naš cilj mora biti kako da se na najbolji mogući način iskoristi stvarni vek trajanja komponenata. Najveće dostignuće je kada se može utvrditi zamena u slučaju potrebe, a da se očuva visok stepen pouzdanosti i bezbednosi, umesto preventivne zamene, jer kod preventivne zamene nama je nepoznanica preostali vek komponente.

Koncept zamene delova zbog otkrivene greške (stvarno stanje) polako, ali svakim danom sve više potiskuje na većini komponenata zamenu pri unapred određenim intervalima . Samo pružanje tačnih informacija o stanju delova, sklopova i komponenata pomoću tehničke dijagnostike omogućava nam pronalaženje njihove "zrelosti" za održavanje ili intervenciju.

Primenom dijagnostike sa velikom tačnošću se prognozira vek dela i komponente.

Svaka komponenta na vozilu mora imati "svoj dosije" o svemu što se sa njom događa "dobro" i "loše" u toku njenog veka trajanja. Za komponente na vozilu za koje nije moguće obezbediti održavanje prema "nalazu stanja" bez skidanja treba prihvatiti sistematsko preventivno skidanje i opravke u zavisnosti od propisanih kriterijuma (časovi rada, potrošnja goriva, pređeni kilometri i dr.), to se odnosi uglavnom na delove i sklopove, koji nemaju prethodno

signalizirane nedostatke ili depo ne raspolaže odgovarajućom opremom za održavanje.

Postojeći "dosije" za svaki organ vozila treba redovno da se proučava, a može da sadrži:

– istorijat komponente;

– ocenu proizašlu iz dobijenih informacija eksploatacije i održavanja, kao i praćenje stanja komponente;

– potrošnja rezervnih delova za održavanje te komponente;

– striktnu primenu propisa za održavanje;

– stav da li, šta i zašto treba modifikovati sklop.

Novi pristup kontroli pouzdanosti dobija sve veći značaj zahvaljujući brzom razvoju elektronike, merne tehnike kao i uređaja za pouzdanu dijagnozu i kontrolu bez razaranja i demontaže dela sklopa ili uređaja. Na taj način se znatno može produžiti eksploatacijsko vreme dela, a da se ne ugrozi bezbdenost i pouzdanost vozila.

Određivanje vremena merenja i metode zavisi od funkcije i karakteristike dela, sklopa koji se proverava. Habanje, vibracije, zamor, stanje unutrašnjih napona (točkovi), slaba otpornost izolacije i sl. zavisi o mnogo faktora, a bitni su nominalni vek trajanja, dinamičko opterećenje i dinamički udari, broj obrtaja (ciklusa), kao i termičko opterećenje.

Tako npr. preporučeni intervali merenja udarnih impulsa (dB) kotrljajnih ležaja pomoću digitalnih uređaja za kontrolu stanja u veku trajanja i upoređenje sa propisanim vrednostima mogu se razvrstati: dobro radno stanje (ređe meriti), pogoršano stanje (često meriti) i loše radno stanje (vrlo često meriti).

Kod dizel-motora koji predstavlja 25-30% vrednosti vozila najekonomičniji će se rad postići kada je intenzitet trošenja sveden na minimum.

Na trošenje delova utiče više faktora, tako korozivno trošenje se javlja kao posledica visoke relativne vlažnosti vazduha u motoru, što u procesu sagorevanja spajanjem sumpora sa kiseonikom stvara sumpor-dioksid, a nakon toga sa vodom sumpornu i sumporastu kiselinu, čime se korodira većina metala. S druge strane, nesagorele čestice tvrdog ugljeničnog taloga prijanjaju žilavo uz kompresione prstenove i stvaraju abraziju. Za produžetak veka trajanja delova dizel-motora (sklopa snage, stabilnih i letećih ležajeva i radilice) vrlo je važno da svi motori imaju ugrađen sistem za pretpodmazivanje i da je preko manokontakta onemogućeno startanje dok se ne obezbedi minimalni pritisak (time se izbegava suvo trenje) podmazivanja. Radnu temperaturu dizel-motora vrlo je važno držati što je moguće višom. Na dugi vek trajanja delova znatno utiče sadržaj sumpora, njegovo veće učešće od propisanog dovodi do ubrzanog trošenja. Upotreba ulja i goriva dobrog kvaliteta uz dobro filtriranje ulja, goriva i vazduha znatno će smanjiti uticaj faktora u motoru. Pomoću spektrografske analize utvrđuje se veličina i vrsta metala u uljnom punjenju. Upoređenjem gradijenta koncentracije (propisanih veličina ppm) prema stvarnom stanju znatno se doprinosi kontroli pouzdanosti, veku trajanja delova a da ne nastane havarija. Poznavanjem materijala od kojih su sastavni delovi koji se troše može se na osnovu učešća metalnih čestica u ulju pouzdano utvrditi koji se deo haba.

Na produženje veka trajanja u eksploataciji osovinskih sklopova značajno utiče upotreba i pravilno korišćenje elektrodinamičke kočnice, geometrija vozila, poštovanje propisanih mera, izbor i primena ekonomskog profila kao i podmazivanje venaca točkova. Pored primene automatskog mazanja venaca točkova, čime se rok za struganje točkova produžava do 2,5 puta u svetu se vrlo uspešno primenjuju grafitni štapići. Kod nas su izbačeni iz upotrebe usled nedostatka snimanja štapića domaće proizvodnje (ovakav jedan štapić koštao je ranije 1 USD, a njegovo trajanje je bilo oko 10.000 pređenih kilometara).

Pored praktične primene ultrazvučne kontrole osovinskih sklopova, u novije vreme renomirani instituti u svetu i poznati proizvođači točkova za vozna sredstva, kao i železnice Francuske, Nemačke, Poljske i SAD upotrebljavaju ultrazvučne uređaje za kontrolu bez razaranja zaostalih unutrašnjih napona koji nastaju u proizvodnji i eksploataciji točkova voznih sredstava (nadzor nad čvrstoćom točkova u službi), čime se onemogućava korišćenje točkova kao i njihovo pucanje u eksploataciji ako su njihovi naponi izvan propisanih granica. Ovim se metodom kontrole značajno doprinosi bezbednosti i ekonomičnosti saobraćaja.

Za pouzdano određivanje "stvarnog stanja komponenti" od velikog je značaja vođenje statistike kvarova kao i statističke raspodele habanja.

Vrlo je bitno tehničko organizovanje za praćenje ponašanja u eksploataciji i održavanju delova, sklopova i analizu uzroka otkaza.

Sadašnji način organizovanja stručnih kadrova u vuči i voznim sredstvima od izvršne jedinice do ZJŽ nije uvezen u sistem funkcijskog i najracionalnijeg delovanja na stručnom planu.

Vuču i vozna sredstva i remonte radionice treba shvatiti i posmatrati organizaciono funkcijski kao celinu - podsistem u sistemu železnice.

Između eksploatacije, održavanja, remonta i instituta koji se bave ovom problematikom kao i centra za nabavku delova mora postojati vrlo visok stepen međuzavisnosti, neuvažavanje ovih činjenica utiče delom i na sadašnje stanje. Bez obzira na to što mi znatno zaostajemo u nivou tehničkog razvoja ovog podsistema železnice za Evropom, za naše sadašnje uslove ovaj nivo razvoja zahteva, da se organizuje kontinuirano stručno praćenje železničkih vozila po komponentama na nivou glavnih inžinjera - eksperata (npr. glavni inžinjer - ekspert za dizel-motore, glavne generatore i vučne motore, obrtna postolja i osovinske sklopove, kompresore i vazdušne uređaje, regulacione sisteme, sisteme grejanja voznih sredstava i sl.)

Ovako organizacijsko-funkcijski postavljeni stručni kadrovi na nivou eksperata, čija je stručna veza više valentna i kontinuirana prema depoima, jedinicama vuče, remontnim radionicama i institutima, tok informisanja dvosmeran, mnogo bi doprinelo poboljšanju postojećih

signalizirane nedostatke ili depo ne raspolaže odgovarajućom opremom za održavanje.

Postojeći "dosije" za svaki organ vozila treba redovno da se proučava, a može da sadrži:

– istorijat komponente;

– ocenu proizašlu iz dobijenih informacija eksploatacije i održavanja, kao i praćenje stanja komponente;

– potrošnja rezervnih delova za održavanje te komponente;

– striktnu primenu propisa za održavanje;

– stav da li, šta i zašto treba modifikovati sklop.

Novi pristup kontroli pouzdanosti dobija sve veći značaj zahvaljujući brzom razvoju elektronike, merne tehnike kao i uređaja za pouzdanu dijagnozu i kontrolu bez razaranja i demontaže dela sklopa ili uređaja. Na taj način se znatno može produžiti eksploatacijsko vreme dela, a da se ne ugrozi bezbdenost i pouzdanost vozila.

Određivanje vremena merenja i metode zavisi od funkcije i karakteristike dela, sklopa koji se proverava. Habanje, vibracije, zamor, stanje unutrašnjih napona (točkovi), slaba otpornost izolacije i sl. zavisi o mnogo faktora, a bitni su nominalni vek trajanja, dinamičko opterećenje i dinamički udari, broj obrtaja (ciklusa), kao i termičko opterećenje.

Tako npr. preporučeni intervali merenja udarnih impulsa (dB) kotrljajnih ležaja pomoću digitalnih uređaja za kontrolu stanja u veku trajanja i upoređenje sa propisanim vrednostima mogu se razvrstati: dobro radno stanje (ređe meriti), pogoršano stanje (često meriti) i loše radno stanje (vrlo često meriti).

Kod dizel-motora koji predstavlja 25-30% vrednosti vozila najekonomičniji će se rad postići kada je intenzitet trošenja sveden na minimum.

Na trošenje delova utiče više faktora, tako korozivno trošenje se javlja kao posledica visoke relativne vlažnosti vazduha u motoru, što u procesu sagorevanja spajanjem sumpora sa kiseonikom stvara sumpor-dioksid, a nakon toga sa vodom sumpornu i sumporastu kiselinu, čime se korodira većina metala. S druge strane, nesagorele čestice tvrdog ugljeničnog taloga prijanjaju žilavo uz kompresione prstenove i stvaraju abraziju. Za produžetak veka trajanja delova dizel-motora (sklopa snage, stabilnih i letećih ležajeva i radilice) vrlo je važno da svi motori imaju ugrađen sistem za pretpodmazivanje i da je preko manokontakta onemogućeno startanje dok se ne obezbedi minimalni pritisak (time se izbegava suvo trenje) podmazivanja. Radnu temperaturu dizel-motora vrlo je važno držati što je moguće višom. Na dugi vek trajanja delova znatno utiče sadržaj sumpora, njegovo veće učešće od propisanog dovodi do ubrzanog trošenja. Upotreba ulja i goriva dobrog kvaliteta uz dobro filtriranje ulja, goriva i vazduha znatno će smanjiti uticaj faktora u motoru. Pomoću spektrografske analize utvrđuje se veličina i vrsta metala u uljnom punjenju. Upoređenjem gradijenta koncentracije (propisanih veličina ppm) prema stvarnom stanju znatno se doprinosi kontroli pouzdanosti, veku trajanja delova a da ne nastane havarija. Poznavanjem materijala od kojih su sastavni delovi koji se troše može se na osnovu učešća metalnih čestica u ulju pouzdano utvrditi koji se deo haba.

Na produženje veka trajanja u eksploataciji osovinskih sklopova značajno utiče upotreba i pravilno korišćenje elektrodinamičke kočnice, geometrija vozila, poštovanje propisanih mera, izbor i primena ekonomskog profila kao i podmazivanje venaca točkova. Pored primene automatskog mazanja venaca točkova, čime se rok za struganje točkova produžava do 2,5 puta u svetu se vrlo uspešno primenjuju grafitni štapići. Kod nas su izbačeni iz upotrebe usled nedostatka snimanja štapića domaće proizvodnje (ovakav jedan štapić koštao je ranije 1 USD, a njegovo trajanje je bilo oko 10.000 pređenih kilometara).

Pored praktične primene ultrazvučne kontrole osovinskih sklopova, u novije vreme renomirani instituti u svetu i poznati proizvođači točkova za vozna sredstva, kao i železnice Francuske, Nemačke, Poljske i SAD upotrebljavaju ultrazvučne uređaje za kontrolu bez razaranja zaostalih unutrašnjih napona koji nastaju u proizvodnji i eksploataciji točkova voznih sredstava (nadzor nad čvrstoćom točkova u službi), čime se onemogućava korišćenje točkova kao i njihovo pucanje u eksploataciji ako su njihovi naponi izvan propisanih granica. Ovim se metodom kontrole značajno doprinosi bezbednosti i ekonomičnosti saobraćaja.

Za pouzdano određivanje "stvarnog stanja komponenti" od velikog je značaja vođenje statistike kvarova kao i statističke raspodele habanja.

Vrlo je bitno tehničko organizovanje za praćenje ponašanja u eksploataciji i održavanju delova, sklopova i analizu uzroka otkaza.

Sadašnji način organizovanja stručnih kadrova u vuči i voznim sredstvima od izvršne jedinice do ZJŽ nije uvezen u sistem funkcijskog i najracionalnijeg delovanja na stručnom planu.

Vuču i vozna sredstva i remonte radionice treba shvatiti i posmatrati organizaciono funkcijski kao celinu - podsistem u sistemu železnice.

Između eksploatacije, održavanja, remonta i instituta koji se bave ovom problematikom kao i centra za nabavku delova mora postojati vrlo visok stepen međuzavisnosti, neuvažavanje ovih činjenica utiče delom i na sadašnje stanje. Bez obzira na to što mi znatno zaostajemo u nivou tehničkog razvoja ovog podsistema železnice za Evropom, za naše sadašnje uslove ovaj nivo razvoja zahteva, da se organizuje kontinuirano stručno praćenje železničkih vozila po komponentama na nivou glavnih inžinjera - eksperata (npr. glavni inžinjer - ekspert za dizel-motore, glavne generatore i vučne motore, obrtna postolja i osovinske sklopove, kompresore i vazdušne uređaje, regulacione sisteme, sisteme grejanja voznih sredstava i sl.)

Ovako organizacijsko-funkcijski postavljeni stručni kadrovi na nivou eksperata, čija je stručna veza više valentna i kontinuirana prema depoima, jedinicama vuče, remontnim radionicama i institutima, tok informisanja dvosmeran, mnogo bi doprinelo poboljšanju postojećih

rešenja i primenu dijagnostičkih metoda, čime bi se poboljšala pouzdanost komponenata i bezbednost vozila.

Oseća se potreba da se pokrene i izdava stručan časopisa "Vuča i vozna sredstva" i bilten "Tehničke informacije", što bi doprinelo kontinuiranom usavršavanju kadrova svih nivoa ove delatnosti.

Zaključak

– Napraviti dugoročnu strategiju razvoja i optimizaciju potreba voznih sredstava.

– Napraviti novu strategiju održavanja voznih sredstava.

– Opremiti savremenom tehničkom opremom depoe i remontne radionice za proveru pouzdanosti komponenata.

– Organizovati tehničke kadrove na nivou eksperata za komponente.

– Pokrenuti stručni časopis "Vuča i vozna sredstva" i bilten "Tehničke informacije".

LITERATURA

– R. J. Gostling, C. Perry: "Business needs and BR maintenance strategie", ORE, Nirnberg, 1990.

– Mr D. Mihajlović, dipl. maš. inž., "Hronologija poboljšanja Pravilnika 241; Beograd 1990.

– III simpozijum o tehničkoj dijagnostici, JUREMA, Zagreb, 1993.

Dinamički testovi šinskih vozila (vozova) i problemi njihove bezbednosne primene na JŽ[1)]

Prof. dr. Relja V. Jovanović, dipl. maš. inž.
Doc. dr Danimir P. Mandić, dipl.maš.inž.

1. Uvod

Prevoz robe na mreži JŽ je bitan ekonomski interes, JŽTP Beograd posebno. Prevoz putnika je društveno obavezan, neophodan, ali za železnicu na ovim prostorima - manje ekonomičan. Slična je situacija i u svetu.

S druge strane, prevoz lica je uvek pod posebnom pažnjom na ovim prostorima, poslednjih nekoliko decenija posebno; čak se nije prihvatala činjenica da u tom području sme biti bilo kakvog rizika (odnosno: čovek, kao najveće bogatstvo - nema cenu!).

U narednom periodu se takođe može očekivati da će bezbednost lica biti posebno garantovana (organizacijom prevoza, tehnički, brzinom prevoza i nadzora vozova), ali štete od vanrednih događaja u prevozu robe - ekonomski će biti bitne!

Da bi bezbednost prevoza i lica i stvari bila u svetski tolerantnom riziku, još u prošlom veku čovek je počeo da se interesuje kako da garantuje kretanje voza - komforno za putnike i bezbedno za prevoz lica i stvari.

O ovim problemima s aspekta dinamičkih testova na JŽ - juče i danas, daje se osvrt u ovom radu.

2. Tradicionalne (stare) i moderne metode testova šinskih vozila u svetu i na JŽ

2.1. Stare metode određivanja bezbednog kretanja šinskih vozila – samih i u vozu

Posle pojave prvih udesa na železnici došlo se do saznanja da se moraju odrediti (neki) kriterijumi za mirno (komforno) prevoženje lica te, potom, bezbedan prevoz lica i stvari. Tako se došlo do stava da se može pregledati neko šinsko vozilo, npr. lokomotiva, te utvrditi da je ono "merni uređaj". Ako se ovo vozilo kreće po pruzi imaće "bacanje" (uglavnom bočno), tj. udare, na mestima gde je pruga lošija: bočno nestabilna ili s nepravilnostima u proširenju, smeru i slično. Odnosno - nemirnoća će biti veća, odnosno "mirnoća hoda" lošija. I obrnuto: gde je pruga bolja (tretirajući vozilo kao etalon propisanog vozila!) manja su bočna "bacanja" (pomeranja, brzine pomeranja i bočna ubrzanja vozila, te lica i stvari koja se u njima prevoze u vreme testa) - bolji je kvalitet pruga.

Znači, u prvo vreme je etalon vozilom proveravan kvalitet koloseka.

U početku razvoja železnice test je subjektivnom, ocenom obavljao nadzorni (inspekcijski) organ: na etalon vozilu se nalazio nadzorni organ i odgovorno lice za testiranu deonicu pruge. Na vozilu se nalazila i posuda sa nekom bojom (najčešće krečom). Na mestu gde bočni udar previše pomeri (naglo "baci") nadzornog organa, kraj pruge se istovremeno baca (na primer namočenom četkom) kreč, mesto zapiše, a - često - u funkciji toga su dopisivani i podaci o odgovornom licu za deonicu gde je bila "greška" na pruzi. Postupak se ponavljao i u daljoj vožnji, a kasnije se naređivala sanacija pruge i (eventualna) odgovornost subjekata za stanje. U međustanju je, procenom, određivana dozvoljena brzina vozova na deonici koja je testirana. Ovaj metod je imao i naziv "metod osećaja inspektora (nadzornika)" – prosto rečeno.

U daljem periodu je razvijen "metod šoljice kafe" [1]. On se sastojao od hipoteze da će se na nekoj polici vozila (etalona) manje prosuti kafe iz "etalon šoljice" (radi komparativne ocene) pri blažim bočnim udarima (po amplitudi, brzini pomeranja i silama, odnosno, ubrzanju pri bočnom pomeranju). Ovi testovi su doveli do saznanja da na nivo

1) Rad je segment istraživačkog projekta (3), koji je u toku.

(količinu) prosute tečnosti za konkretan fluid u čašici, koji ne mora biti kafa - utiče veličina pomeranja i frekvencija pomeranja. Prvo je lako shvatljivo a drugo ima veze s viskozitetom fluida, frekvencijom (sopstvenih oscilacija) sistema čašica - fluid, te s frekvencijom prinude (prinudnih oscilacija). I ovaj metod - na neki način - ocenjuje komfor vožnje.

Oba, stara, navedena metoda smišljena su za ocenu komfora vožnje, znači za prevoz lica, dok se bezbednost od iskliznuća voza po tome nije mogla ocenjivati.

2.2 Mirnoća hoda i bezbednost

Godine 1941. Šperling je izložio metod ocene mirnoće hoda kao komforne karakteristike testa pri kretanju šinskih vozila [1,2]. Pošao je od pretpostavke da čoveka u vozu zamaraju tri faktora: ako je pomeren u pravcu od koordinatnih osa, ako na njega deluje sila u pravcu pomeranja (ubrzanje), te ako se ta delujuća sila tokom vremena menja,tj. $(x(t), \ddot{x}(t), \dddot{x}(t))$.

Od navedenih uticajnih veličina Šperling je komponovao sumarni uticajni faktor, razdražitelj:

$$I_{razd.} = [x(t)]_{maks.} \cdot [\ddot{x}(t)]_{maks.} \cdot [\dddot{x}(t)]_{maks.} \quad (1)$$

jasno za pomeranje u 0x pravcu, a isti stav važi i za upravan vertikalni pravac 0z. Pomeranja u pravcu kretanja voza (0y) se ne ocenjuju, jer kontinuitet se obezbeđuje pažljivom vučom.

S obzirom na teškoće pri merenju pomeranja, zakretanja, brzina i brzine promene ubrzanja, pogodnom supstitucijom kinematičko-dinamičkih veličina Šperlingova veličina razdražitelja (I_{razd}) se može pretvoriti u [1,2]:

$$I_{razd} = \frac{[\ddot{z}(t)]^3}{2\pi \cdot f} \quad (2)$$

za pravac , na primer 0z, jer se akcelerometrima lako mogu meriti ubrzanja u bilo kom pravcu pomeranja neke tačke šinskog vozila.

Izraz (2) ukazuje da zamor putnika (i neprijatnost u vožnjii) zavisi od trećeg stepena delujućeg ubrzanja na masu čoveka, te od prvog stepena frekvencije kojom se ubrzanje pojavljuje.

Imajući u vidu koji se red veličina dobija za $[\ddot{z}(t)]^3$ i f[Hz], Šperling je, iz praktičnih razloga, osmislio (predložio) ocenu mirnoće hoda W_z (h - u 0x pravcu, v - u 0z pravcu), kao:

$$W_{z,h} = \sqrt[10]{\frac{[\ddot{x}(t)]^3}{2\pi \cdot f_h}} = 0{,}896 \sqrt[10]{\frac{[\ddot{x}(t)]^3}{f_h}} \; [-] \quad (3)$$

te

$$W_{z,v} = \sqrt[10]{\frac{[\ddot{z}(t)]^3}{2\pi \cdot f_v}} = 0{,}896 \sqrt[10]{\frac{[\ddot{z}(t)]^3}{f_v}} \; [-] \quad (3a)$$

gde su: $\ddot{x}(t), \ddot{z}(t)$ $[m/s^2]$ – bočna i vertikalna ubrzanja, snimljena na tačkama vozila koju odredi železnica,

f_h, f_v [Hz] - frekvencija pojave ubrzanja, respektivno gledano na W_z

Realno mogući rezultati za W_z se mogu dobiti u rasponu od 1 (stajanje vozila) do oko 6 do 7 (iako znatno pre ovih vrednosti dolazi do iskakanja vozila s udesnim posledicama). Kroz primenu Šperlingove metode za ocenu komfora vožnje uzima se u obzir i faktor korekcije F(f), zavisno od pravca pomeranja putnika, te uticaja frekvencije $f_{h,v}$ na zamor putnika. Taj je izraz za $W_{zh,v}$ poznat [1,2], te se u radu ne daje.

Konačno, došlo se do saznanja kada je $W_{zh,v}$ veće od 4 do 4,5, a posebno od 5 - ugrožava se bezbednost kretanja šinskog vozila, tj. dolazi se u zonu rizika od iskliznuća vozila.

Poslednje, rečeno je, posebno, nedovoljno precizan metod ocene bezbednosti iako je u nekom periodu odigrao važnu ulogu u razvoju železničke dinamike.

2.3. Novije metode

Nedostatak Šperlingove metode, sa aspekta bezbednosti kretanja vozila, jeste u tome što se bočna i vertikalna ubrzanja mere u području obrtne šolje 4-osovnih kola ili u području kuke tegljenika, na donjem postolju [1,2,6]. A, diskusije o bezbednosti od iskliznuća vozila su pouzdane kada se odnose na kretanje osovine vozila; bolje rečeno kada se znaju odnosi sila u tački dodira točak - šina (Y(t)/Q(t)), uz najnepovoljnije $tg(B_1 - p)$, ili - preko faktora iskliznuća vozila b_y ili b'_y [1,2,8].

Pošto je poslednje, sa aspekta dinamičke analize poznato, UIC je (odavno) definisao ciljnu metodu za ocenu sigurnosti od iskliznuća, a to je metod Olson - Džonson [9,10]. Ova metoda se sastoji u modernizovanim metodama merenja sila u tački dodira točak - šina preko paoka točka [1,2], veštački napravljenog proreza na disku - čime se pravi veštački paok na koji se lepi merna traka i njena deformabilnost korelira sa uticajnim silama u tački dodira točak - šina na deformaciju trake, te merenje sile na šini metodom "dva momenta" koju je razvila SBB za potrebe građevinske delatnosti [1]. Sve navedene metode imaju problem tačnosti ili grubljeg zanemarivanja uticaja. Primena je tim teža - ovih metoda - što je brzina vozova veća.

Navedena Olson - Džonson metoda se zasniva na ideji da se na neki radijus - od oboda do glavčine - diska točka nalepi nekoliko (5 do 8) mernih traka [1,10]. Baždarenjem u laboratoriji (statički) nalazi se traka koja je najosetljivija na dejstvo bočne sile na venac točka (Y), a najmanje na dejstvo sile reakcije šine (Q). I obratno, nalazi se merna traka, na istom radijusu, koja je najosetljivija na delovanje sile Q, a najmanje na silu Y. To se dovodi u vezu i sa obrtanjem točka, ali ne i sa silom adhezije ili klizanja (koja je velika kod točkova vučnih, a manja kod vučenih vozila!).

I pored toga što je ovu (Olson - Džonson) ideju usvojio UIC, zbog teškoća merenja sile Q(t), do danas nije prihvaćena.

U istraživačkom projektu [9], u Sarajevu je dopunski istražen metod primenjen u tezi [11] 1978. godine.

Metod (RESINI) se zasniva na pretvaranju točka u originalni dinamometar, na čijem disku su nalepljene merne trake baždarene na veličine očekivanih sila X(t), Y(t), Z(t) u tački dodira točak - šina. Međutim, računarom se određuje razdvajanje uticaja svake od tih sila u sumarnoj deformaciji svake nalepljene trake, nakon vožnje. Metod (RESINI [9]) omogućava i sinhrono određivanje faktora b_y, te b'_y, znači i ocenu bezbednosnog rizika. Nadalje ovaj metod omogućava i ocenu dinamičkih sila koje razna vozila doziraju pruzi - na etalon pruzi. I obratno, etalon vozilo sa ovom RESINI osovinom (točkom, vratilom) može odzivima sila na najbolji način da ocenjuje kvalitet pruge, preko izmerenih sila u tački dodira točak - šina.

Metod Medelja i dr. je danas kao najmoderniji u primeni, te se u području UIC zove metod Martina [1,2,9]. Svodi se na ocenu mirnoće hoda, a posebno za ocenu sigurnosti od iskliznuća. Ideja ove metode je u tome da se korelira maksimalna sila izmerena mesdozom na čelu rukavca u periodu dok točak (uglavnom ø 920 mm) ne pređe put od 2 m. To je sila $H_{max./2m)}$ te je, po Martinovoj metodi bezbednost od iskliznuća vozila pri nekoj brzini kretanja ugrožena ako su ispunjeni uslovi:

$$a) H_{max(2m)} > 0.85\ (10 + \frac{2}{3} Q_m) \quad [kN] \qquad (4)$$

b) $\ddot{z}_{max.} > 6{,}5\ m/s^2$ te

c) $\ddot{x}_{max.} > 4{,}5\ m/s^2$

d) Dozvoljena disperzija ubrzanja $\sigma_p < 1{,}3\ m/s^2$

gde je:

$2Q_m$ [kN] - osovinska masa,

$\ddot{x}_{max.}, \ddot{z}_{max}$ – bočno i vertikalno ubrzanje pri testu $H_{max(2m)}$ i H(t), izmereno na tačkama kola koje određuje UIC 432 norma

Izraz (4) i njegova primena u praksi na JŽ je cilj ovog rada. Naime, u praksi, posebno kod ekonomski (i stručno) skromnijih železnica - primena testa $H_{max(2m)}$ može se dovesti u pitanje. Pri tome se naglašava zbog čega se misli i na stručno skromnije železnice: ako se pri narušavanju primene odredaba od službi koje testiraju vozila(i puštaju u upotrebu), uglavnom mašinske službe, saobraćajna služba i stručnjaci za pruge ne suprotstavljaju; i obratno - ako stručnjaci za pruge sankcionišu sve grublje tolerancije pruga kao dobre, a stručnjaci za vozila i eksploataciju - saobraćaj - se ne suprotstavljaju, iskustvo pokazuje da je (možda) u pitanju vladanje multidisciplinarnom materijom. Jer, tako se narušavaju (u odnosu na Odredbe UIC 432) na nekoj mreži pruga, bilo od službi za vozila ili pruga, uz zadržavanje karakteristika iz opisa kola - direktno narušava bezbednost u saobraćaju. Odnosno, to stanje sve češće vodi pojavi udesa gde je: sve u redu, "a voz u jarku" (grubo rečeno, po autoru članka!).

Narušavanje stanja pruga iziskuje preispitivanje opisa kola svih serija na $v_{max.}$ iz opisa kola - za kola koja su ranije puštena u saobraćaj. Kod novih kola institucije koje ispituju (dinamički!) vozila kao prototip dužne su da doslovce primene Odredbe UIC 432. To već 20 godina na ovim prostorima (u značajnom segmentu) nije primer! Te institucije tolerišu posledice Odluke 981/maj '75 - o novim tolerancijama JŽ pruga te, i kada $H_{max(2m)}$ zadovoljava, toleriše se kriterijum b) i c) uz izraz (4). A, trebalo bi, testom ići na niže do brzine koje zadovoljavaju a) do d) kriterijume uz (4). Kada bi se to primenilo došlo bi do:

- raščišćavanja stanja odnosa vozila - pruga na mreži JŽ, u skladu sa Odredbama UIC 432;
- opis kola bi bio određen (za $v_{max.}$) u skladu sa UIC normama;
- enormno manje vozova bi isklizlo iz šina (posebno pri naglom kočenju!) bez očiglednog uzroka, a naglim kočenjem (i pri dobro sastavljenom vozu i pravilnom radu kočnica !) bi isklizlo znatno manje vozova [1...5].

Prethodni problemi su prisutni i kod suseda JŽ (u celom zaokruženju).

S ekonomskog stanovišta, narušen kvalitet mirnoće hoda vozila (usled nepravilne deklaracije vozila ili nekvalitetnih osobina pruga!) dostignut je umanjenim ulaganjem u pruge i vozila (uz "neadekvatne" testove ili - bez testova vozila!); to je dovelo do dinamičkih odnosa u tački dodira točak - šina nivoa povišenog (znatno) rizika po bezbednost (o komforu prevoza putnika je teže i govoriti). Deluje - što bi trebalo za JŽ posebno studijski analizirati - da su štete veće od ušteda. U tom cilju su dati navodi u radu, a koji su i eksperimentalno dokazani [1,5], dok bi ekonomsko - tehnička analiza uzroka, stanja i posledica bila veoma korisna.

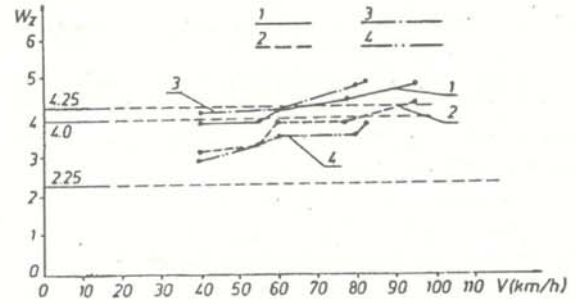
3. Eksperimentalni podaci o narušenom odnosu u tački dodira točak - šina

U radu [1], a koji je segment radova [2,5] išlo se na praktično dokazivanje navoda o narušenoj sigurnosti od iskliznuća šinskih vozila na mreži prethodnih JŽ usled pogoršanja (tolerantnog po Prav. 314 JŽ) stanja pruga. Test je dokazivan aplikacijom Šperlingove metode na kola Plaser tadašnjeg JŽTP Sarajevo i na prugama tog preduzeća.

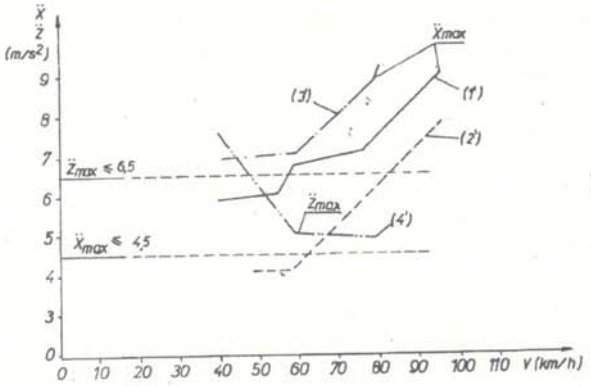
Šperlingova metoda je korištena radi ekonomičnosti eksperimenta i zbog hipoteze autora da se - za brzine vozova dozvoljene na test deonicama - Martinova metoda ne može primeniti![1)]

Poslednje je eksperimentalno, u celini, dokazano, a rezultati prema radovima [1,5] su vidljivi na sl.1 i sl. 2

1) U duhu sveukupnih kriterijuma Odredbe UIC 432 – izaz (4), te a) do d) u t. 2.3. ovog rada.



Slika 1. Promena mirnoće hoda W_{zv} i W_{zh}– grafički prikaz podataka iz tablice 1



Slika 2. Grafički prikaz promene $\ddot{x}_{max}$ i $\ddot{z}_{max}$ u zavisnosti od brzine kretanja mernih kola u testu – podaci iz tablice 1

Tablica 1. Pregled maksimalnih vrednosti ubrzanja $\ddot{x}$ i i $\ddot{z}$ te W_{zh} i W_{zv} za razne režime vožnje, na deonici pruge sa dozvoljenom $V_{max} = 80 \div 100$ km/h.

Brzina vožnje [km/h]	Mirnoća hoda Wz [-]		Maksimalno $\ddot{x}$ i $\ddot{z}$ [m/s^2]	
	W_{zh}	W_{zv}	$\ddot{x}_{max}$	$\ddot{z}_{max}$
60	4,22	3,90	6,84	4,27
40	3,94	3,18	5,96	4,03
56	3,99 (1)	3,40 (2)	6,01 (1')	3,96 (2')
77	4,38	3,92	7,16	6,01
95	4,91	4,10	9,17	7,86
40	4,01	3,10	6,93	7,87
60	4,22	3,70	7,10	5,07
80	4,90 (3)	3,72 (4)	9,08 (3')	4,96 (4')
82	4,96	3,95	9,38	5,23
40	5,10	4,08	9,75	6,23

Napomena uz tablicu 1: U kolonama za W_z podaci (1) do (4) su uneti grafički na slici 1, a podaci za $\ddot{x}$ i $\ddot{z}$ – (1') do (4') su grafički prikazani na slici 2. Režimi 1, 1', 2 i 2' u jednom voznom pravcu, a ostali u povratku.

Podaci iz tablice 1 i grafici na slikama 1 i 2 , i bez analize (takođe, nepovoljne) disperzije ubrzanja (σ_p), ukazuju da je isto test - vozilo, u nizu merenja, imalo nepovoljnu mirnoću hoda (veću i od 4,25, a da se 4,0 ne gleda), uz posebno nepovoljno stanje: previsoka nemirnoća hoda, veličina bočnih ubrzanja $\ddot{x}$ – posebno (ali i $\ddot{z}$ ukazuju da bi brzina vozila na istoj deonici pruge trebalo da se znatno smanji ako bi se poštovao uslov Odredbi UIC 432 samo sa aspekta vozila (tj. ako bi se prećutalo; previdelo - stanje pruge!). Ili, ako se utvrde veličine kao u testu, a ne preduzmu mere (npr. registruje prototip vagona sa sličnim odzivima W_z, $\ddot{x}$, $\ddot{z}$, uz neprikazani σ_p, kao na sl. 1 i 2), Saobraćajna služba stiče bazu za upotrebu testiranog vozila (kola), a koja će imati povećan rizik od iskliznuća (bilo u kretanju brzinom do v_{max} iz opisa kola ili pri naglom kočenju! [1...5].

Očito, neke veličine u propisima JŽ (od 1974/75) do danas, način registracije prototipova, uz zanemarivanje stvarnog stanja pruga na ovim prostorima - međusobno nisu u saglasnosti (blago rečeno), a to se reflektuje na pojavu udesa sa otežanim utvrđivanjem uzroka; to vodi - ponavljanju sličnih udesa. Slična saznanja kroz test raznih cisterni je dao rad [7], ali bez odjeka u praksi JŽ.

Kada se, nadalje, korelira povećana potrošnja točkova šinskih vozila (i šina) usled povećanja ugla naleta točka s proširenjem koloseka, suviše je govoriti o ekonomskoj strani problema koje tretira ovaj rad.

5. Zaključci

1. Kada se znatno odstupi od stanja koloseka u odnosu na Odredbe UIC 432, postavlja se pitanje mogućnosti primene testa Martina, zbog uvećanih $\ddot{x}(t)$, $\ddot{z}(t)$ i njihovih maksimuma, te njihove disperzije. Ovo se odnosi na sigurnost od iskliznuća - test $H_{max(2m)}$ - i to se u radu analizira. Aspekti komfora, koje rad ne analizira, takođe se, na ovoj način, narušavaju.

2. Svakoj železnici, pa i JŽ, preporučljivo je (a tehnički interes i ekonomičnost transporta to nalažu!) da krajnji cilj bude: bezbedan, uredan i redovan saobraćaj i tom cilju moraju biti podređene sve norme i tehničke izmene; posebno inovacije ("pa i inovacije"). Tako, izmene tolerancija pruga u meri koje su na JŽ sprovedene od Odluke 981/75, danas sankcionisane kao normalna norma, a koje (enormno) nisu u saglasnosti sa principima UIC 432 (koji definišu testove prototipova UIC šinskih vozila!) vode neregularnom odnosu vozilo(voz) - pruga - bezbednost do upozoravajućih granica. U tome se skriva i sve češća (od 1972. godine do danas) pojava iskliznuća teretnih vozova na ovim prostorima. Odnosno, za izmene kriterijuma građenja i održavanja koloseka i vozila, te osnova za determinisanje brzina vozova na nekoj mreži pruga moraju, sinhrono, biti zainteresovane službe: građevinska, mašinska (služba vuče, održavanja, te po pitanjima puštanja prototipova vozila u upotrebu!), segmenti bezbednosne kontrole - inspekcijski organi, a posebno - sagledavajući dejstva na kolima i koloseku - saobraćajna služba JŽTP-a. Poslednji, konsultujući (ako sma-

traju da je potrebno!) i eksperte, treba da brane interes železnice koji predstavljaju i vetom.

Sve prethodno ima ekonomsku težinu i u narednom periodu će biti sve bitnije u odnosu na prošlo vreme na ovim prostorima.

3. Problemi koji se tretiraju su multidisciplinarni i pojavili su se sa naglim promenama u tehnici i tehnologiji železnice (građenja, eksploatacije i održavanja) koje nisu pratile (istom brzinom i kvalitetom znanja) mnoge delatnosti kod većine malih i ekonomski slabijih železnica. Poseban nedostatak je u malom ulaganju u sferi istraživanja vezanih za sopstvene osobenosti, eksperimentalnih testova, detaljnih istraživanja uzroka kvarova udesa i sl. te, posebno, u području edukacije kadrova po temama i problemima koje se klasičnim obrazovanjem - ne obrađuju. Jer, voz kao jedna od najsloženijih tvorevina čoveka biva sve složeniji i , logično, iziskuje niz aktivnosti za praćenje njegovih "potreba". Ili, bolje rečeno, bavljenje železničkim pitanjima vezanim za kretanje voza je znatno složenije već što se u dužem periodu (na ovim prostorima) misli.

LITERATURA

1. Mandić, D. : Određivanje faktora koji narušavaju regularno kretanje teretnih vozova (magistarski rad), Saobraćajni fakultet, Beograd,1992.

2. Jovanović, R. i saradnici: Mogućnosti minimiziranja šteta od težih udesa na željeznici; Naučno- istraživački projekat kod SIZ nauke SR BiH, Saobraćajni fakultet, Sarajevo, 1989/90.

3. CIP - YUGO DANONE Beograd: Mogućnosti umanjenja šteta od udesa uzrokovanih dinamikom kretanja vozova na području JŽTP Beograd, (dvogodišnji projekat u toku, oktobar, 1994. - I godina istraživanja okončana; R.Jovanović - rukovodilac istraživanja), Beograd, 1995.

4. Jovanović, R. i Mandić, D.: Regeneration of Assemblies and products in transportation, Svetski simpozijum "Konstruisanje pomoću računala", Cavtat, 1990.

5. Jovanović, R. : Uticaj tolerantnog stanja pruga i šinskih vozila JŽ na mirnoću hoda i bezbednost u železničkom saobraćaju, s posebnim osvrtom na područje JŽTP Sarajevo, Saobraćajni fakultet, Sarajevo, 1990.

6. Propisi JŽ i UIC za građenje, eksploataciju i održavanje šinskih vozila i pruga, te za sastavljanje vozova.

7. Simović, T.: Nove tehnike i metode u ispitivanju šinskih vozila (specijalistički rad), Mašinski fakultet, Beograd, 1986.

8. Miškovski, J. i Vareček, A.: Primena analogne tehnike pri određivanju sigurnosti od iskliznuća šinskih vozila, Zbornik radova ČSD, br.5, Prag,1987. (Prevod opitni centar FV Kraljevo)

9. Jovanović, R., Kovačina, N. i Mihić, S.: Iznalaženje metoda za određivanje sila u tački dodira točak - šina pomoću tenzometara i računara, Stubičke Toplice, simpozijum: Konstruisanje pomoću računala, Stubičke Toplice, Zagreb, 1983.

10. Ćosić, B.:Prilog problemu hoda šinskih vozila, Železnice, br.11, Beograd, 1975.

11. Jovanović, R. : Naponsko stanje lokomotivskih vratila u eksploatacionim uslovima (doktorska disertacija), Mašinski fakultet, Beograd, 1978.

12. Veršinskij, S.V. : Dinamika vagona, Moskva, 1972.

Bezbednosni aspekti upotrebe monoblok točkova na mreži JŽ[1)]

Prof. dr Relja V. JOVANOVIĆ, dipl. maš. inž.
doc. dr Danimir P. MANDIĆ, dipl. maš. inž.

1. Uvod

Opravdana težnja za povećanje brzine vozova kod svih železnica u svetu otvorila je niz tehničko - tehnoloških, a to znači i ekonomskih pitanja. Jedno od pitanja je i kvalitetno rešavanje osovinskog sklopa, a u njemu - točka.

Tradicionalno, decenijama se koristi točak s obručem (bandažom). Međutim, presovani sklop obruča i tela točka, u području naplatka, ima svoje limite vezane za elastična svojstva čelika (uglavnom, u ovom problemu slična su svojstva svih čelika!). Naime sa zadorom (nategom) presovanog sklopa se ne može ići iz područja elastičnih deformacija, a i korišćenje premaza (npr. karborundum prašina i sl.) imaju ograničeno dejstvo u povećanju pouzdanosti presovanog sklopa - bilo kog, pa i u području obruč - naplatak točka.

Posebno "razarajuće" na čvrstoću zadora obruč – naplatak točka deluje temperatura: manje niska, a više povećana temperatura obruča od toplote koju stvara kočenje (kojim se kinetička energija mase vozila radom trenja kočionih papuča pretvara u toplotu; deo toplote, pri tome, odlazi u atmosferu, a deo toplote se dozira obruču točka - i entropijskom vezom - podiže temperaturu točka. Ovo, opet - labavi sklop i ugrožava bezbednost kretanja vozila i voza!).

Navedeni problemi: potrebe intenzivnog kočenja u području signala i još intenzivnijeg kočenja na delovima pruga sa (većim) padovima, limitirali su upotrebu obručnih točkova na brzinu kretanja v=100 do 120 km/h. Ovaj limit je složeno pitanje, ali se u ovom radu neće dublje analizirati jer je vezan za dozvoljenu brzinu koju omogućavaju stabilna i mobilna sredstva železničkog saobraćaja, a na većim padovima i - kvalitet planirane i stvarne realizacije reda vožnje između nekih tačaka na pruzi.[2)]

Konačno, već više decenija u svetu je koncipiran, realizovan i koristi se sve više, s težnjom ka potpunoj primeni - monoblok točak (u daljem tekstu:MBT).

Međutim, već kako to biva u životu, novost otvara i nova pitanja, jer retki su izumi bez nekih "mana" (ili: mana). Te nazovimo "mane" MBT-a su izraženije kod manjih železnica, a manje kod vodećih železnica sveta. Pri tome se i ne misli o nekoj realnoj "tehničkoj mani" kakav termin na železnici postoji, već se misli na "novu generaciju problema" koju uvođenje MBT u praksi otvara.

Kao i sva nova pitanja u tehnici i tehnologiji i praktični problemi upotrebe MBT su savladivi, ali treba ih proučiti i predložiti optimalne uslove eksploatacije.

Poslednje je lako reći, ali - teško sprovesti; posebno kod manjih železnica; ili, bolje rečeno - kod železnica; ili, bolje rečeno - kod železnica zemalja skromnije ekonomske moći, manjih sopstvenih istraživanja i saznanja, a koje su (možda?) iz opravdanih razloga (više ili manje) prinuđene da - na "specifičan način" primenjuju neke odredbe UIC, s bezbedonosnog aspekta.

U vezi s prethodnim, autor teksta daje svoje viđenje problema upotrebe MBT-a na JŽ danas, kako bi se na vreme otvorila (i razrešila) neka pitanja iz ovog domena koja postoje. Ovo tim pre što je življenje pod specifičnim okolnostima na ovim prostorima, od 1989. (190) do danas, stvorilo uslove koji mogu ugroziti bezbednu upotrebu MBT.

---

1) Rad je segment istraživačkog projekta [13], koji je u toku.

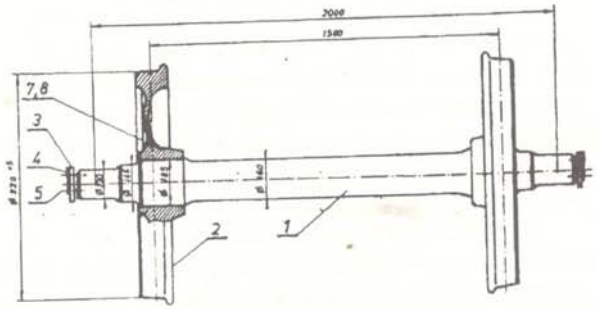
2) Pod poslednjim se misli: ako je stvarni cilj što brži, ekonomičniji i bezbedniji prevoz, ima mesta dubokoj analizi "tehnike vožnje" na većim padovima pruga; posebno ako se posle pada, voz duže zadržava u nekoj stanici te "dobijeno na padu" gubi!

2. MBT u upotrebi na JŽ

U periodu 1972/73. godina, posle proizvedenih oko 65000 osovinskih sklopova s obručnim točkovima za JŽ, od dalje saradnje je odustala Željezara "Zenica" Zenica. Razlozi su bili razni: cene, rokovi, količine, (manje) kvalitet vezan za celu, a naročito što je za modernija kola JŽ zauzela stav da se ugrađuju osovinski sklopovi s MBT. Ovo je, između ostalog, zahtevalo presu od oko 55 kN maksimalne sile pritiska, što je za navedenog proizvođača bilo (investiciono) skupo.

Nakon navedenog, radi rešavanja svog problema tadašnja ŽTP/ŽTO/ŽG, u saradnji sa ZJŽ počinju uvoz MBT-a: samih, poluobrađenih ili obrađenih, te u sklopu s osovinom. Uvozi se iz više zemalja: ČSSR, SSSR (tadašnji nazivi), Nemačke, Francuske, Rumunije. Šinska industrija, opet, svoje proizvodne probleme u novogradnji rešava sopstvenim uvozom, uz veće ili manje konsultovanje ZJŽ. To je dovelo do velikog šarenila u praksi na mreži prethodnih i današnjih JŽ; to je dovelo do toga da se danas osovinski sklopovi na mreži JŽ koriste u preko 20 (dvadeset!) varijanti: obručno - MBT; prečnici f920/1000 mm; klizni - kotrljajni ležajevi; za putnička ili teretna kola; za veću ili manju brzinu; za veću ili manju osovinsku masu, itd. Kada se tome doda i činjenica da: veći broj jugoslovenskih standarda iz ove oblasti nije poništen - a ne važi; da JUS ne prate stanje u ovom području na JŽ (u svetu je obratna obaveza?!); da su (i) zbog ekonomskih problema - nasuprot ekonomskoj logici - narušeni bitni principi standardizacije, unifikacije i tipizacije kada su osovinski sklopovi u pitanju, vidi se da ima dosta problema koji neminovno vode i ugrožavanju bezbednosti u železničkom saobraćaju [1,5,...13].

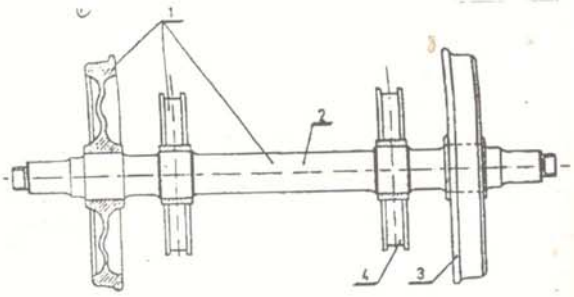
Međutim, složenost upotrebe (jednostavnog) točka u MBT izvedbi, čini probleme, kako će se videti u daljem tekstu, i kod vodećih železnica u svetu. To, opet, ne sme da umanji budnost u rešavanju problema na ovim prostorima, posebno zbog toga što postoje i "domaće specifičnosti", bez obzira na deklarativnu primenu UIC propisa; od imaoca vozila, koloseka te lica koja komponuju vozove na osnovu dobijenih tehničkih mogućnosti sredstava železničkog saobraćaja.



Slika 1. Osovinski sklop teretnih kola JŽ, ϕ920 mm: 1- osovina; 2- MBT; od 3 do 5 - spojni elementi na čelu rukavca - zavrtanj, ploča ili navrtka, sigurnosni lim; 6,7 - zavrtanj s podloškom (čep) za ulje

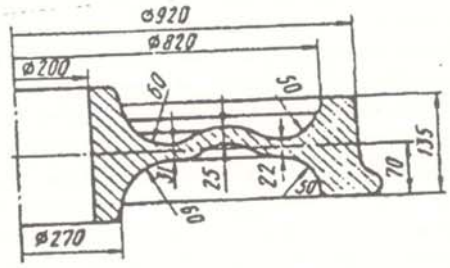
Dalja analiza problema eksploatacije MBT na JŽ će se odnositi na najčešće korišćene točkove f920 mm,(sl.1), jer je pristup tematski i s malim izmenama može koristiti za sve tipove točkova i osovinskih sklopova.

Na slici 2 je dat osovinski sklop za putnička kola većih brzina, kao "GOŠA" Smederevska Palanka, npr., gde je kočenje preko diskova na trupcu osovine [19].



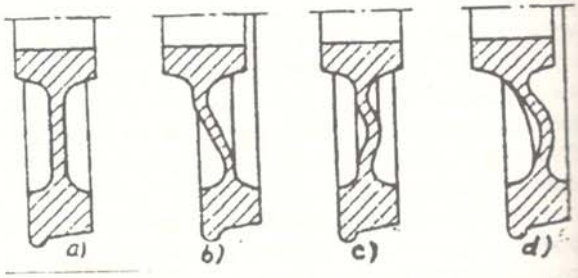
Slika 2. Osovinski sklop za kočenje pomoću diskova: 1 - osovinski sklop; 2 - osovina (telo); 3 - MBT; 4 - disk za kočenje

Na slici 3 je dat presek MBT prema UIC-ORE, ϕ920 mm, 220kN, u obrađenom stanju. Vidi se da je talasastog diska [5].



Slika 3. MBT, UIC-ORE ϕ920 mm, 220 kN osovinske mase, obrađeno stanje

Razna rešenja MBT u svetu (delom i na JŽ) data su na slici 4[5]

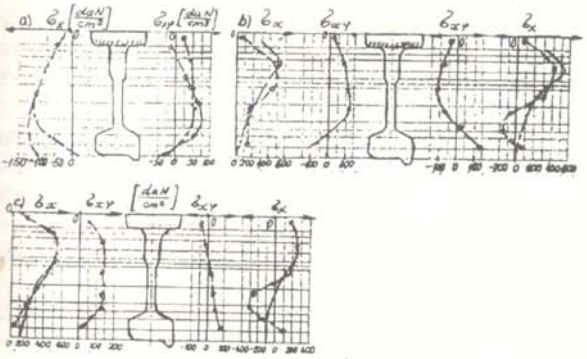


Slika 4. Razna konstruktivna rešenja MBT u svetu [10]

Oblici, talasastog diska ili ravna ploča su rezultat raznog nivoa i perioda istraživanja naponskog stanja u točku, a vezano za promene materijala, osovinske mase, brzine vozova, veličine neovešane mase kakvu realizuju razna rešenja obrtnih postolja ili vozila, a posebno oblici

MBT-a su rezultat obimnih istraživanja koje su izradile UIC i druge železnice sveta.

Danas primenjivane tehnologije izrade u kovačko - valjaoničkoj varijanti uz termički tretman oboda točka kaljenjem, već po proizvodnji na upotrebu daje MBT naponski opterećen. Iz razloga što je poznata opasnost od radijalnog (pored perimetarskog) naprsnuća točkova, termička obrada oboda je tako koncipirana da su vlakna MBT oboda, u perimetru, opterećena na pritisak. Odnosno, naponsko stanje je takvo da eventualno naprslinu na obodu - po radijusu - skuplja; onemogućava (koliko je to moguće) njeno širenje, te omogućava nadzornim organima - u eksploataciji; tekućem održavanju i remontu - da (u dužem periodu) uoče naprslinu, isključe kola s takvim točkom iz upotrebe i spreče vanredni događaj (s lomom MBT to je, skoro uvek, udes!).



Slika 5.

Sam proračun MBT, i uz primenu računara, veoma je složen. Naime, u nekoj tački na krugu kotrljanja točak opterećuju dinamičke sile Y(t), X(t), Q(t), u pravcu koordinatnih osa. Za prostiji oblik točka i jednostavnije granične uslove dolazi se do naponskog stanja MBT, prostijeg oblika, kao na sl.5 [5,6]. Unutrašnji naponi po termičkoj obradi MBT-a su dodatni kao i naponi od temperatura kočenja (prvi negativni, drugi, uglavnom, pozitivni).

Na sl. 5 su naponi u (x) pravcu - radijalni (σ_x), u ($x\varphi$) ravni su tangencijalni ($\sigma_{x\varphi}$) naponi. Jasno, dijagrami su dati prema strani točka. Dijagrami (a, sl.5) su od sile Q - vertikalna reakcija šine , na (b,sl.5) od sile bočnog udara točka (Y), te dijagrami na (c,sl.5) predstavljaju zbir napona od sila Y i Q, jer je problem - pomoću metode konačnih elemenata posmatran za trenutak $t = t_o$, statički [2,3,5]. Pri ovome je točak posmatran kao konzolno uklješten u glavčini. Odnosno, bez nateg u glavčini. Ovo zbog toga što je analiza bila usmerena na napone u disku i obodu točka, zbog toga što su to kritična područja za naprslinu u praksi.

U vezi s prethodnim treba imati u vidu da se naponsko stanje MBT-a ravnog diska može znatno razlikovati ako je disk skošen,talasav; disk tanji ili deblji pri prelazu oboda na disk i sl. Nadalje, red veličina napona u pojedinim područjima MBT-a zavisi od oblika diska i masa, ali i od odnosa sila Y i Q međusobno. Uobičajeno je, da se testovi i proračuni rade sa Y:Q=1:4 (radi $b_y' = 0{,}25$ [4,9]).

Zbog složenosti proračuna MBT, za razne potrebe oni se oblikuju prema sličnim uspešnim, od UIC i u svetu praksom potvrđenih dimenzija, uz upotrebu poznatih materijala i tehnologija izrade.

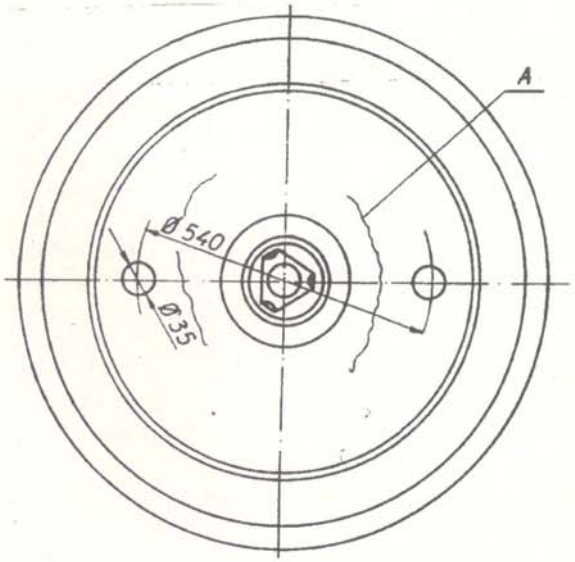
I dok su brzine bile manje (prvo 80 do 100 pa 120 km/h), zamena obruča novim sprečavala je (uglavnom) pojavu radijalnih naprslina na obodu - gazećoj površini točka. Ovo i zbog toga što takve naprsline, uglavnom, izazivaju intenzivna kočenja i hlađenja, a to je kod obručnih točkova bio blaži proces: vodilo je labavljenju obruča, te isključenju kola; ili do manje "oštrih" kočenja i blažih voznih vremena na padovima pruga. Odnosno, obruč(bandaž) je (bio) svojevrsni "ventil sigurnosti", upozorivač da nešto na točku - bezbednosno - nije u redu.

Šta su uzroci pojave naprslina, gde se i usled čega one pojavljuju, koji su problemi usled upotrebe, te kako se bezbednost upotrebe MBT može popraviti na JŽ, a na osnovu iskustva u svetu, u kraćim crtama daje se u daljem tekstu.

3. Lomovi MBT kola u svetu i na JŽ

3.1. Tipovi lomova MBT-a

Usled slabog natega u glavčini točka može doći do spadanja MBT-a (i obručnog točka), a ako je nateg preveliki dolazi do loma glavčine osovine, a veoma retko glavčine MBT-a (jer je točak u tom predelu sa većom rezervom sigurnosti) [4,9].



Slika 6. Shema pojave prskotine po perimetru MBT, na EMV serije 411/415 JŽ
A–Prskotina duga 350–600 mm

Krećući se od osovine ka obodu točka., sledeća "slaba tačka" MBT-a može biti krug pri perimetru između (eventualnih) otvora za šiljke struga za obradu točkova i glavčine [1], sl.6.

Ova pojava je od 1980. do 1990. godine na točkovima EMV 411/415 Ganz Mavag. Vlasnik ovih točkova (bivše ŽTP Sarajevo) nije istraživao uzrok ove pojave - naprsline po perimetru točkova na navedenim mestima, dužine i do 530 mm. Dublja analiza ukazuje da je do inicijalne naprsline došlo zbog superponiranja više uticaja kao:

a) rupe za šiljke struga su izbušene zbog potreba radionica kupca vozila, a po UIC ti točkovi nisu imali ove otvore. Otvori su postali izvori koncentracije naprezanja sa znatnim povećanjem napona u zoni naprsline (90° u odnosu na pozicije otvora, ovih nije bilo, naponi blaži - naprsline se nisu pojavljivale);

b) točkovi su minimizirane mase, za predviđeno stanje pruga prema UIC 432, za test vozila, a praksa na prugama prethodnih JŽ je enormno nepovoljnija na trasama gde su ovi EMV saobraćali [1,5]);

c) debljina diskova na mestima naprslina je bila u donjoj tolerantnoj zoni, što opet, povećava napone pri istim silama u tački dodira točak - šina;

d) nije utvrđena žilavost materijala MBT, a mogla je imati uticaj na pojavu naprslina;

e) vertikalna opterećenja u jednom trenutku sabijaju naprsle perimetre (i iste ispod oboda), potom ih rasterećuju, usled okretanja točka. U ovom povratnom "taktu" obod se iz eliptičnog stanja elastično širi, ova vlakna ih slede i - dolazi do naprslina, ako su naponi iznad granice tečenja. A, dostizati granicu tečenja na prugama JŽ, uz često pretovarene EMV i nepravilnosti (ravno mesto, npr.) na krugu kotrljanja - nije teško. Ovo ubedljivo potvrđuju istraživanja ovih pojava u svetu [4,9...11].

Drugi tip naprslina je na krugu 450 mm ispod oboda (u području kote 17_o^{+8} debljine diska), kod nekih oblika diska. Ovaj tip prskotine je u svetu češći; npr. u Rusiji [9...12] je vrlo izražen, a uzorak mu je potpuno isti kao prethodno pomenuti na točkovima EMV 411/415 JŽ. Naprslina nastaje po perimetru na strani venca točka, a prema istraživanjima u Rusiji uzrokovane su: inicijalnom greškom pri obradi, porastom dinamičke sile udara do tzv. sile tečenja $Q_{teč}$(koja izaziva napon iznad granice razvlačenja u nekoj tački, te po prestanku dejstva sile pojedina vlakna na perimetru bivaju trajno deformisana - u početku manje, a potom sve više!) koje su funkcija debljine diska i oboda, veličine (ako postoji!) ravnog mesta na radijusu prema perimetru koji je preopterećen te kvalitetom materijala MBT. Uobičajen je kriterijum (kod UIC i u svetu) da je granični napon kome se čestice MBT (diska, oboda i drugih tačaka na MBT) mogu opteretitit σ_{max}= 275 MPa [9,12].

Za MBT sličan UIC točkovima, rađena su istraživanja radi utvrđivanja uticajnih faktora na napone na perimetru ispod oboda točka, s unutrašnje strane točka [9]. Utvrđena je sledeća funkcionalna veza opterećenja MBT, debljina diska i oboda i najvećeg napona na kontrolisanom perimetru točka, kako sledi:

$$\sigma_{max} = 0{,}886\,Q - 5{,}626\,\delta_d - 4{,}455\,\delta_o + 285{,}965 \qquad (1)$$

gde su:

σ_{max} [MPa]- maksimalni napon na perimetru

Q [kN] - vertikalno opterećenje na vencu kao supstitucija opterećenja na krugu kotrljanja (Q') i bočne sile na venac, (Y) u odnosu

Q':Y=4:1

δ_d [mm] - debljina diska na najtanjem mestu (kota 17^{+8} u SRJ, Rumuniji, Nemačkoj; 17^{+3} u Rusiji, 19^{+8} u Češkoj, 19^{+5} u Francuskoj itd.

za točkove ϕ920 mm [5]. U radu [11] analizirane promene σ_d=11 do 23, a nađen slučaj loma i sa δ_d=5 mm!

δ_o [mm] - debljina oboda na krugu kotrljanja točka (za nalažena stanja u Rusiji rađena sa δ_o=20 do 70 mm) [9].

Da bi se utvrdila relacija (1) opterećivan je točak vertikalnom silom Q na obodu venca, čime se supstituirao napon od sile Y i Q' sile (moguće jer se momenti dejstva i naponi na mernoj traci gde se naponi prate-sabiraju!), uz navedeni odnos (Y:Q'), što dovoljno valorizuje želju za realnim prikazom opterećenja u eksploataciji [9]. Ako se umesto σ unese σmax=275 MPa iz (1) eksplicitno se može naći sila udara $Q_{teč}$ koja izaziva trajno zaostale napone na analiziranom perimetru točka. Zaostali naponi se mere tako da se po trajno deformisanoj mernoj traci ova odstrani i druga nalepi (prva deformisana na pritisak). Rasterećenjem točka novonalepljena traka se isteže i pokazuje koliki su zaostali naponi po rasterećenju točka.

Da bi se dobila relacija(1), iz iste šarže je sačinjeno više točkova sa bitnom kotom δ_d= 11 do 23 mm, a strugarski su podešavane δ_o - od novog do krajnje istrošenog.

Opterećivanjem svih navedenih varijanti točkova dobijena je zavisnost napona (s) u traci od raznih sila Q_i=Q_1 do Q_4 (gde je svaka sila Q_i od 100 do 400 kN), raznih debljina diskova i oboda, te sumiranjem zavisnosti [9].

Kako je rečeno, za Q_{max}= 275 MPa, iz (1) sledi sila pri kojoj nastaju uslovi raspadanja (loma) točka na mernom mestu:

$$Q_{max} = Q_t = 6{,}35\,\delta_d + 5{,}03\,\delta_o - 11{,}99 \qquad (2)$$

Kada se uzmu u obzir merenja u praksi, da je faktor dinamičnosti naprslih točkova na posmatranom perimetru ne 1,3 (kako se računa osovina, ležišta pa i točkovi), već k_d= 1,68 do 2,84, a da je u ekstremnim slučajevima izmereno (posebno kada je krutost koloseka zimi najveća) $k_{dmax} = 6 \div 7$, vidi se i uzrok i posledica. Poslednje znači da oštećenja na točku (od ljuski ili ravnih mesta 2 ÷ 4 mm dubine) izazivaju, za točkovna opterećenja od 100 kN sile vertikalnog udara 600 do 700 kN [9...12].

Suviše je govoriti kako ovo deluje na:

- dinamičko preopterećenje točkova, stvaranje naprslina, te ubrzani raspad točkova;
- ubrzano oštećenje donjeg i gornjeg stroja pruga, a naročito na zamor i lom šine, posebno u zimskom periodu,
- na ekološko narušavanje prirode, jer se stvara enormna buka na putu voza, te

- na nesnošljivu buku u vozilu ispod čijeg je sanduka oštećeni točak.

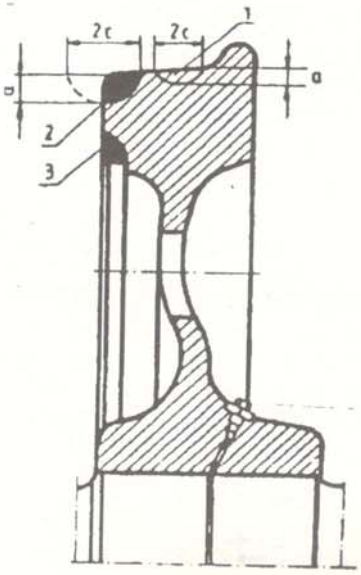
Imajući u vidu uticajne faktore na napone tečenja (1) i pojavu sile udara koja izaziva naprslinu (2) , a koji je izraz uniforman za sve vrste točkova, uz različite koeficijente uz promenljive δ_o i δ_d, tj. : - za perimetar ispod oboda točka:

$$Q_t = Q_{max} = a\,\delta_d + b\,\delta_o + c \qquad (3)$$

gde su (a) i (b) pozitivni koeficijenti, a $c < o$, sledi da se ovi testovi mogu obračunati i za JŽ potrebe. Pri tome se može usvojiti uobičajena mera za σ_{max}= 275 MPa, da je $\sigma_{0,2}$=250 MPa, a smatra se da do trajnih deformacija dolazi za σ_{max}=1,1 $\sigma_{0,2}$ [5,9].

3.2. Naprsline i lomovi MBT i mehanika loma

Sličan test silom Q na obodu - ili krugu kotrljanja, uz oslonac točka u glavčini, može se koristiti i za analizu trećeg tipa naprslina, a koji se inicijalno javlja usled inicijalne naprsline od temperatura pri kočenju. Na sl. 7 date su pozicije papuča (vučnih i vučenih) šinskih vozila koje pri enormnom kočenju i čestim hlađenjima vode u tri tipa inicijalnih naprslina, dok je slučaj (2, sl.7) u praksi dat na sl.8. Pošto su ovo posebno važni slučajevi za JŽ praksu (bez obzira na izuzetke da inicijalna naprslina može "poći" i od diska točka!), daju se kraća objašnjenja veze male radijalne naprsline i raspada MBT te kako se to objašnjava najmodernijim stavovima mehanike loma. Na taj način se JŽ, javnost, stručni kadrovi žele animirati za davanje doprinosa u ublažavanju (ako može i sanaciji) ovog problema koji enormno može ugroziti (i ugrožava) bezbednost na mreži JŽ i (sutra) narušiti bezbedno kretanje kola JŽ na UIC mreži, po osnovi šteta pri kretanju po tuđim prugama.



Slika 7. Shema bitnih naprslina MBT



Slika 8. Lom MBT u praksi: A - u eksploataciji površina starog loma

Na slici 7 je:

1. naprslina od intenzivnog kočenja pri pravilnom naleganju kočionih papuča;
2. naprsline od kočenja pri nepravilnom naleganju papuča
3. naprsline od raznih naprezanja koje nastaju pri krajnjem istrošenju MBT

Razmotriće se na mreži prethodnih JŽ najčešći slučaj raspada MBT od inicijalne naprsline (2,sl.7).

Bitna karakteristika za brži ili sporiji raspad inicijalno naprslog točka [1] ,tzv. žilavost loma MBT (ne epruvete!):

$$K_{IC} = \sigma\sqrt{\pi \cdot a}$$

gde je:

K_{IC}[MPa $\sqrt{mm}$; N mm $^{-3/2}$] - žilavost loma MBT za I tip opterećenja (testa za raspad točka usled promene a [mm] i napona σ[MPa] od nekog opterećenja Q[N][5]

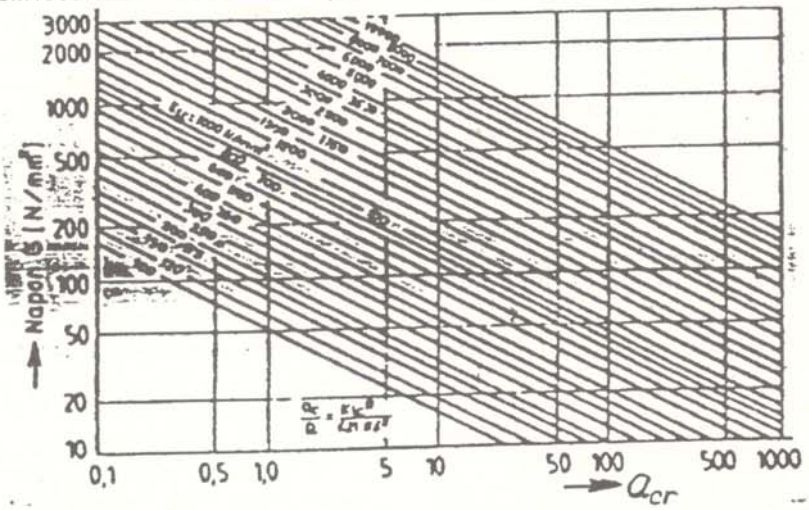
σ[MPa] - napon pri testu MBT na raspad pri kome dolazi do radijalnog raspada MBT.

Na K_{IC} utiču starost, zamori testiranog MBT u prethodnoj eksploataciji. Zamoreniji MBT, za isto (σ) i (a) ima niže K_{IC}, i to je dato na osnovu testova u praksi [5,9...;12], na sl.9.

Sa ovog dijagrama se, npr. vidi da pri σ_{max}= 275 MPa (od opterećenja MBT vertikalnim opterećenjem!), za točak sa K_{IC} = 250 Nmm$^{-3/2}$(veoma zamoren), već je pri dubini naprsline od 0,2 - opasnost od naprslina koje vode raspa-

[1] Jer, bez inicijalne naprsline na tačku dubine bar 1 ÷ 2 mm nije moguć raspad MBT u železničkoj upotrebi u mogućem dijapazonu delujućih (i enormnih) sila udara;

du točka. S druge, strane, ako je σ_{max}= 275 MPa, a ako bi točak imao K_{IC}=2000Nmm$^{-3/2}$ (enormno žilav, nov - nezamoren) točak bi se raspao tek posle radijalne naprsline od oko 30 mm!(gruba ocena prema sl.9). Konačno, za uobičajeno K_{IC}= 1100...1900 Nmm$^{-3/2}$kritični su naponi σ_{max}=220 odnosno (za veći K_{IC}) 350 MPa, u oba slučaja je a_{cr}=8mm. Odnosno, za JŽ praksu je bitno (a i na mreži UIC) da je za realizovane rečene napone nekontrolisan lom točka nakon dubine naprsline veće od 8mm.



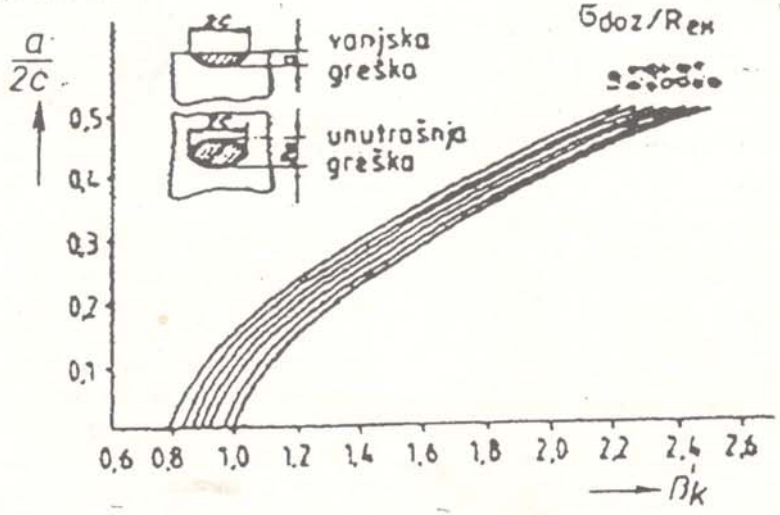
Slika 9. Dijagram veze kritičnih napona koji izazivaju lom MBT-a u zavisnosti od a_{cr} i K_{IC} materijala

Budući da se ovaj tip naprsline vidi sa spoljne strane točka, znatan je uticaj pregledača kola na pruzi, a za vučna vozila nadzorni organi na železnici. Odnosno, mnogo raspada MBT bi se moglo sprečiti ako bi po ovom osnovu radnici bili obučeni (jasno, od kompletnih stručnjaka, a ne putem školovanja - internog, kako se danas obavlja u praksi).

Danas se koriste MBT, u svetu sa $\sigma_{0,2}=R_{p0,2}$= 700...840 MPa. Uobičajeno je, dalje, da je u bilo kojoj tački MBT $\sigma_{doz}=[\sigma]=0,4R_{p0,2}$= 280 ... 360 MPa.

Slično poznatim principima o uticajnim faktorima na koncentraciju napona kod dinamički opterećenih konstrukcija $\beta_k=(\alpha_k - 1)\eta_k + 1$, [5] i inicijalno naprsli točkovi (npr. do 1 mm radijalno duboko), testiraju se na σ_a[MPa] - amplitudno naprezanje pri pojavi - testu od loma. [11]

Ova ispitivanja su dala funkcionalnu (β'_k) vezu ukupnog faktora koncentracije napona u zoni korena naprsline, od odnosa elipse loma (a/2c) te uticaja kvaliteta materijala, znači i zamorenosti MBT-a u testu preko odnosa $[\sigma]/\sigma_{0,2}$ odnosno $\sigma_{doz}/R_{p0,2}$, a što se vidi sa slike 10 [5,20].



Slika 10. Dijagram veze $\beta_k = f(\frac{a}{2c}, \frac{\sigma_{doz}}{R_{PO,2}})$

Sada se, za JŽ praksu bitno može proveriti realna činjenica da se kod više radijalno raspalih točkova havarija desila pri maloj površini starog loma (sl.8).

Neka je po udesu na rasprslom točku nađeno c=20mm, a=13mm (tipa kao na 2 sl.7). Za K_{IC}=1100

...1900 $Nmm^{-3/2}$ usvaja se prema [5], a i u svetu je to mera kvaliteta žilavosti loma MBT-a.

Za $\sigma_{doz} = 0,4\ R_{p0,2}$, sa sl. 10.

Prema slici 10 je za:

$$\frac{a}{2c} = \frac{13}{40} = 0,325, te \frac{\sigma_{doz}}{R_{po,2}} = 0,4 je\ \beta'^{k} = 1,7$$

Sada, na bazi primene važećih teorija i eksperimenata po Mehanici loma dolazi se do kritične (a_{cr}) dubine naprsline na mestu i po tipu kao (2,sl.7), po izrazu:

$$a_{cr} = \frac{a}{\beta'^{k}}$$

te je naprslina, do koje kada dođe, nastaje nekontrolisani raspad točka, a_{cr} za navedene polazne podatke:

$$a_{cr} = \frac{13}{1,7} = 8\ mm$$

Sada, ako se želi korelirati navedena mala naprslina poluose elipse loma (a) i (c), za poznati materijal sa (K_{IC}) te ($\frac{\sigma_{doz}}{R_{p0,2}} = 0,4$) za relativno nov točak, sa naponom u točku koji je doveo do konačnog raspada točka, koristi se izraz za σ i $\sigma_{max}=1,1\ \sigma$ te $\sigma^2_{max} = 1,21\sigma$ iz izraza (4), kada se umesto (a) unese (a_{cr}), pa je napon za posmatrani slučaj sa a_{cr}=8mm koji izaziva raspad MBT:

$$\sigma = \frac{K_{IC}}{\sqrt{1,21\pi \cdot a_{cr}}} = \frac{1100...1900}{\sqrt{1,21\pi \cdot 8}} \approx 220..\ 350\ MPa$$

Poslednji podatak je osnova da se u više zemalja (i njihovih železnica) za kritični napon koji izaziva raspad po radijusu naprslog točka $\sigma=\sigma_{kr}$=275 MPa [5,9,13].

Ovo se ne kosi sa pristupom u izrazima (1) i (2); naprotiv! S obzirom na poslednji izraz za (σ) sledi da, kada bi bilo a=3,4 mm, uz (čak) c=10 mm, za iste materijale (σ_{doz}=0,4 $R_{P0,2}$) biće na sl.7

(uz $\frac{a}{2c} = 0,2$) $\beta'_k = 1,2$, *i* $a_{cr} = 2,83$, te:

$$\sigma = \frac{1100...1900}{\sqrt{1,21\pi \cdot 2,83}} = \frac{1100...1900}{3,21} = 342...592\ MPa$$

Vrednost σ_{min}=342 MPa se ne očekuje u praksi, u realnom riziku na železnici, a 592 MPa naročito. Srednja (stohastički) vrednost K_{IC} daje napon σ_{sr}=420 MPa, koji daje garanciju da se prskotina, do istovara kola i dislociranja MBT na obradu, neće proširiti do a_{cr}=5 do 7 mm(tj. za "a" približno 10mm), ako nema enormno velikog ravnog mesta. Ako, postoji ravno mesto (čuje se i oceni buka) i potreba JŽ da se bez istovara transportuje vagon s naprslim točkom, a pregledni organ nađe naprslinu od 10mm, može se iznaći kriterijum kretanja u vozu do određene tačke na mreži, a da se točak ne raspadne. Ti podaci ne postoje (jer se i testovi s udesom ne rade nigde u svetu!), ali podloge za taj proračun postoje (iz razumljivih razloga: zbog mogućnosti da se pogrešno tumači na terenu - autor taj proračun ne izlaže!).

Ovaj zadatak, očigledno, predstoji. Problem je teži zbog toga što se saznanja iz ovog domena, većih železnica sveta, ne mogu preslikati na železnice gde su "ulazni podaci" (opterećenja u tački dodira točak - šina) zbog stanja pruga, (eventualno) lošijeg rada kočnica i održavanja gazećih površina točkova znatno nepovoljniji. Naime, veće sile - veći naponi, brži zamor MBT (opada K_{IC}), te opasnost nastaje pri manjem (a) odnosno (a_{cr}). *Znači, bez sopstvenih istraživanja nema odgovora na pitanja iz rada i stava za mrežu JŽ (i slične). A, kako je rečeno - MBT je budućnost železnice.*

Kada se ima u vidu da se današnje znanje o ovom problemu, kod većih železnica, "zaustavlja" na ultrazvuk i magnafluks pregledima (ima - nema naprslina) cena kojom prete iznenađenja je velika! Za JŽ, ako se ima uvid u radove poslednjih 30 godina u ovom domenu rizik je ne manji!

4. Zaključci

1) Monoblok točkovi su znatno ekonomičniji u upotrebi od obručnih točkova. Za potrebe intenzivnijeg kočenja i povećane brzine vozova MBT je neminovnost.

2) Povećanje brzine, duža upotreba do zamene (od bandaža), intenzivnije kočenje vozova kao saobraćajna potreba, mogućnost greške u proizvodnji i eksploataciji MBT vodi do pojava naprslina i raspada ovih točkova, obično praćene udesom s velikom štetom.

Ove pojave su češće iznenađenje, jer su - kod manjih železnica - slabije istražene; ili se istraživanja većih železnica ne mogu preslikati na dinamički odnos u tačkama dodira točak - šina, te kočenje kod ovih drugih.

3) U radu su dati pristupi ovom problemu u svetu i sugestija da se problem za JŽ istraži. Na poslednje ukazuju i pojave u eksploataciji.

4) Za posmatrani slučaj naprsline - najčešći u praksi (i JŽ) lako je uočljivo da se točak, korektno proizveden (od čega se, kada je Železara ranga Bohumina, polazi!), u radu i (u razumnom periodu) s oštećenjem točka - ne može trenutno raspasti. A, bez oštećenja točka sledi da raspad nije moguć trenutno sa 100% novim lomom (što se često i u isleđenju tvrdi).

5) Monoblok točkovi su budućnost JŽ, te elaboracija svih pitanja njihove proizvodnje (nabavke), upotrebe i održavanja zahteva domaće istraživanje. Ovo tim pre što su izloženi većim opterećenjima već po UIC istraživanjima po kojima su izvedeni.

6) Opravdana je pretpostavka (za sada samo autora rada) da se istraživanjem mogu iznaći kriterijumi transporta kola u vozu s uočenom naprslinom točka po radijusu (i perimetru) - do cilja prevoza, kako bi se bezbednost garantovala, a ekonomičnost prevoza povećala. Pri tome poznat je stav ranijih propisa (Up.253 JŽ) da je tolerantna radijalna naprslina a=20 mm, a danas je to nedozvoljeno. Očito, prvo je bilo nedovoljno bezbedno, a drugo preoštro i skupo.

Poslednje je i disertabilan problem te uputan kadru zainteresovanom za bavljenje kretanjem vozova - za obradu!

LITERATURA

1. Jovanović, R. i sar.: Mogućnosti minimiziranja šteta od težih udesa na železnici, Saobraćajni fakultet, Sarajevo, Naučno istraživački projekat, 1988/90.

2. Duvaljan, S.V. : Analitičeskie opredelenie naprjaženij v diske celjnokatanogo kolesa,Vestnik VNIŽT,Nr.3,Moskva,1980.

3.Tatarenko, V.F. i dr. : Opredelenie naprjaženogo sastojania celnokatanogo kolesa, Vestnik UNIIŽT, Nr.5, Moskva, 1972.

4.Kudrjavcev, N.N.: Uticaj nerovnostej poverhnosti katania koles na rabotu hodovih častei passažirskih vagonov, Transport, Moskva, 1981.

5. Jovanović, R.: Osovinski sklopovi železničkih vozila, CIP - YUGO DANONE, Beograd,1996.

6. Larin, T. V.: Perspektivi ulučšenija kačestva železnodarožnih celjnokatnih koles, Vestnik VNIŽT, Nr.3, Moskva, 1985.

7. Larin, T.V.: Optimizacija materiala koles visokorostnih poezdov, Vestnik VNIIŽT, Nr.8, Moskva, 1985.

8. Nichimura, S., Tokimasa, K.: Bulletin of the ISME, 1976. may, Nr.131.

9. Školjnik, L.M. i dr.: Nagruzka tekučesti i cikličeskaja treščinostojnost celjnokatnih koles, Vestnik,VNIIŽT, Nr.4, Moskva,1985.

10. Kudrjavcev,N.N.: Issledovanie dinamičeskih peregruzak osej kolestnih par gruzovih vagonov, Vestnik CNII MPS, Nr.7, Moskva, 1961.

11. Školjnik, L.M. i Sungurov, A.S.: Prognozirovanie predela vinoslivosti i cikličeskoj nesuščej sposobnosti celjnokatnih koles vagonov, Vestnik VNII ŽT Nr.2, Moskva, 1986.

12. Školjnik, L.M., Kudrjavcev, N.N. i dr.: Ocenka effektivnosti uproščenia vagonskih koles po ispitivanijam eksploatacionim blok-program napruženiem, Vestnik VNIIŽT Nr.2, Moskva, 1988.

13. Jovanović, R. i sar.: Mogućnosti umanjenja šteta od udesa vozova izazvanih dinamikom kretanja vozova, Saobraćajni institut CIP u saradnji sa YUGO DANONE, Beograd, 1994/95.(I godina istraživanja)

14. Standardi UIC, JŽS, JUS, GOST - koji se odnose na MBT, od 1967 do 1995. godine

15. Uputstvo 253 JŽ, važeća od 1970. do 1995. godine

16. Jovanović, R.: Dinamika kretanja vozila (skripta). Saobraćajni fakultet, Sarajevo, 1987.

17. Jovanović, R. i Mandić, D.: (Ne) regularni odnos vozilo (voz) - kolosek i uticaj na iskliznuće vozova na JŽ, Železnice, br.4, Beograd, 1992. (Rad objavljen i na svetskom simpozijumu, Cavtat, juni 1992, "Konstruisanje pomoću kompjutera").

18. Mandić, D.: Određivanje faktora koji narušavaju regularno kretanje teretnih vozova (magistarski rad), Saobraćajni fakultet, Beograd, 1992.

19. GOŠA, Smederevska Palanka: Uputstvo za održavanje i opravku osovinskog sklopa s kotrljajnim ležištima, "Goša" inženjering (interno uputstvo), Smederevska Palanka, 1987.

20. Mašin, A. : Poruchovnost ocelovych čast u železničkim provozu, NAPAS, Praha, 1982.

Merenje sile naleganja kontaktnih ruku na kontaktne šipke stepanastog prekidača kod lok. 461

mr Dušan STAMENKOVIĆ, DD "Lokomotiva"
mr Slobodan JOVANOVIĆ, Mašinski fakultet Niš
dipl. inž. maš. Zorica NIKOLIĆ, DD "Lokomotiva"
dipl. inž. el. Jelena STOJANOVIĆ, DD "Lokomotiva"
dipl. inž. maš. Miša IGNJATOVIĆ, DD "Lokomotiva"
dipl. inž. el. Ivica JOVANČIĆ, DD "Lokomotiva"

1. Uvod

S obzirom na učestale havarije stepenastog prekidača na lokomotivama serije 441 i 461, nastalih zbog starosti samog mehanizma, postalo je preko potrebno obaviti niz ispitivanja članova ovog mehanizma, i to kako njihove geometrije, tako i njihovog međusobnog položaja. Jedno od najvažnijih ispitivanja svakako predstavlja i ispitivanje sile naleganja kontaktnih ruku na kontaktne šipke birača napona. Merenje se obavlja u radioničkim uslovima, pa izbor opreme treba da bude adekvatan. Izabrana je oprema namenjena specijalno za industrijska merenja potrebne klase tačnosti da bi se zadovoljili zahtevi koje nameću izabrani metod merenja i sam objekat merenja.

2. Birač napona

Birač napona je osnovni deo stepenastog prekidača. Njime se prevezuje jedan kraj primara vučnog trasformatora za izvode na primaru regulacionog transformatora: jedan kraj primara vučnog transformatora trajno je vezan za kraj primara regulacionog transformatora, dok se drugi kraj primara vučnog transformatora, preko birača napona, može vezati za jedan od dvadeset izvoda na primaru regulacionog transformatora. Na taj način se menja napon na krajevima vučnih motora, radi promene brzine lokomotive.

Birač napona je smešten u posebnom cilindričnom sudu napunjenom transformatorskim uljem. U tom cilindru se nalaze dve kružne poloče od pertinaksa, a između njih su kružno raspoređene kontaktne bakarne šipke (ima ih 21).

U osi ovako načinjenog kaveza nalaze se dve kontaktne ruke. Kontaktne ruke povezuju primar vučnog transforamtora direktno sa jednim od 20 izvoda na primaru regulacionog transformator. Pri prelazu iz stepena u stepen, kontaktne ruke se kreću po kontaktnim šipkama i obavlja napajanje strujom. Uslov za ispravan rad ovog uređaja jeste dobra podešenost i precizna sinhronizacija rada kontaktnih ruku. Kao jedan od parametara treba istaći i sulu kojom kontaktne ruke naležu na kontaktne šipke. Da ne bi dolazilo do oštećenja kontaktnih površina kontaktnih ruku i kontaktnih šipki usled proticanja velikih struja, potrebno je da uspostavljeni kontakt ima što manji prelazni otpor. Ovaj prelazni otpor je obrnuto proporcionalan sili naleganja kontaktne ruke na kontaktnu šipku. Minimalna sila naleganja kontaktne ruke na kontaktnu šipku stepenastog prekidača kod lokomotive 461 treba da bude veće od 15 daN.

3. Metod merenja

Blok–šema metode prema kojoj je realizovano merenje data je na slici br. 1.



Slika 1 – Blok–šema merenja

Metod merenja sile naleganja kontaktne ruke birača napona na kontaktnu šipku koji se primenjuje u fabrici DD "Lokomotiva" bazira se na pretvaranju mehaničke veličine

u električni signal. Razlog za korišćenje električnih merenja u ovu svrhu jeste činjenica da je električni signal pogodnije meriti, prenositi, obrađivati i analizirati. Visoka tačnost pri merenju, velika osetljivost mernih uređaja, uz minimalni uticaj na objekat merenja, mogućnost pojačanja mernog efekta, mogućnost trajnog memorisanja rezultata merenja koji se kasnije mogu obrađivati i analizirati različitim metodama, prenos rezultata merenja na veće udaljenosti, automatizacija i regulacija realnih procesa proizvodnje i dr. karakterišu primenjeni električni metod merenja.

4. Opis mernog mesta

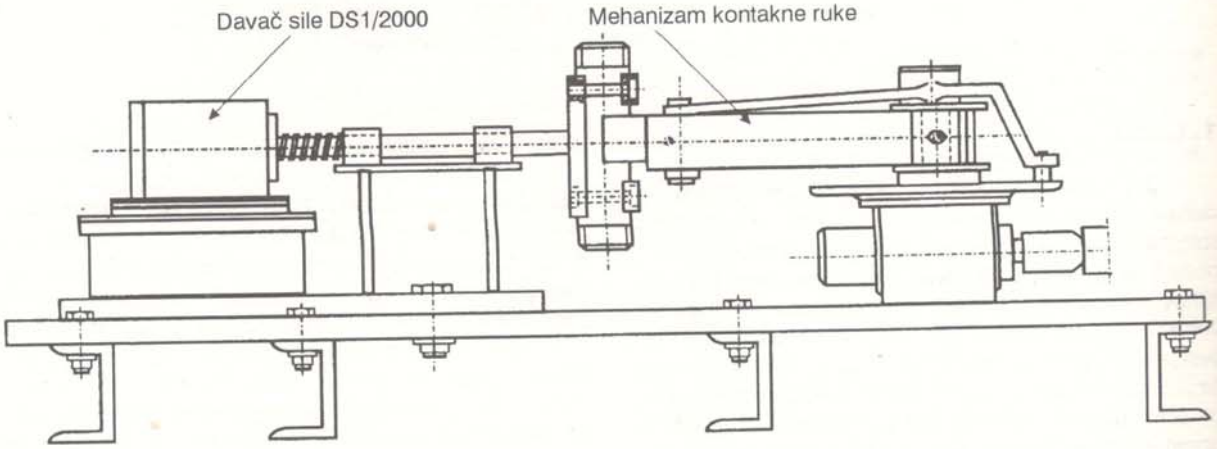
Zbog same konstrukcije birača napona, odnosno zbog toga što se merno mesto na kojem je potrebno izmeriti silu naleganja kontaktne ruke nalazi u unutrašnjosti stepenastog prekidača, nemoguće je direktno merenje na samom kontaktu.

Zbog toga je potrebno omogućiti pristup mernom mestu i mernoj aparaturi projektovanjem modela (ispitni sto) na kojem je moguće lako, jednostavno i precizno

5. Pretvarač

Merni lanac počinje tzv. davačem, odnosno pretavaračem koji služi za pretvaranje merene mehaničke veličine u električnu. Pretvarači su tako koncipirani da se izlazna električna veličina na odgovarajući način menja pod dejstvom merene mehaničke veličine. S obzirom na to da se mere različite mehaničke veličine i da su prisutni mehanički procesi prouzrokovani dejstvom najrazličitijih fizičkih pojava, modulisanje električnog signala mehaničkom veličinom se bazira na različitim principima, pa zbog toga postoje i različite vrste davača, odnosno davači za različite namene. Električni signal sa pretvarača vodi se na pjačavač koji podiže niv signala, tj. pojačava signal do potrebne vrednosti. Pojačavač može biti takav da pored obezbeđvianja pojačanog signala obezbeđuje i dalju obradu tog signala. Takođe, može biti opremljen i displejom (indikatorom) na kome se mogu očitati izmerene vrednosti.

Kao pretvarač sile u električnu veličinu koristi se davač sile DS1/2000 (konstruisan u DD "Lokomotiva" Niš) koji ima ugrađeno elestično telo sa mernim trakama povezanim u pun most (omski pretvarač).



Slika 2 – Crtež ispitnog stola sa kontaktnom rukom

potrebno merenje. Kontaktne ruke se skidaju sa birača i montiraju na ispitni sto.

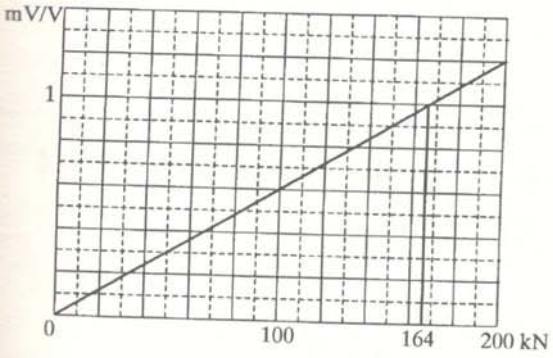
Ispitni sto (slika br. 2) je napravljen prema osnovnim geometrijskim merama birača napona. Preuzeto je rastojanje između ose kontaktne ruke i ose merne šipke sa birača napona koje iznosi – 275mm. Pritom je ostvarena potrebna veza između kontaktne ruke i kontaktne šipke, odnosno davača sile. Neophodno je prvo podesiti same geometrije kontaktne ruke (A=161±0,5mm; B=208±0,5mm; C=55,2±1mm), a tek onda pristupiti montaži podešene kontaktne ruke na ispitni sto. Zaokretanjem ulaznog vratila kontaktne ruke postiže se maksimalni pritisak kontakte ruke na mernu šipku, koja preko sile opruge deluje na davač sile.

Davač sile je dvosmerni, tenzometrijski u ponomosnoj sprezi sa inherentnom termičkom kompezacijom nulte tačke u granicama od –30°C do +70°C. Njegov princip rada se može formulisati na sledeći način. Dilatacija pokretnog nosača mernog tela sa izvesnom nelinearnošću i histerezisom se prenosi proporcionalno na merno telo. Dilatacije nastale delovanjem spoljašnjeg opterećenja (sile) prenose se na merno telo i mernu rešetku mernih traka praktično bez gubitaka, ako se zanemare nelinearnosti i histerezis. Merno telo se deformiše u veoma malom opsegu (ispitivanjem je ustanovljeno da deformacija pokretnog nosača iznosi za nazivnu silu 0,35mm), što dovodi do promene otpornosti mernih traka. Vezom u Wheatstonov most kompenziraju se uticaji poremećajnih električnih veličina.

Davač omogućuje merenja sile u granicama ±2000 N. Posebno se odlikuje visokom tačnošću na istezanje. Davač

dozvoljava kratkotrajno preopterećenje od 150% (5000 N), a njegova sopstvena frekvenca je ω = 35 Hz. Pomenuti davač je testirao Mašinski fakultet u Nišu i on poseduje atest.

Karakteristični dijagram davača sile DS1/2000 dobijen pri ispitivanju na Mašinskom fakultetu u Nišu dat je na slici 3.



Slika 3 – Karakterisitčni dijagram davača sile DS1/2000 pri dejstvu sile

6. Merni uređaj

Sledeći u mernom lancu je merni uređaj. U ovom slučaju reč je o specijalnom pojačavačkom uređaju HBM Alpha 3000 KWS 505c koji spada u univerzalne instrumente pogodne za primenu kako u industrijskim, tako i u laboratorisjkim uslovima zbog visoke klase tačnosti. Modularni koncept uređaja momogućava nadogradnju pojačavača tako da idealno odgovara potrebama. Alpha 3000 se može povezati i sa računarom, a zbog veće fleksibilnosti sistema izvedena je mogućnost nezavisne kontrole funkcija i onda kada je povezan sa računarom.

Zbog kontrolnih elemenata na prednjoj KWS verzija uređaja Alpha 3000 je naročito podesna za primene u laboratoriji i kontroli, a ova verzija uređaja omogućava i rad sa induktivnim davačima u polumosnoj sprezi i tenzometrijskim davačima u polumosnoj i punomosnoj sprezi, kao i sihnronizovan rad drugim pojačavačkim uređajima noseće frekvencije od 5 kHz ili 225 Hz. Omogućuje istovremeno direktnu vezu sa štampačem i kompjuterom preko posebnih linija za štampač i računar. Može se lako i brzo podesiti (prilagoditi) za različite merne zadatke. Veza sa računarom se ostvaruje preko standardnih interfejsa.

Uređaj je opremljen veim brojem kanala, pa je moguće brzo menjati kanale i meriti raznorodne veličine. U ovom slučaju je reč o mernom pojačavaču sa indikatorskim interfejsom CMS 32. Ova pogodna mikroprocesorom upravljana komponenta sistema povezana je preko internog serijskog busa sa modulima mernih pojačavača i dodatnim jedinicama. Reč je o Intelovom 8-bitnom mikroprocesoru koji koristi interni kanal za interaktivni rad računarom. Glavne funkcije CMS 32 su: indikatorska funkcija, funkcija upravljanja i komunikacija sa računarom. Kao digitalni indikator, CMS 32 može pokazivati merne vrednosti i druge signale. Sinhrono analogno digitalno prebacivanje mernih kanala omogućava multipleksiranje dve merne veličine po vremenu, npr. sila – put ili pritisak 1 – pritisak 2. Srednje vrednosti mogu se dobiti u intervalima integracije od 40 ms do 43 minuta.

Na svakom mernom kanalu može se postaviti zaseban program merenja koji se može i memorisati. Pored ostalih, ima i sledeće funkcionalne celine: indikacija cifara i jedinica, skaliranje karakteristike, blokiranje odgovarajućih funkcija. Sve bitne funkcije se mogu podešavati preko tastera i potenciometara koji su raspoređeni na prednjoj ploči CMS 32, npr. pozivanje internog kalibracionog signala, startovanje tariranja i postavljanje nule, postavljanje graničnih vrednosti i isključivanje na definisanim graničnim vrednostima. CMS 32 je opremljen serijskim interfejsom RS232-C i/ili paralelnim interfejsom IEEE 488-78. Preko njih se napaja interpreter koji omogućava da se komunicija sa ručunarom obavlja preko jednostavnih naredbi, odnosno celokupno kompjutersko upravljanje i akvizicija podataka (25 Hz) se rade preko ovih portova. Rad omogućava jasne skraćenice i ukupno 57 naredbi.

7. Opis merenja

Postupak merenja se sastoji u sledećem:

- Na ispitni sto se montira kontaktna ruka.
- Davač sile se takođe montira na predviđeno mesto u alatu i povezuje se sa mernim pojačavačkim uređajem, koji istovremeno predstavlja i registracioni uređaj.
- Obavlja potrebno podešavanje i kalibracija mernog pojačavačkog uređaja.
- Simulacijom kretanja kontakne ruke registuje se pritisak kontaktne ruke na mesto u alatu koje simulira kontaktnu šipku stepenastog prekidača.
- Na osnovu dobijenih rezultata procenjuje se kvalitet naleganja kontaktne ruke na kontaktnu šipku i ukoliko su registrovana odstupanja od propisane vrednosti radi se potrebno prilagođavanje mehanizma stepenastog prekidača.

8. Zaključak

Radi stabilnog i mirnog rada lokomotive, stvorila se potreba za velikim brojem ispitivanja na raznim sklopovima lokomotive. Kao jedan od vitalnih uređaja lokomotive nametnuo se i stepenasti prekidač kako zbog svoje funkcije, tako i zbog složenosti mehanizma. Zbog otežane supsitucije uvoznih delova javio se i problem podešavanje rada stepenastog prekidača, što je uslovilo i povećanu pažnju stručnjaka na rad ovog uređaja (povećan broj havarija). Stručnjaci DD "Lokomotive" upustili su se u osvajanje mernog mesta na kome bi se ispitivali vitalni parametri ovog uređaja. Veliku pomoć pri ispitivanju omogućavaju savremeni merni uređaji za ispitivanje neelektričnih veličina električnim putem visoke klase tačnosti. Dobijeni podaci u velikoj meri nam pomažu pri podešavanju članova mehanizma stepenastog prekidača, a time se postiže i tačniji rad ovog mehanizma. Naime, korišćenjem ove merne metode koja nam omogućava dobijanje podatak potrebnih za podešavanje stepenastog prekidača produžava se njegov vek trajanja (mogućnost korišćenja starih delova).

Neki pokazatelji za ocenu uspešnosti modifikacija na lokomotivama serije 441

Dragan B. RAJKOVIĆ, dipl.inž., Sektor ZOVS, Novi Sad,
Miroslav ZELjKOVIĆ, dipl.inž., Sekcija ZOVS, Novi Sad
Nenad KRNDIJA, dipl.inž., Sekcija ZOVS Novi Sad, Ložionička 7

1. Uvod

Tokom 1978. i 1979. godine pojačane su aktivnosti za poboljšanje pozudanosti lokomotiva serije 441, koje su počele još 1974. godine. Komisija za razvoj i eksploataciju električnih vučnih vozila ZJŽ i koordinaciona komisija ZJŽ – "Rade Končar" Zagreb za razvoj tiristorske lokomotive sačinile su predlog poboljšanja na delovima lokomotive serije 441 koje su uzrokovali povećanje imobilizacije i broja defekata, odnosno smanjenje pouzdanosti. Na lokomotivama serije 441 podserije "000" (12 komada), "300" (7 komada) i "400" (7 komada), ukupno 26 komada, urađene su na sistemima, agregatima, sklopovima i delovima modifikacije u fabrici "Rade Končar" Zagreb, u periodu od 1978. godine do 1986. godine. U tom razdoblju na lokomotivama su u vreme izvođenja redovnih opravki rađene i modifikacije po spisku koji je postojao pod nazivom "Dodatni dogovoreni radovi na elektrolokomotivama serije JŽ 441" koji je dat u prilogu I. U periodu 1978–1986. lokomotive su ulazile na redovnu opravku, odnosno modifikaciju, jedanput do tri puta, uglavnom dva puta. Zbog različitog broja ulaza u redovnu opravku, odnosno modifikacije, postoje i razlike u nivou, odnosno broju modifikacija koje su izvedene na lokomotivama. Osnovne modifikacije izvedene su na svih 26 lokomotiva. Od 1984. godine modifikacije se izvode prema spisku modifikacija pod nazivom "Popis modifikacija za elektrolokomotive serije JŽ 441 podserije 000, 300, 400, 500, 600" koji je sadržao i sve modifikacije prethodnog spiska i ponuđen je još veći broj modifikacija. Ovaj popis podeljen je na tri grupe modifikacija:

A. prioritetne modifikacije, koje povećavaju pouzdanost lokomotive, smanjene troškove održavanja, imobilizaciju, te omogućuju unificirano upravljanje lokomotivama;

B. modifikacije koje takođe povećavaju pouzdanost lokomotiva i smanjuju troškove održavanja i imobilizacije. (Njihovo sprovođenje zavisi od stanja svake pojedine lokomotive);

C. modifikacije koje ne remete unifikaciju, a izvode se prema željama i mogućnostima železničkih organizacija.

Popis ovih modifikacija dat je u prilogu II, s tim što su dati samo naslovi modifikacija, a sadržaj, odnosno radovi na modifikacijama nisu dati. Da bismo ilustrovali i sadržaj modifikacija, data je modifikacija A1 koja je u prilogu III. Ona je i karakteristična jer je sistem za stvaranje trofaznog napona, jedno od najslabijih tačaka lokomotive, izazivao najveći broj kvarova. Od predloženih 68 modifikacija "A" urađeno je 35 modifikacija na svim lokomotivama, nije urađeno 25 modifikacija, a delimično je urađeno 8 modifikacija (delimično znači da je urađeno ne više od 13 lokomotiva ili više od pola predviđenog obima modifikacije). Od predloženih 21 modifikacije "B" urađeno je na svim lokomotivama 9, nije 11, a delimično 1 modifikacija. Od predloženih 15 modifikacija "C" urađene su na svim lokomotivama 2, nije urađeno 13 modifikacija.

2. Pokazatelji uspešnog rada lokomotive Pouzdanosti lokomotive

Izvođenje ovih modifikacija uticalo je na to da se pouzdanost lokomotive poveća, odnosno da se snizi imobilizacija i broj defekata. Da bi se utvrdila opravdanost modifikacija, potrebno je da se između ostalog, utvrdi ocena tehničke uspešnosti sprovedenih modifikacija. Ka-

rakteristike pouzdanosti rada lokomotiva su: procenat imobilizacije i broj defekata na 100.000 odnosno 1.000.000 km pređenog puta lokomotive. Zbog uočenog velikog uticaja kvarova na sistemu za stvaranje trofaznog napona (27% i više) na ukupan broj kvarova, ova analiza će predstaviti i taj pokazatelj preko broja zamenjenih motora pomoćnog pogona na 100.000, odnosno 1.000.000 km pređenog puta lokomotive.

2.1. Broj defekata lokomotiva

Broj defekata je ustanovljen iz evidencije koja se vodi u sekcijama za vuču vozova Novi Sad, Ruma i Subotica jer su u periodu od 1984. do 1991. godine posedale mašinovođe ovih sekcija za vuču vozova. Iz evidencije su uzimani svi defekti bez obzira na to da li se taj kvar kasnije pojavio u radionici ili nije, a bilo je primera da se nije pojavljivao kvar koji je bio defekt. U periodu 1984 – 1991. god. 26 modifikovanih lokomotiva prešle su ukupno 25.948.817 km i za to vreme napravile 1147 defekata. Deset lokomotiva podserije 700 (701–710) pretrčale su 10.605.945 km i napravile 374 defekta, a osam lok. podserije 700 (746 – 753) pretrčale su 4.700.835 km i napravile 194 defekta. Podaci o pretrčanim kilometrima uzeti su iz COK-ovih LISTA EV–3B (mazivi kilometar) prema ovim podacima broj defekata na 100.000 km po grupama lokomotiva iznosi:

podserija	000.300.400	701-710	746–753
broj defekata	4,420	3,526	4,128

2.2. Procenat imobilizacije lokomotiva

Procenat imobilizacije uzet je iz COK–ovih lista EV–5A i iznosi po godinama:

1986. godine 20%
1987. godine 20%
1988. godine 21%
1989. godine 30%
1990. godine 27%

Ovaj procenat imobilizacije sadrži sve uzroke zbog kojih su lokomotive bile van saobraćaja, i to: zbog kontrolno-tehničkih pregleda, vanrednih opravki, redovnih opravki i čekanja na opravke. Karakteristično povećanje sa oko 20% na oko 30% je zbog povećanja vremena čekanja na redovne opravke. Broj lokomotiva za koje je računat procenat imobilizacije je 44 koje su po osnovnim karakteristikama pomoćnog pogona iste.

2.3. Motori pomoćnog pogona

Iz evidencije koja se vodi u Sekciji ZOVS Novi Sad u kojoj se održavaju 23 lokomotive serije 441, na kojima je pomoćni pogon sveden na podseriju 700, u periodu od 1.1. 1986. do 31. 12. 1991. god. zamenjeni su sledeći motori pomoćnog pogona: 1 motor pumpe za ulje, 6 motora glavnog kompresora, 4 motora hladnjaka ulja i 12 motora ventilatora za hlađenje vučnih motora i ispravljača. Ukupan broj motora je 23 i za to vreme su lokomotive pretrčale 14.816.907 kilometara.

Broj zamenjenih motora u periodu od 6 godina svedeno na 100.000 km pretrčanog puta lokomotiva iznosi 0,155 kvarova. Radi poređenja, dati su i podaci za 1995. godinu kada je promenjen jedan motor glavnog kompresora i 3 motora ventilatora za hlađenje vučnog motora i ispravljača. Broj zamenjenih motora je 4, a za to vreme su lokomotive pretrčale 2.057.225 km, što iznosi 0,194 kvara na 100.000 km. Broj zamenjenih motora predstavlja ukupan broj zamenjenih motora bez analize uzroka kvara koji može biti mehanički (kvar ležajeva ili elise ventilatora) ili električni.

3. Zaključak

Navedeni elementi koji pokazuju pouzdanost lokomotiva serija 441 modifikovanih prema programu modifikacija mogu koristiti za poređenje pouzdanost lokomotiva na kojima nisu urađene modifikacije. Pouzdanost se može povećati tako što bi se analizirali kvarovi na lokomotivama i na osnovu toga sačinio program za povećanje obima održavanja i nalaženje optimalne pouzdanosti vezane za obim održavanja lokomotiva.

ИЗПИТВАНЕ НА БЕЗАЗБЕСТОВИ НАКЛАДКИ FIAZ-2621 НА МОДЕЛЕН ИНЕРЦИОНЕН СТЕНД НА НИТИЖТ - БДЖ И ЕКСПЛОАТАЦИОННИ ИЗПИТВАНИЯ НА НАКЛАДКИТЕ В УСЛОВИЯТА НА БДЖ

АВТОРИ: инж.Йордан Милорадов Скендеров
инж.Боривое Паунович
инж.Пламен Георгиев Стойков
инж.Благое Джорджевич
инж.Теодора Кирова
инж.Слободан Булаич

От 1994 г. е в ход развойна програма за усвояване в БДЖ на накладки FIAZ2621. Програмата е разделена на следните етапи:

- уточняване на подходящ състав накладки;
- контролни приемни изпитвания на подходящите образци на моделен инерционен стенд на НИТИЖТ - БДЖ;
- полигонни ходови изпитания с вагон-модел на БДЖ;
- експлоатационни изпитвания в условията на БДЖ;

Посочената етапност на програмата е задължителна по следните причини :

- накладките F-2621 не са верифицирани;
- спирачните системи на експлоатираните в БДЖ пътнически вагони с дискова спирачка е конструирана за коефициент на триене отговарящ на фиш 541-3 на UIC/1/;
- нормативните уредби на БДЖ изисква проверка качествата на вагонните елементи от внос.

1.УТОЧНЯВАНЕ НА ПОДХОДЯЩ СЪСТАВ F 2621 /2/.

От предоставените от FIAZ варианти на състав за накладки като най-подходящ е възприет вариант D с параметри показани на Приложение 1 - фиг.1.

2. ИЗПИТВАНЕ НА НАКЛАДКИ F 2621 НА МОДЕЛЕН ТРИБОЛОГИЧЕН СТЕНД НА НИТИЖТ /3/.

На стенда на НИТИЖТ се определят основните фрикционни параметри на фрикционните материали за спирачната система - коефициент на триене и износоустойчивост.

Основните параметри на стенда са :

- масов инерционен момент - J=13,57kg. m^2 ;
- максимална триеща площ на опитните образци - Fст = 80 cm^2;
- средно интегрален радиус на триене - R=100 mm;
- количество ползвана вода - 30 cm^3 /min.

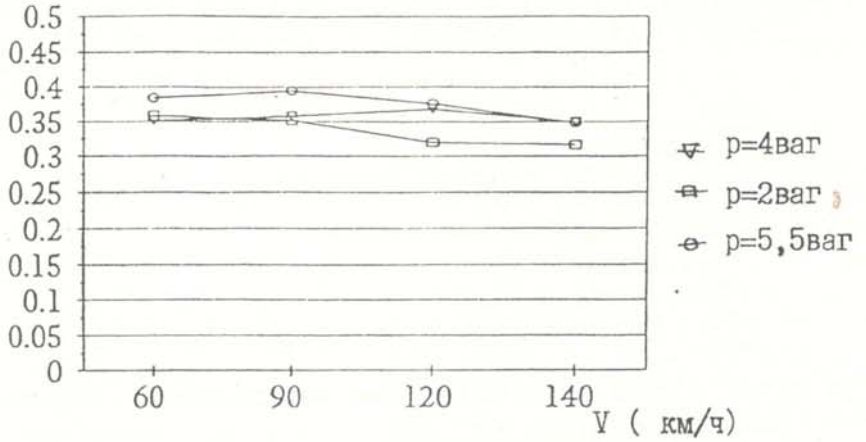
Основните принципи за моделиране на трибологичните процеси на моделния стенд са:

- равенства на скоростите на триене между реалното ПЖПС и моделния стенд;
- равенства на специфичния натиск между реалното ПЖПС и моделния стенд;
- равенства на специфичната погасена енергия между реалното ПЖПС и моделния стенд.

На стенда се контролират следните параметри:

- моментен коефициент на триене μ_a ;
- среден коефициент на триене μ_m;
- износоустойчивост .

Приложение 1



Фиг.1 Коефициент на триене във функция от скоростта V за накладки вариант

NN: опити	Погасена енергия	Износване	Износоустойчивост	
	kWh	g	g/kWh	cm^3/kWh
1_1 ÷ 17	1.915	1.34	0.70	0.26
18_1 ÷ 19_2	1.810	3.24	1.79	0.67
20 ÷ 29	0.398	0.69	1.73	0.65
1_1 ÷ 29	4.120	5.27	1.28	0.48

Фиг.5 Износоустоичивост при моделен трибологичен стенд на Ф621

NN: опити	Погасена енергия	Износване	Износоустойчивост	
	kWh	g	g/kWh	cm^3/kWh
112 ÷ 131	93.58	85	0.91	0.34
132 ÷ 150	87.28	82	0.94	0.35
112 ÷ 131	180.86	167	0.92	0.347

Фиг.11 Износоустойчивост на Ф 2621 при полигонни пътни изпитания с вагон

Таблица 1

накладки тип	износване (g/km)
Ф 2621	10,38 10^{-3}
Be 918	8,9 10^{-3}

Таблица 2

работа с накладки тип	износване диск (mm / 10^6 km)
с Ф 2621	7,1
с Be 918	9,1

Горецитираните параметри се контролират за различни начални скорости, различен специфичен натиск и по програми за сухо и мокро триене на UIC.

Резултатите от изпитанията на вариант D на накладки F 2621 на моделен инерционен станд на НИТИЖТ са показани както следва на:

- фиг.2. Моментен коефициент на триене по програма 1 и 3 на UIC за сухо триене при специфичен натиск 20, 40 и 55 N/cm^2 ;
- фиг.3. Моментен коефициент на триене по програма 3 на UIC за триене с вода и при специфични натиски 20, 40 и 55 N/ cm^2 ;
- фиг.4. Среден коефициент на триене (μ_m) по програма 1 и Програма 3 на UIC;
- фиг.5.(Приложение 1) износоустойчивост по серии опити съгласно изискванията на UIC.

Анализът на резултатите показва:

а/ моментния коефициент на сухо триене се движи в границите предписани от UIC като в диапазона на ниски скорости ($\lesssim$ 40 km/h) се повишава;

б/ моментния коефициент при триене с вода лесно спада, но остава в границите предписани от UIC;

г/ средните коефициенти на триене при отделни опити надхвърлят допустимите горни граници;

д/ износоустойчиивостта е в предписаните граници .

Базирайки се на резултатите от изпитания на моделен стенд е препоръчано да се премине към полигонни изпитания и експлоатационни наблюдения.

3.ПОЛИГОННИ ХОДОВИ ИЗПИТАНИЯ С ВАГОН-МОДЕЛ НА БДЖ /4/

Изпитанията са проведени по методика на НИТИЖТ и обхващат:

- определяне коефициента на триене за режим на функционния вентил (рфв P и R) при сухо и мокро триене;
- определяне спирачната ефективност на вагон-модел съоръжен с накладки F2621 за режими P и R при сухо и мокро триене;
- отчитане влиянието на повишени температури върху коефициента на триене, респективно спирачната ефективност ;
- определяне на износоустойчивостта на накладки F 2621 за цикъл изпитания при сухо триене и при подаване на вода.

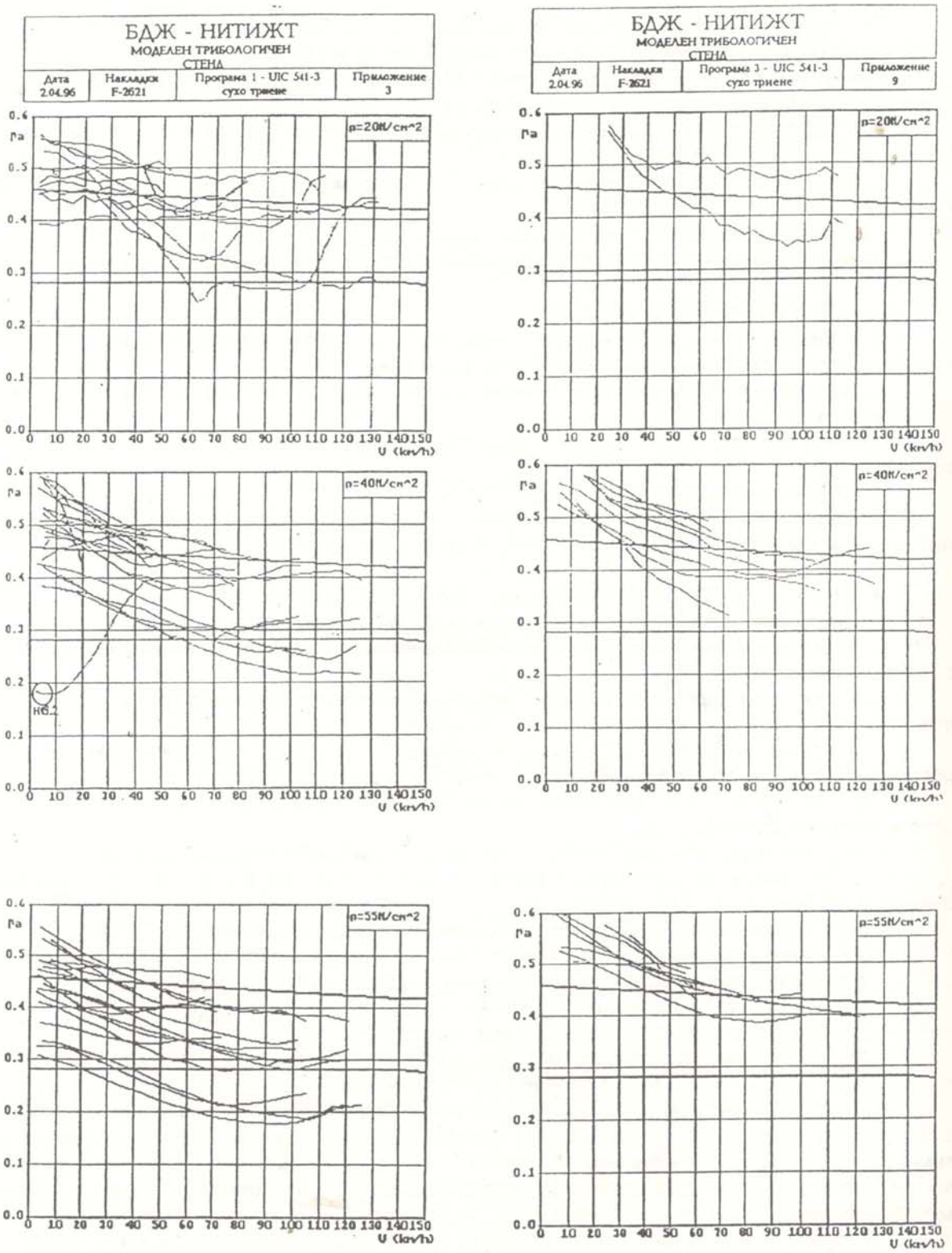
Резултатите от проведените полигонни ходови изпитания са показани както следва на:

- фиг.6 моментен коефициент при сухо триене при рфв R (налягане в спирачния цилиндър 3,8 bar);
- фиг.7 моментен коефицинет при сухо триене за рфв P (налягане в СЦ 1,7 bar);
- фиг.8 моментен коефициент при сухо триене, високи температури (>220°C) и рфв R;
- фиг.9 моментен коефициент при триене с подаване на вода за рфв R;
- фиг.10 моментен коефициент при триене с подаване на вода за рфв P;
- фиг.11 (Приложение 1). Таблица за износването;
- фиг.12 зависимост, спирачен път (S) във функция от скоростта в началото на спиране (Vo) при рфв P и R, за сухо и мокро триене и след загряване.

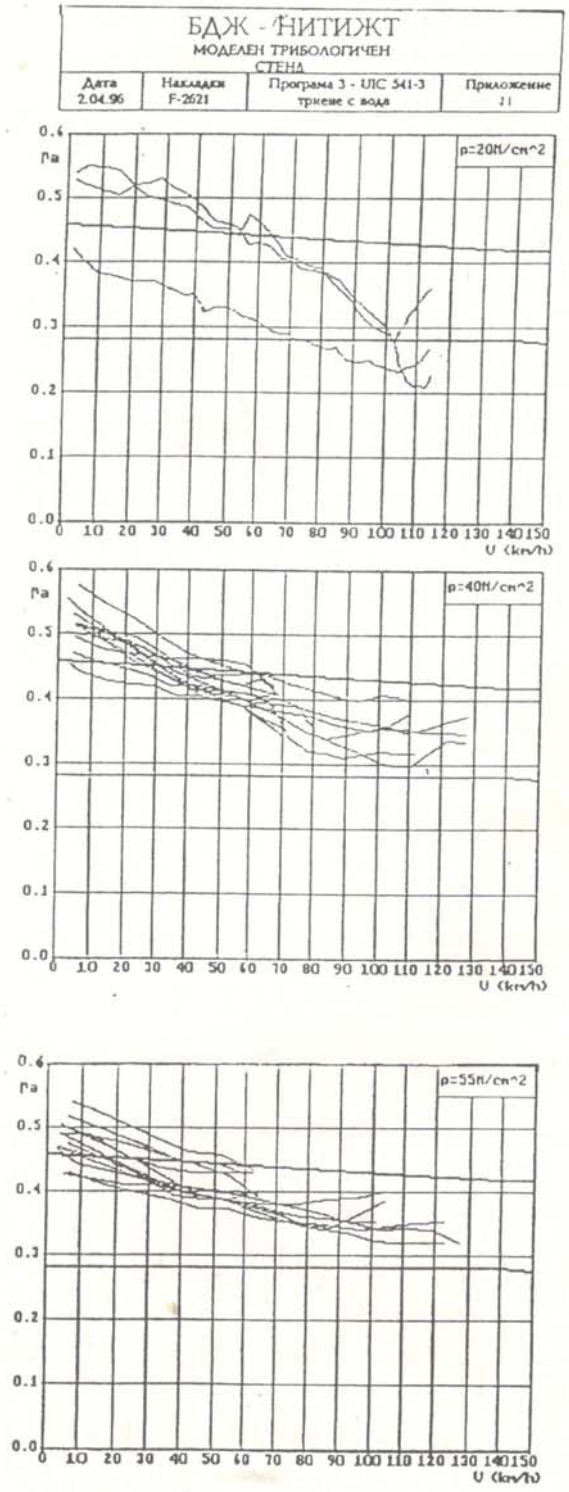
Анализът на резултатите показва, че коефициента на триене в целия скоростен диапазон на сухо триене е около и над горната допустима граница. При повишаване на температурата до 350°C коефициента на триене се влияе в граници под 15%. Изменението на коефициента на триене при подаване на вода е в рамките на допустимите 15%, като остава много стабилен .

Спирачната ефективност за зададените геометрични параметри за вагон-модела е висока , като нейните стойности слабо се виият от подаване на вода и повишените температури.

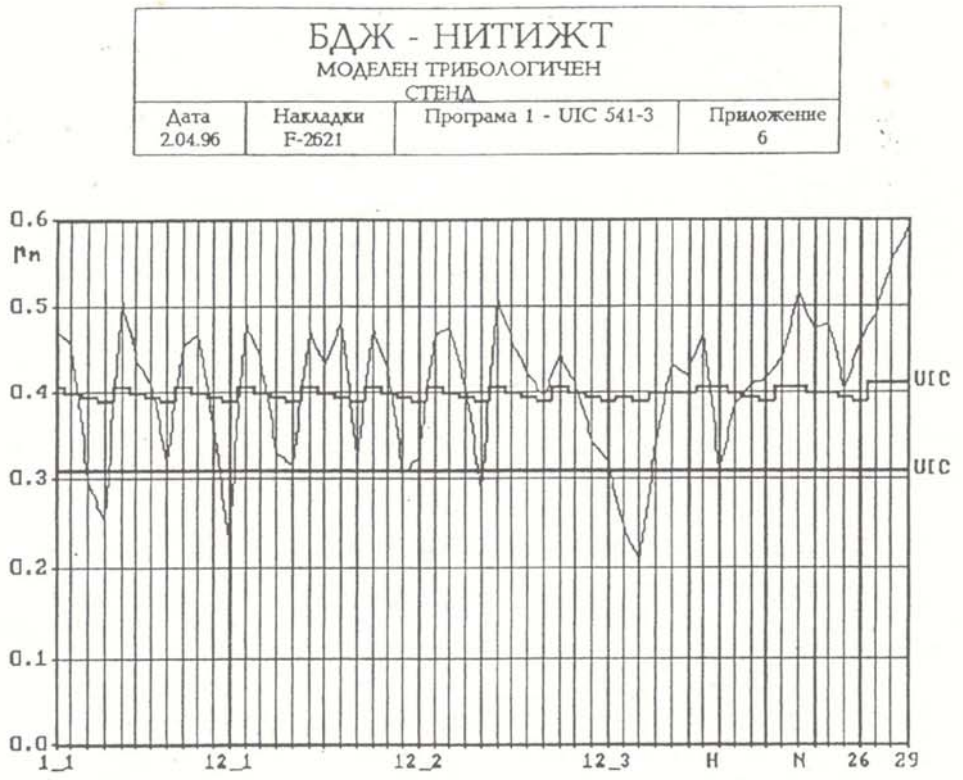
Износоустойчивостта на накладките е добра.

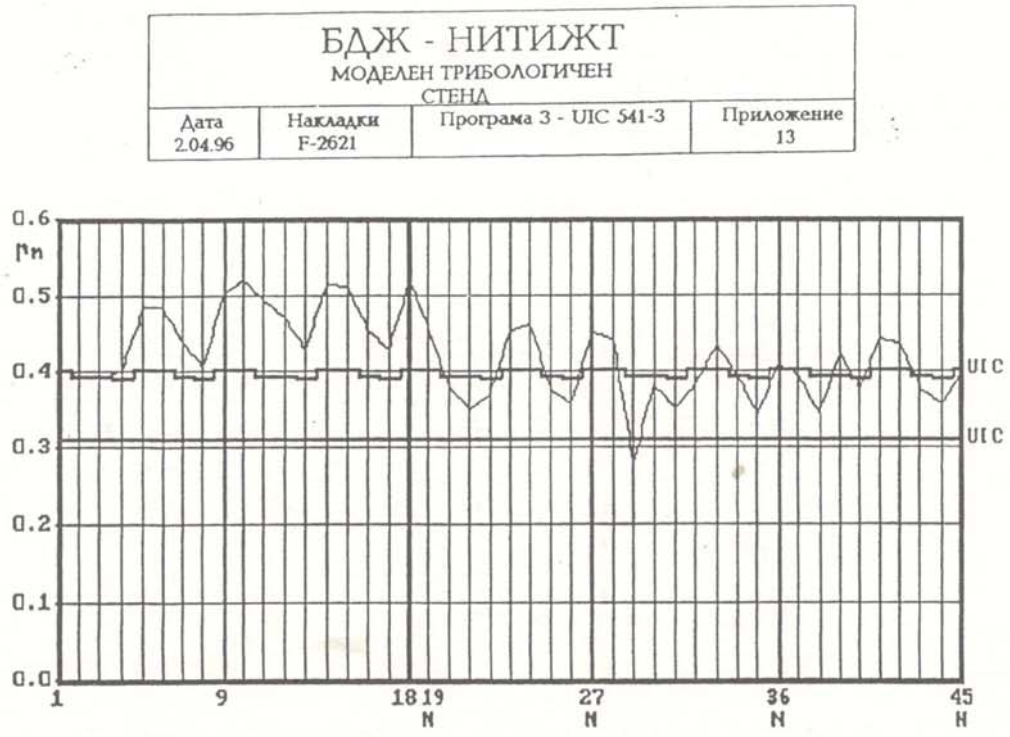


Фиг.2 Моментен коефициент на триене по програма 1 и 3 на UIC за сухо триене при специфичен натиск 20, 40 и 55 N /cm²

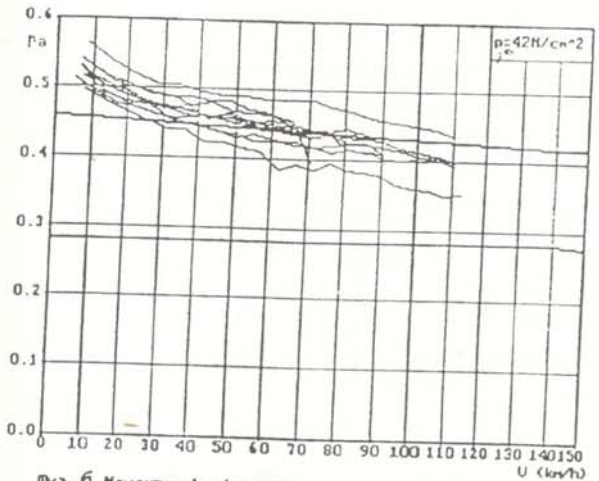


Фиг.3 Моментен коефициент на триене по програма 3 на UIC за триене с вода и при специфичен натиск 20,40 и 55 N/cm^2

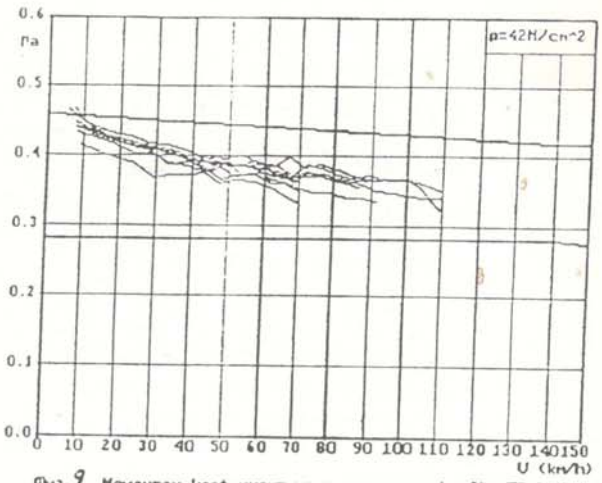




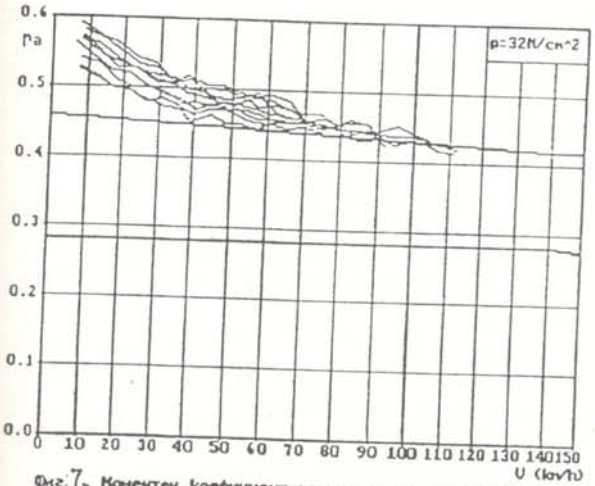
Фиг.4 Среден коефициент на триене по програма 1 и 3 на ŪIC



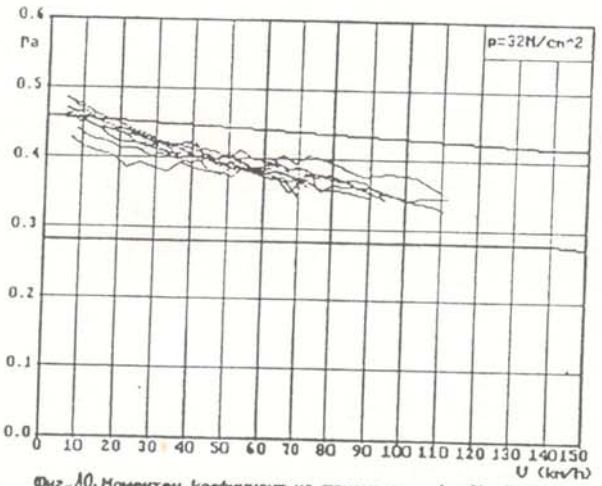
Фиг. 6. Моментен коефициент на триене за накладки FIAZ 26-21 за рбб R при сухо триене



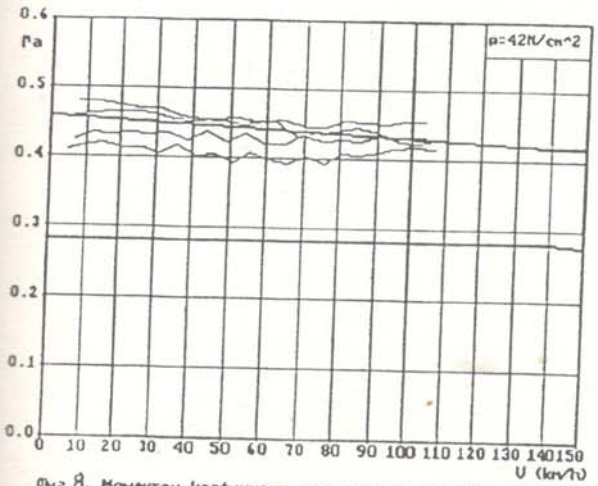
Фиг. 9. Моментен коефициент на триене за накладки FIAZ 26-21 за рбб R при триене с подаване на вода



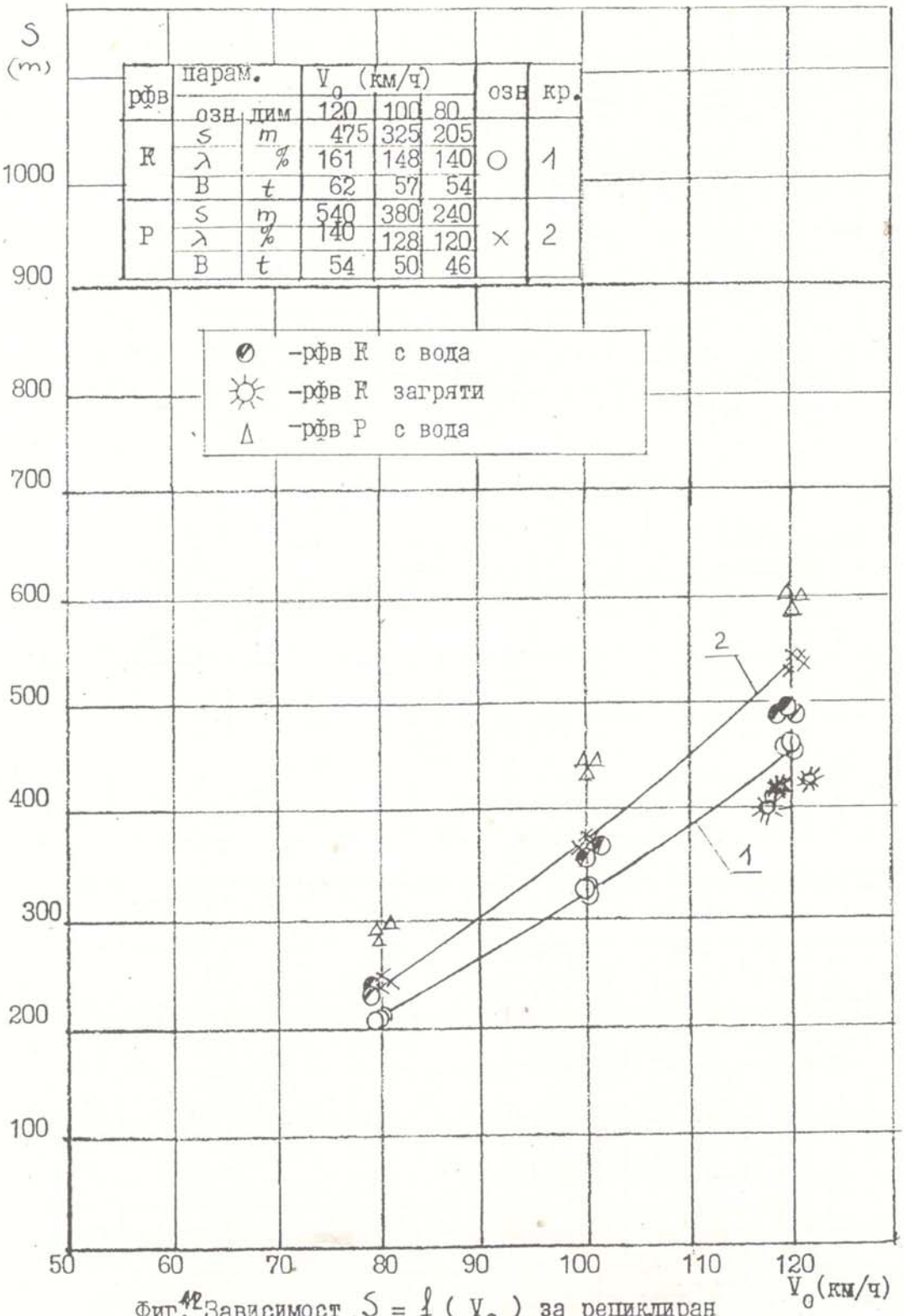
Фиг. 7. Моментен коефициент на триене за накладки FIAZ 26-21 за рбб P при сухо триене



Фиг. 10. Моментен коефициент на триене за накладки FIAZ 26-21 за рбб P при триене с подаване на вода



Фиг. 8. Моментен коефициент на триене за накладки FIAZ 26-21 за рбб R при триене при високи температури



рфв	парам. озн	дим	V_0 (км/ч) 120	100	80	озн	кр.
К	S	m	475	325	205	○	1
	λ	%	161	148	140		
	B	t	62	57	54		
Р	S	m	540	380	240	×	2
	λ	%	140	128	120		
	B	t	54	50	46		

Фиг. 12 Зависимост $S = f(V_0)$ за рециклиран безкупеен вагон с накладки FIAZ

4. ЕКСПЛОАТАЦИОННИ НАБЛЮДЕНИЯ НА НАКЛАДКИ F 2621/5/

Целта на експлоатационните наблюдения е в рамките на най-малко половин година от която да има сезон зима и лято да се определи износването на накладки F 2621 и въздействието им върху контратялото (спирачния диск).

Предвид липсата на обективни абсолютни стойности на износването за други верифицирани накладки са направени сравнителни наблюдения между F 2621 и Be 918 (Бекорит).

След 6 месечна нормална експлоатация на 2 пътнически вагона снабдени с накладки F 2621 и Be 918 както следва:

- първи вагон едната талига е F 2621, а втората е Be 918;
- втори вагон - едната страна с F 2621, а втората страна с Be 918.

Резултатите от износванията на накладките и дисковете са показани в табл.1 и табл.2 (Приложение 1).

Анализът на резултатите показва, че в сравнителен план накладките F 2621 имат почти същата износоустойчивост както Be 918.

Износването на контратялото (спирачния диск) е по-слабо при действие на F2621 от това на Be 918.

ИЗВОДИ

1. Избрания състав D на накладки F2621 по коефициент на сухо триене надхвърля горните допустими граници по изискванията на UIC с 10÷12%.
2. Коефициента на триене при омокряне и при високи температури се влияе в допустимите от UIC граници и запазва стабилен характер.
3. Износоустойчивостта на накладки F2621 е в границите на допустимите от UIC.
4. Спирачната ефективност на вагон снабден с накладки F2621 за различни режими на функционния вентил отговаря на изискванията на UIC и се влияе в допустимите гранци от високи температури и омокряне.

ЛИТЕРАТУРА

1. Code UIC 540-3
2. Арсенич Ж., В.Радославлевич, Б.Паунович, Джордже Коржич. Развой на безазбестови фрикционни материали за возила с дискова спирачка.
3. Скендеров Й, Пл.Стойков, Т.Кирова, Сл.Димитров. Стендови изпитания на накладки F2621 на моделен инерционен трибологичен стенд на НИТИЖТ.
4. Стойков Пл., С.Тонев, Й.Скендеров, Г.Цанчев, Сл.Димитров Ходови и спирачни изпитания на вагон-модел с дискова спирачка с накладки F2621. БДЖ 1996г.
5. Скендеров Й., С.Тонев, Сл.Димитров.
Експлоатационни наблюдения на безазбестови накладки за пътнически вагони B4-84 тип F2621. НИТИЖТ април 96.

Pucanje monoblok točkova JŽ na području Novog Sada

Dragoslav KARANJAC, dipl. inž., ŽTP "Beograd", Sekcija ZOVS, Novi Sad

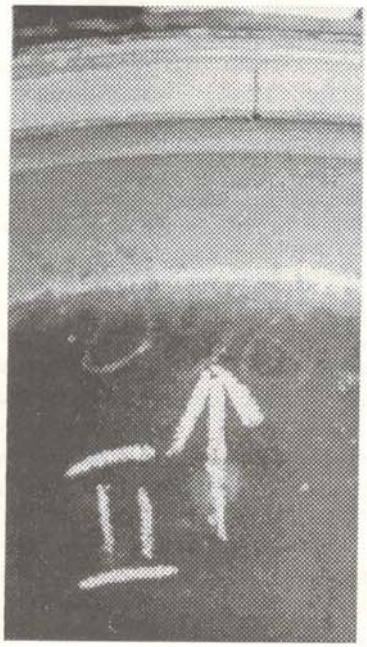
Uvodne informacije

Tokom poslednjeg kvartala 1995. godine i početkom 1996. godine, nastupilo je više ponovljenih slučajeva pucanja monoblok točkova na vozilima JŽ, a pretežan broj ovih incidenata desio se na teritoriji Novog Sada. Karakteristično je, a istovremeno i indikativno da su sve pojave lomova registrovane kod četvoroosovnih putničkih kola, kočenih klasičnom kočnicom sa kočnim papučama od sivog liva, i to kad su kola malom brzinom izvožena iz radionice, nakon tekuće opravke, što je posebno srećna okolnost kod ovih inače izuzetno opasnih događaja. Ipak, dogodilo se i jedno pucanje točka kod kola u saobraćaju, pri brzini od cca 80 km/h, ali je i taj slučaj, zahvaljujući okolnosti što lom točka nije bio potpun, prošao bez tragičnih posledica.

Uvidom u evidenciju kola kod kojih su se dogodila opisana oštećanja, utvrđeno je da su sva kola, tokom jednog određenog perioda, saobraćala na relaciji (Subotica) Beograd – Bar, znači na relaciji koja obiluje dugim i strmim usponima i padovima, gde su neizbežna i duga kočenja. Ovo je upućivalo na to da je možda zagrevanje točkova iznad dozvoljene temperature, koje se događa tokom intenzivnog kočenja, prouzrokovalo, ili moglo doprineti pojavi njihovog pucanja.

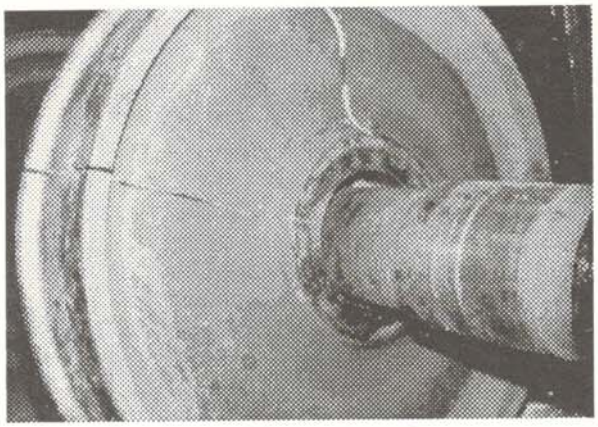
Potpuno je razumljivo što je ova iznenadna serija lomova točkova, prvenstveno zbog potencijalnih pretećih katastrofalnih posledica, izazvala veliku zabrinutost i uznemirenost kod nadležnih i odgovornih službi na JŽ – Ovde je upravo mesto da se podseti i na to da je Objavom UIC XX u tački 6 obavljena kategorizacija svih železničkih proizvoda prema klasama rizika. Prema toj kategorizaciji svi proizvodi su razvrstani u šest klasa: A1, A2, B, C, D i E, pri čemu klasa A1 obuhvata železničke proizvode sa najvećim rizikom, a u okviru te klase osovinskom sklopu je pripala čelna pozicija, čija oštećenja dovode do, citiramo: "rizika katastrofalnih udesa". Otuda je dopunski komentar o značaju i ozbiljnosti loma bilo kog sastavnog dela tog proizvoda, izlišan.

Na slici 1 su fotografije nekih od točkova popucalih na teritoriji Novog Sada, koje rečito govore o drastičnosti pojave.



Slika 1a

U okolnostima tenzije koja je nastala u sklopu svih ovih događanja, shvatljivo je što su u početku povučeni i neki, po nama nedovoljno artikulisani potezi, ali će taj aspekt biti dotaknut u nastavku izlaganja, uz prethodan osvrt i konciznu rekapitulaciju saznanja u ovoj oblasti, do kojih je došla međunarodna organizacija za istraživanja i ispitivanja na železnici (ORE – ERRI).



Slika 1b

Kategorizacija oštećenja na točkovima

Još davne 1970. godine ORE je opsežno ispitala pojavu oštećenja na točkovima. Saznanje do kojih se došlo tokom tih istraživanja sistematizovana su i objavljena u izveštaju B 79, Rp 10. Utvrđeno je ukupno 14 vrsta oštećenja i dat je njihov sistematizovan kataloški pregled. Uz svaku vrstu oštećenja u katalogu su navedena karakteristična obeležja i način lake identifikacije, zatim su navedeni mogući uzroci oštećenja i preporuka za dalji postupak sa oštećenim točkom. Takođe, uz opis svakog oštećenja data je i autentična fotografija.

Zadržavamo se samo na oštećenju, pucanju točka koje je pod tačkom 18 u aneksu 1 navedenog izveštaja ORE (na slici 2 je fotografija oštećenja čija je sličnost sa fotografijama točkova u Novom Sadu više nego očigledna).

Smatramo interesantnim ovde citirati šta je u vezi s tim oštećenjem navedeno:

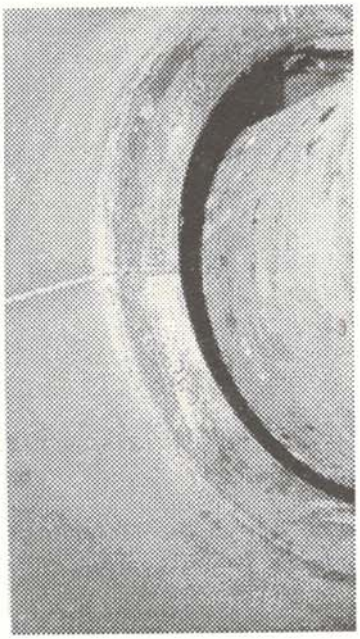
Naziv oštećenja: "Termičke pukotine"

Obeležja i izgled: "Radijalne termičke pukotine pojavljuju se na površini kotrljanja i paralelne su sa osom osovine. Mogu se dalje razvijati kao pukotine zamora i dovesti do loma naplatka, ploče, ili čak do potpunog loma točka".

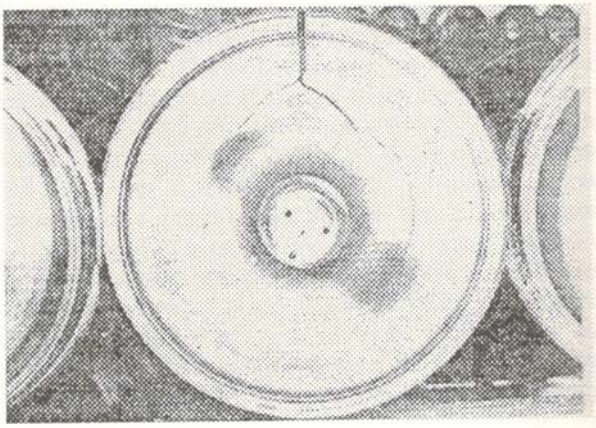
Preporuka: "Radi se o veoma ozbiljnom nedostatku, i treba ga odstraniti bilo struganjem, bilo izbacivanjem iz upotrebe."

Mogući uzrok: "Intenzivno i prolongirano zagrevanje pri kočenju koje izaziva napon zatezanja na periferiji točka. Pojavu ovih pukotina pospešuju kočni umeci koji su izvan površine kotrljanja".

Svođenje uzroka ove pojave za zagrevanje pri kočenju i nepravilan položaj kočnih papuča samo je dokaz da pojava pucanja točkova u to vreme daleko od toga da je bila dovoljno izučena (docnije će se doći do novih saznanja koja će pokazati da navedeni uzroci ne spadaju čak ni među one dominantne). Isto tako, danas blago rečeno neshvatljivo izgleda tadašnja preporuka da se ovaj nedostatak otkloni struganjem!



Slika 1c



Slika 2

To što tim vrhunskih eksperata, kakve su, po pravilu, sve grupe stručnjaka kojima ORE proverava izučavanje neke problematike, nije mogao u "prvom naletu" da potpuno i ovlada tom problematikom, samo je dokaz izuzetne kompleksnosti ove materije.

Koncizna rekapitulacija dosadašnjih aktivnosti ORE/ERRI/ na razjašnjenju fenomena pucanja monoblok točkova kočenih papučama

Nesporna je činjenica da je učestalost pojava pucanja točkova u uzročno-posledičnoj vezi sa dve permanentne tendencije na železnici: povećanje osovinskog pritiska (danas 22,5 t) i stalno povećanje brzine. Pošto je bilo očigledno da će se ovakav trend nastaviti i u budućnosti, te da će pojava pucanja točkova postajati sve više preteća, komitet ORE naložio je istraživački rad pod oznakom B 169

i oficijelnim nazivom: "Termičke granice za točkove i papuče".

Docnije, kada utemeljenjem Evropske unije komitet ORE prerasta u ERRI,postojeći istraživački rad dobija izmenjeni naziv: "Standardizacija osovinskih sklopova". Ali, nezavisno od oficijelnog naziva, predmet i cilj istraživačkog rada ostaju praktično neizmenjeni: iscrpno opisivanje pojava lomova monoblok točkova kočenih kočnim papučama, utvrđivanje svih mogućih uzroka tih pojava i mere za njihovo sprečavanje. Izveštaj B 169 koji je rezultat tog istraživačkog rada, u poređenju sa već pominjanim izveštajem B 79/Rp 10 koji je obradio praktično isto istraživačko područje, predstavlja ogroman napredak, jer po svojoj sveobuhvatnosti, detaljnosti i studioznosti, materijal je kakav se retko nalazi. Izveštaj B 169 sistematizovan je po oblastima i izložen u osam zasebnih svezaka, s tim što treba naglasiti da istraživački rad na ovom području nije okončan i dalje je u toku.

Navođenje samo onih ključnih izvoda iz ovog izveštaja zahtevalo bi dosta prostora, i to ovde nije opredeljenje. Navešće se ono najesencijalnije: da je među mnoštvom detaljno obrađenih mogućih uzroka pucanja točkova izveštaja B 169 izdvojio jedan trijas kapitalnih uzroka:

– zaostali unutrašnji naponi zatezanja;
– inicijalna mehanička ošećenja na površini točka;
– termički uticaji (koji izazivaju dodatne napone, a oni se superponiraju sa već postojećim).

Rezultati komisijskog pregleda točkova

Već samim vizuelnim pregledom svih popucalih točkova moglo se bez trunke dileme zaključiti da je uzrok njihovom pucanju u svim slučajevima već pomenuta sprega uzroka: inicijalnih mehaničkih oštećenja, zaostalih napona zatezanja i termičkih uticaja. Naime, konkretna zapažanja nakon brižljivog pregleda bila su:

– Na početku svake pukotine postojalo je inicijalno mehaničko oštećenje u obliku oštrog zareza oblika slova "V", locirano na naplatku točka sa spoljne strane, ispod graničnog kanala, u blizini prelaza prema ploči točka. Bilo je više nego očigledno da je taj zarez dejstvovao kao snažni geometrijski faktor koncentracije napona. Docnije je utvrđeno da svi zarezi potiču od stezača struga prilikom reprofilisanja točkova. Na slici 1a vidi se jedan karakterističan zarez i pukotina koja od njega polazi.

– Pukotine su bile široke i po više milimetara, tako da su se točkovi, koji su bili potpuno pukli pomerili, ili su čak sasvim spali sa svojih sedišta glavčine. Ovde se valja podsetiti odredbe tačke 5.2.6. UIC 812-3 koja nalaže da kod novih točkova moraju postojati zaostali naponi pritiska i propisuje način ispitivanja postojanja tih napona i na određeni način ih kvantificira. U datim slučajevima, s obzirom na veliku širinu pukotina popucalih točkova, bilo je jasno da u točkovima nisu ni postojali zaostali naponi pritiska, jer da jesu oni bi poništili, ili bar veoma reducirali naknadne dodatne napone zatezanja (koji su, po pravilu, termičkog porekla), te bi u tom slučaju širina pukotina bila veoma mala. ili čak bliska nuli! Slike 1b i 1c pokazuju potpune lomove točkova sa širokim pukotinama, što je dovelo do spadanja točkova sa osovine.

– Na pločama nekih popucalih točkova bili su vidljivi, u manje ili više izraženoj formi tragovi sagorele boje, što je ukazivalo da su se točkovi pri intenzivnom kočenju zagrevali iznad dozvoljenih temperatura, što je imalo za posledicu pojavu dodatnih napona zatezanja.

Međutim, obavljeni pregledi nisu se ograničili samo na popucale točkove, nego, praktično, na sve monoblok točkove kočene kočnim papučama kod putničkih kola koja su boravila, ili prolazila kroz područje Novog Sada, pri čemu su se pregledi naročito usredsredili na točkove kola koja su saobraćala prema Baru. Tokom tih pregleda kod dosta točkova primećeni su tragovi sagorele boje, a u izvesnom broju slučajeva i nepravilno trošenje kočnih papuča zbog njihovog izlaska van površine kotrljanja. Ovo je bilo naročito zabrinjavajuće, budući da se zna da je izlazak kočnih papuča van površine kotrljanja vodeći uzrok pregrevanja (a potom i eventualnog pucanja) točkova (ERRI B169/Rp 5, tačka 3).

U kontekstu opisivanja aktivnosti komisijskog pregleda ne treba prećutati da se među atestnom dokumentacijom popucalih točkova nisu mogli naći i atesti o ispitivanju postojanja zaostalih napona pritiska točkova, što bi ukazivalo da kvalitativan prijem točkova kod proizvođača nije obavljen prema odredbama koje nalažu tačke 5.2.6 i 7.8.9 UIC 812-3!

Mere preduzete od nadležnih službi radi sprečavanja pucanja točkova

Aktom Ministarstva saobraćaja i veza Republike Srbije, Odeljenja za inspekcijske poslove u Novom Sadu naređeno je povlačenje iz saobraćaja svih putničkih kola sa monoblok točkovima, kočenih papučama, kod kojih su na točkovima utvrđena: "oštećenja i druge mane".

Cirkularnim depešama ŽTP "Beograd" izdata je privremena naredba da se iz saobraćaja isključe sva putnička kola sa monoblok točkovima kočena papučama kod kojih je "odstojanje između gornje ivice kružne brazde i gornje ivice oborene površine (5/45) manje od 12 mm". Budući da bi navedeno odstojanje, ukoliko bi se točkovi strugali do gornje ivice kružne brazde (graničnog kanala), kako je i predviđeno, iznosilo 5 mm, ovim aktom smanjen je minimalno dozvoljeni prečnik točkova u krugu kotrljanja za: 2 x (12-5) = 14 mm!

Za navedene dve mere (posle čijeg sprovođenja nije, doduše, dosada bilo novih slučajeva pucanja točkova) moglo bi se reći da su ekstremno radikalne, motivisane isključivo vođenjem računa o bezbednosti, a prenebegavajući potpuno troškove čak i u slučajevima gde je to bilo moguće. Stoga će se kratko prokomentarisati i s jednog drugačijeg aspekta.

Kada su u pitanju zarezi koji predstavljaju izvore koncentracije napona, već u osnovama konstruisanja pre-

poručuju se načini ublažavanja njihovog štetnog uticaja proširivanjem uskih, a dubokih zareza i zaobljavanjem oštrih ivica. Još konkretnije mere, u jednoj sasvim decidnoj formi, preporučuju se u tački 4.2 izveštaja ERRI B169/Rp 5, gde se navode vidovi mašinske obrade zareza: brušenje u kratkim potezima, istrugivanje i glodanje profilisanim glodalima, pri čemu se glodanje označava kao najbolji vid obrade. Koliki značaj se u navedenom izveštaju ERRI pridaje obradi zareza ukazuje i Prilog A.C.5. izveštaja u kome je prikazana garnitura od šest profilisanih glodala predviđena za obradu zareza različitog oblika. Inače, sama operacija glodanja je brza, efikasna i jeftina, jer se obavlja prenosivim, ručnim glodalicama. Da se i na ovakvu mogućnost mislilo sigurno da bi i troškovi bili manji od onih



Slika 3

koje je prouzrokovalo neselektivno izbacivanje svih kola kod kojih su nađeni točkovi sa zarezima.

Što se druge preduzete mere tiče: povećanje minimalnog prečnika točka, ona se, takođe, može podvrći kritičkom osvrtu. Ukoliko je intencija te mere bila da se povećanjem debljine, odnosno površine poprečnog preseka naplatka točka smanji naprezanje (polazeći od relacije da je naprezanje količnik između opterećenja i površine poprečnog preseka), onda bi to bilo pogrešno, jer takva relacija vredi u slučajevima dejstva spoljnih opterećenja, a u datom slučaju su u pitanju unutrašnji naponi. Svrsishodnost ove mere, koja je, svakako, povukla i znatne troškove zbog ranije zamene točkova, dovode pod ozbiljnu sumnju neke konstatacije i zaključke iz izveštaja B169, od kojih navodimo:

– u tački 1 (3. stav) B169/Rp 3, kaže se da mehanička (spoljna) opterećenja nemaju uticaja na pojavu pucanja točkova;

– u tački 3 B169/Rp 1, kao treći zaključak, navodi se da je situacija sa novim i pohabanim točkom slična sa stanovišta uzajamnog dejstva točak/papuča i termičkog naprezanja pri kočenju, što bi značilo da debljina naplatka ne utiče na pojavu pucanja točka.

Međutim, da bi ovaj osvrt bio kompletniji, treba reći da u vezi sa pitanjem nov/pohaban točak u izveštaju B169 ima i izvesnih kontroverzi. Tako se u tački 2.2.2.1 B169/Rp 1 navodi da su temperature na površini kotrljanja, pri kočenju, više kod pohabanog točka, zbog manjeg termičkog kapaciteta. Dalje, u tački 2.3.2 B169/Rp 1 kao najkritičniji slučaj označava se kombinacija: pohaban točak/pohabana kočna papuča, bočno pomerena; premda se ne kaže da li je slučaj kritičan samo zbog pomerenih kočnih papuča, ili i zbog pohabanog točka.

Kao što se vidi, u izveštaju B169 u ovom domenu ima dosta kontroverzi, pa čak i kontradikcija, što se najrečitije potvrđuje iskazom u tački 3 B 169/Rp 1 da se: "tačna ocena još ne može dati i da su neophodna dalja istraživanja".

Mere čije preduzimanje tek predstoji

ERPI B169/Rp 5 i Rp 6 taksativno navode mere koje sve treba preduzimati radi prevencije pucanja točkova kočenih papučama. One će se ovde samo kratko navesti, izuzev jedne na kojoj ćemo se nešto i zadržati. Pored već u prethodnom poglavlju opisane obrade zareza, te mere su prema ERRI sledeće:

1. merenje i evidentiranje unutašnjih napona u točkovima, specijalnim uređajima;

2. bojenje točkova bojom koja ima osobinu da na kritičnoj temperaturi zagrevanja točka menja konzistenciju i izgled, tako da ukazuje da je ta temperatura dostignuta, ili čak i premašena;

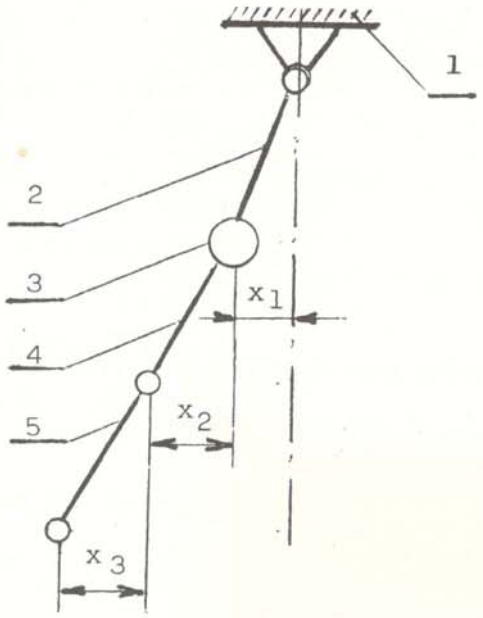
3. korektura razmaka unutrašnjih čeonih površina točkova koji su zbog termičkih uticaja promenili svoj položaj;

4. konstruktivne mere radi sprečavanja bočnog pomeranja kočnih papuča i njihovog ispadanja van površine kotrljanja.

Problem ispadanja kočnih papuča izvan površine kotrljanja star je koliko i kočenje točkova kočnim papučama. On je daleko više izražen kod kola sa obrtnim postoljima nego kod onih sa pojedinačnim osovinama, zbog mnogo većeg broja stepeni slobode kretanja koje ima kočno polužje obrtnog postolja.

Na slici 4 sasvim uprošćeno i unekoliko karikirano predstavljen je sistem elemenata kočnog polužja u obrtnom postolju putničkih kola.

Na slici se vidi da sistem kočnog polužja, sa određenog kinematskog apekta posmatrano, predstavlja višestruko, odnosno tačnije rečeno trostruko klatno, sa tačkom veštanja na ramu obrtnog postolja. Jasno je da je idealan slučaj kada sva tri elementa klatna (vešalica trokute motke, nosač kočne papuče i držač umetka kočne papuče), pa samim tim i klatno u celini imaju vertikalan položaj, jer je tada otklon klatna ravan nuli i kočni umeci imaju optimalan položaj na površini kotrljanja točka. Međutim, određeni zazori koji postoje između čaura i svor-



Slika 4

1 – ram obrtnog postolja
2 – vešalica trokutne motke
3 – trokuta motka
4 – nosač kočne papuče
5 – držač sa umetkom kočne papuče

njaka kojima su ostvarene međusobne veze kočnog položaja, omogućuju za izvestan ugao relativno rotiranje kočnih poluga oko osa normalnih na osu pripadajućeg svornjaka. To ima dalje za posledicu pomeranje kraja poluge, u kojoj se ostvaruje veza sa susednom polugom, za veličinu "Xi". Ukoliko su zazori između čaura i svornjaka veći, utoliko su i moguća veća pomeranja "Xi". Kada su sva parcijalna pomeranja "Xi" orijentisana u istom smeru i na spoljnu stranu, onda rezultujuće pomeranje "Xr" može da bude toliko da kočne papuče izdaju izvan površine kotrljanja točkova.

Podsećamo se da je upravo izlazak kočnih papuča izvan površine kotrljanja šezdesetih godina poprimio karakter masovne pojave (srećom bez pucanja točkova) kod putničkih kola sa obrtnim postoljima tipa "Wegmann", proizvodnje "Goša". Prvi korak pri saniranju ovog nedostatka bio je da se postojeći zazori u vezama čaura svornja sa "H/a" reduciraju na "H/e (f)". Ovim je eliminisan prvobitni nedostatak, ali se zbog drastično smanjenih zazora smanjio i koeficijent korisnog dejstva kočnog polužja, i to znatno (čak ispod 0,75!), pa se nisu mogle postići propisane sile pritiska kočnih papuča na točkove. Da bi se ovaj nedostatak ublažio, smanjena je površinska hrapavost i povećan kvalitet tolerancija, ali to je imalo za posledicu osetnije poskupljenje proizvodnje. Sve u svemu, problem se pokazao vrlo delikatnim i nije bio baš rešen na potpuno zadovoljavajući način.

Što se sadašnje situacije tiče, potrebno je uvažavati Odredbe UIC 802-31 i 802-33 za tolerancije svornjaka i čaura i k tome i tačka 3.2 ERRI B 169 Rp 5.

UIC 802-31 predviđa za svornjake za železnička vozila tri vrednosti tolerancija: "a11", "c11" i "f8". Sigurno je sa stanovišta sprečavanje izlaska kočnih papuča izvan kruga kotrljanja točkova najpreporučljivija tolerancija "f8", ali uz računanje na već pomenute moguće posledice.

Preporuke izveštaja ERRI B169/Rp svode se na smanjenje širine umetka kočne papuče sa 85 na 80 mm i na smanjenje rastojanja sredina rukavaca trokute motke, i to:

– za po 2 x 5 mm kod postojećih kola,
– na 1510 mm kod novih kola.

Međutim, ERRI B169/Rp se ne upušta u razmatranje posledica povećanja pritiska zbog smanjenja površine umetaka kočnih papuča.

Standardizacija monoblok točka kočenog papučama

Među bitne rezultate istraživačkog rada ERRI B169 spada i saznanje da postojeći monoblok točak definisan u UIC 515 daleko od toga da predstavlja idealno rešenje za kola koja se koče papučama. Otuda su u svesci Rp 4 izveštaja ERRI B169 izložene podloge za donošenje jednog novog standarda za monoblok točkove kočene papučama. Taj točak bi se prvenstveno po obliku, a naročito po obliku ploče točka razlikovao od već "klasičnog" monoblok točka prema UIC 515. Novi oblik točka trebalo bi da doprinese redukciji neprezanja pri kočenju, manjoj podložnosti deformacijama i smanjenju mase (za cca 50 kg).

Iz sadašnje perspektive posmatrano, nije moguće predvideti kada bi ova veoma korisna preporuka ERRI mogla prerasti u standard UIC. Ovo se čini još neizvesnijim kada se ima u vidu ono što je istaknuto u samom uvodnom delu izveštaja ERRI B169/Rp 4. Naime, inicijativu za donošenje ovog standarda pokrenule su zemlje istočne Evrope, budući da imaju veliki broj kola sa kočnim papučama. S druge strane, na donošenje odluka u vezi sa novim standardima UIC, veći uticaj imaju železničke uprave zemalja zapadne Evrope.

U kontekstu izloženog, smatram da apsolutno ima razloga i motiva obaviti analizu potrebe za donošenje sopstvenog, domaćeg standarda (JUS ili JŽS) za monoblok točak kočen papučama, na bazi B 169/Rp 4.

U kakvom se zaparloženom stanju nalaze deo JUS-a rezervisan za železničku tehniku i JŽS u celini, isticano je na više eminentnih skupova, poslednji put oktobra 1995. godine, na savetovanju "Svet u pokretu", u organizaciji Saveznog zavoda za standardizaciju. Otuda bi izrada i objavljivanje jednog novog veoma korisnog domaćeg standarda, predstavljali doprinos popravljanju situacije u ovoj oblasti.

LITERATURA

– ORE B 79/Rp 10
– ERRI B 169
– UIC 812-3
– Materijal ZJŽ, J. Šarić dipl. inž., br. 32/27-96, od aprila 1996.

Analiza ponašanja obručeva točkova u eksploataciji

Boban RISTIĆ, dipl.inž.maš., "Sekcija ZOVS" – Niš

Uvod

Jedan od osnovnih ciljeva u održavanju voznih sredstava su ostvarivanje eksploatacionog kvaliteta i smanjenja troškova održavanja. Na postizanje smanjenja troškova održavanja utiče eksploatacioni vek obručeva točkova.

Do sada se ovoj oblasti o procesu održavanja posvećivalo vrlo malo pažnje, kako u pogledu analiza stanja eksploatacionih karakteristika kvaliteta obručeva točkova koje je eksploatisalo ŽTP Beograd, tako u pogledu smanjenja troškova održavanja povećanjem pretrčanih kilometara obručeva točkova.

Radi ostvarivanja eksploatacionog kvaliteta i produženja roka zamene obručeva točkova, ovaj rad obuhvata:

- istraživanje osnovnih uzroka habanja obručeva točkova na elektrolokomotivama koji su uzeti u obzir prilikom analize;
- analizu eksploatacionih karakteristika obručeva točkova ugrađenih na elektrolokomotivama serije 461 i 441.

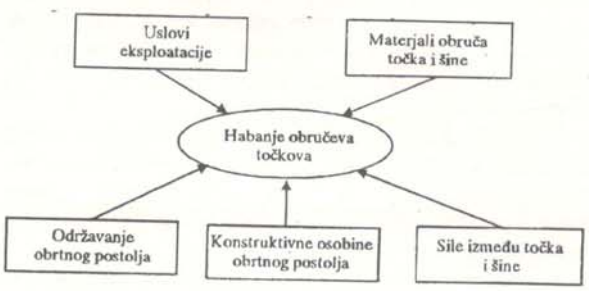
1. Istraživanja uzroka habanja obručeva točkova kod elektrolokomotiva serija 461 i 441

Specifični profili točkova železničkih vozila i šina predstavlja osobenost železničkog saobraćaja.

Uloga profila točka je da omogući kretanje točkova po šinama, kao i da obezbedi neispadanje železničkog vozila iz šina.

Da bi se povećao eksploatacioni vek točkova, bezbednost saobraćaja, kao i brzina vožnje, neophodno je sagledati faktore koji utiču na potrošnju točkova.

Glavni činioci koji utiču na habanje točkova predstavljeni su na slici 1.



1.1. Uticaj uslova eksploatacije

Jedan od najuticajnijih faktora koji utiču na habanje obručeva točkova, odnosno eksploatacioni vek, jesu uslovi eksploatacije koji se mogu razmatrati kroz sledeće uticaje:

- režim kočenja
- klimatski uslovi
- stanje pruga
- nagib pruge
- osovinsko opterećenje

Režim kočenja je karakterističan za povećanje habanja obruča točkova, od velikog uticaja je na relacijama sa dugim padovima, koji zahtevaju vremenski dugo kočenje (pruga Beograd – Bar).

Ovakvo kočenje dovodi do povećanja tangencijalnih sila između obruča točka i šine, što u slučaju pravilnog naleganja kočionog umetka prouzrokuje samo povećanja habanja gazne površine.

Ovaj faktor nema uticaja na povećanje habanja venaca obručeva točkova, koji su osnovni uzrok upućivanja na obradu.

Dugo kočenje je uzrok pojave zagrevanja obručeva točkova, a pojava povećanog zagrevanja, naročito kod obručeva točkova sa manjim debljinama obruča točka,

prouzrokuje zaokretanje obručeva točkova u odnosu na telo točka. Zaokretanje obručeva točkova dovodi do deformacije u presovanom sklopu tela točka, sigurnosnog prstena i obruča točka, kao i do zaokretanja izbacivanja osivine iz saobraćaja.

Na osnovu prethodnog može se zaključiti da režim vremenski dugog kočenja utiče na smanjenje eksploatacionog veka obručeva točkova.

Klimatski uslovi ostvaruju uticaj na habanje preko koeficijenta trenja. Analizom habanja obručeva točkova uočljivo je povećanje habanja u periodu suvog i toplog vremena.

Prilikom analize vođeno je računa da budu obuhvaćeni obručevi točkova iz šarži čiji je period eksploatacije najmanje godinu dana.

Stanje pruga je jedan u današnjim uslovima od najbitnijih faktora koji intenzivira habanje obručeva točkova.

Uticajnost ovog faktora pokazuje poređenje pređenih kilometara obručeva točkova u eksploataciji do 1990. god. u odnosu na sadašnji period, gde je pređena kilometraža točkova od istog kvaliteta materijala i proizvođača veća i preko 20% pređenih kilometara.

Kao jedan od uticajnih faktora koji deluju na povećanje habanja obručeva točkova, neophodno je poreditи kvalitet materijala obručeva točkova koji su eksploatisani u istom periodu.

Nagib pruge je karakteristika za pruge sa oštrim krivinama koje su locirane u brdsko–planinskim predelima. Karakteristika je ovih pruga da intenziviraju habanje venaca obručeva točkova, što dovodi do bržeg postizanja granične mere debljine venca.

Intenzivnije habanje gazne površine je na prugama bez oštrih krivina, ravničarskim prugama. Analizom upućivanja obručeva točkova, ugrađenim na elektrolokomotivama serije 441, uočljivo je da habanje gazne površine nije uzrok obrada, već da je presudan faktor za upućivanje na obradu granična mera debljine venca obruča točka.

Na osnovu prethodnog izvodi se zaključak da za smanjenje eksploatacionog veka imaju najveći uticaj brdsko–planinske pruge sa oštrim krivinama (Beograd – Bar).

Osovinsko opterećenje je kod poređenja kvaliteta materijala obručeva točkova od uticaja, što pokazuje i analiza potrošnje obručeva točkova za isti kvalitet materijala obručeva točkova ugrađenih kod lokomotiva sa različitim osovinskim opterećenjem.

Uočljivo je da je kod lokomotiva sa većim osovinskim opterećenjem, lokomotiva serija 461, pređena kilometraža manja, odnosno intenzitet procesa habanja je brži.

Analiza kvaliteta obručeva točkova moguća je samo upoređenjem ponašanja obručeva točkova ugrađenih na lokomotivama iste serije.

1.2. Uticaj materijala obruča točka i šine

Materijali od kojih su napravljeni obruč točka i šina čini sistem koji je propisan granicama UIC i na taj način utvrđen je odnos habanja članica sistema.

Najuticajniji faktor koji utiče na odnos habanja u sistemu je tvrdoća materijala obruča točka i šine, a koja je direktno proporcionalna zateznoj čvrstoći materijala.

Prema propisima UIC za šinu je predviđen čelik kvaliteta 70 (UIC 860) zatezne čvrstoće 680 – 830 N/mm^2, dok je za materijal za izradu obručeva točkova predviđen kvalitet materijala B6T zatezne čvrstoće 920–1050 N/mm^2.

Na osnovu prethodnog može se zaključiti da je preporuka UIC za tvrdoću obručeva točkova i šine, da stoje u odnosu 1.2:1, odnosno da tvrdoća obruča točka bude veća u odnosu na šinu, što bi trebalo da ostvari habanje sa najboljim rezultatima.

Remećenje ovog odnosa dolazi prilikom korišćenja tvrdih šina (kvaliteta 90), odnosno mekših obručeva točkova, čime se proces habanja obruča točkova intenzivira.

Šine kvaltieta 90, sa povećanim procentom ugljenika i mangana, koriste se u oštrim krivinama, a smanjenje tvrdoće obručeva točkova potiče zbog prokaljivosti materijala, odnosno smanjenja tvrdoće po poprečnom preseku, što su osnovni uzroci intenziviranja habanja obručeva točkova.

1.3. Uticaj konstruktivnih osobina obrtnog postolja na habanje obručeva točkova

Konstruktivne osobine obrtnih postolja ugrađenih na lokomotivama serije 461 i 441 treba prvenstveno da obezbede stabilan hod i mirnoću hoda pri svim predviđenim brzinama kretanja lokomotiva.

Kako su uslovi eksploatacije na prugama JŽ takvi da su brzine kretanja lokomotiva ograničene naročito na deonicama ispod graničnih dozvoljenih brzina kretanja lokomotiva, na kojima je prisutno intenzivnije habanje obručeva točkova, primaran problem predstavljaju deonice sa oštrim krivinama.

Saobraćaj lokomotiva kroz krivinu uslovljava održavanje graničnih mera svih predvidljivih graničnih mera obrtnog postolja koji omogućavaju kretanje lokomotive u krivini. Neodržavanje konstruktivnih graničnih mera krutosti primarnog ogibljenja, paralelnosti osovina, aksijalnog zazora i graničnih mera dijagonalne motke intenzivira habanje obručeva točkova u krivini.

1.4. Uticaj održavanja lokomotiva

Kako na intenzivnost habanja obručeva točkova imaju ulogu ispravnost uređaja i granične mere točkova, obrtnog postolja i dijagonalne motke, potrebno ih je održavanjem lokomotive dovesti u ispravno stanje.

Na ravnomernost habanja i eksploatacioni vek obrtnih točkova bitnu ulogu imaju sledeći elementi:

Uređaj za podmazivanje ima presudan uticaj na smanjenje habanja, jer omogućava podmazivanje profila obruča točka i na taj način smanjuje trenje.

Analizom održavanja ovih uređaja na lokomotivama serije 461 i 441 uočljiva je njihova neispravnost na većem broju lokomotiva.

Ovaj problem treba da bude jedan od najprisutnijih u održavanju jer dovođenje uređaja za podmazivanje u ispravno stanje znatno bi se usporilo habanje obručeva

točkova, što bi prouzrokovalo povećanje pređenih kilometara obručeva točkova.

Razlika prečnika kruga kotrljanja točkova istog osovinskog sklopa, istog postolja i između točkova u dva postolja predviđena je propisima JŽ. Posledica nepoštovanja ovih graničnih mera dovodi do pojave nesimetričnog trošenja, odnosno intenzivnijeg habanja obruča točka sa manjim prečnikom kruga kotrljanja.

Neravnomernost opterećenja točkova utiče na neravnomernost habanja obručeva točkova na lokomotivama. Da bi se otklonio ovaj uzrok, potrebna je pravilna raspodela mase naročito kod lokomotiva serije 461.

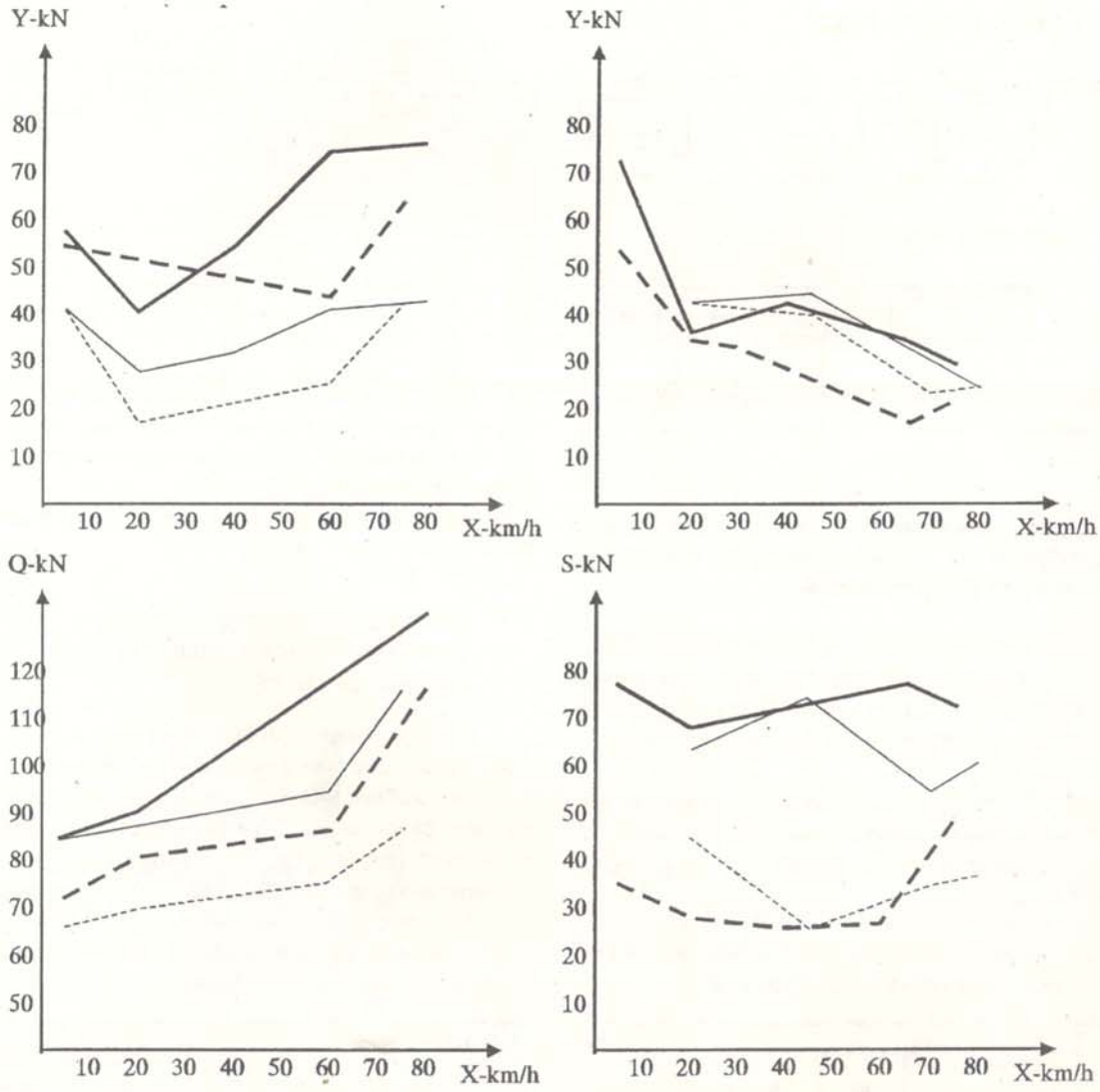
Neparalelnost osovina u obrtnom postolju uzrok je naletanja vodećeg točka na šinu pod većim uglom zaokretanja, što utiče na pojavu nesimetričnosti habanja, odnosno intenziviranja habanja na strani gde su točkovi bliži jedan drugom.

Dijagonalna motka na lokomotivi ima zadatak da smanji ugao naleta vodećeg točka u krivini. Neodržavanje graničnih mera zazora dijagonalne motke dovodi do pojave nesimetričnog habanja obručeva točkova.

Jedan od uzrok pojave nesimetričnosti habanja jeste odstupanje graničnih mera, što utiče bitno na smanjenje eksploatacionog veka obručeva točkova.

1.5. Uticaj sila između točka i šine

Konstrukcije obrtnih postolja lokomotiva serija 461 i 441 omogućavaju različite intenzitete sila koje se javljaju između točka i šine, a direktno intenziviraju habanje obručeva točkova.



Da bi razlika zbog rezultata analiza ponašanja obručeva točkova ugrađenih na lokomotivama serije 461

i 441 bila približnija neophodno je uporediti i sile koje se javljaju između točka i šine prilikom eksploatacije ovih lokomotiva.

Za prikaz vrednosti sila iskoristiću merenja obavljena 1981. god. na pruzi Beograd – Bar između Samara i Lastre, a objavljenih u listu "Železnica" br. 1 od 1988. god.

Na lokomotivama su merene sledeće sile:

- sila Y (maksimalna bočna sila između točka i spoljne šine, odnosno unutrašnje šine);
- sila Q (vertikalne sile);
- sila S (ukupna sila na kolosek)

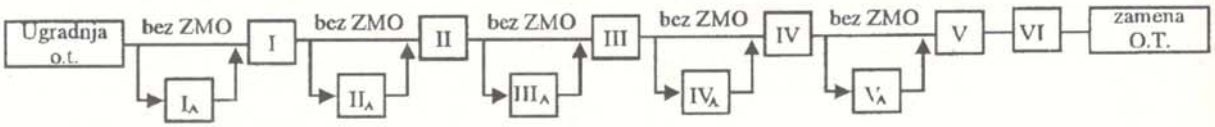
Sa grafika se može uočiti da su sile ispitivanje na lokomotivi serije 441 manje u odnosu na sile kod lokomotive serije 461 gde su izrazito loši rezultati, što nam pokazuje da ova serija lokomotiva na brdskim prugama uništava kolosek.

- pređeni kilometri
- karakteristike habanja obručeva točkova
- eksploatacioni uslovi
- kvalitet materijala točkova
- ispravnsot uređaja za podmazivanje
- održavanje karakterističnih graničnih mera obrtnog postolja, koje utiču na habanje obručeva točkova.

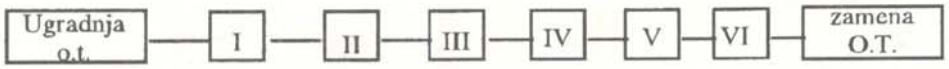
Poređenje dobijenih podataka urađeno je samo na osnovu analiza ponašanja obručeva točkova ugrađenih na istim serijama lokomotiva.

Radi boljeg sagledavanja ponašanja obručeva točkova u eksploataciji, kao i uočavanja karakteristika materijala po preseku, analiza je rađena po periodima eksploatacije koji su predstavljeni na sledećoj slici.

Lokomotive serije 461



Lokomotive serije 441



NAPOMENA: I, II, III, IV, V predstavljaju periode ispitivanja, odnosno redosled obrada obručeva točkova;

A – predstavlja produženje trčanja do obrade zbog zamene mesta osovina

VI – period posle poslednje obrade do zamene obručeva točkova novim

2. Analiza ponašanja obručeva točkova ugrađenih na lokomotivama serije 461 i 441 tokom eksploatacije

Analizom ponašanja obručeva točkova u eksploataciji analizirani su podaci o proveri mera i stanja obručeva točkova na osnovu izveštaja o periodičnim pregledima obruča točkova ugrađenih na lokomotivama serije 461 i 441.

Analizom ponašanja obručeva točkova proizvodnje Železare Nikšić obuhvaćene su šarže, kvaliteta materijala B6T, koje su u eksploataciji od 12.1993.god., sa dospelim podacima do 5.1996.god.

Prilikom analize usmeren je poseban akcenat na glavne činioce koji utiču na habanje i eksploatacioni vek obručeva točkova, od kojih su najvažniji sledeći:

2.1. Analiza ponašanja obručeva točkova ugrađenih na lokomotivama serije 461 tokom eksploatacije

Radi postizanja dužeg eksploatacionog veka obručeva točkova i utvrđivanja karakteristika materijala da habanje obručeva točkova bude najpovoljnije, analizirani su glavni činioci koji utiču na habanje obručeva točkova, karakteristike habanja, kao i činioci koji utiču na smanjenje pređenih kilometara obručeva točkova.

Na osnovu podataka o pređenim kilometrima urađena je prosečna kilometraža po periodima eksploatacija, koja je i data u sledećoj tabeli.

	Period eksploatacije												
	I_A	I	II_A	II	III_A	III	IV_A	IV	V_A	V	VI	Ukupno bez zmo	Ukupno
1	6	10	3	8	3	4	1	3	1	1	4	4	4
2	16957	30594	17051	27395	25230	16961	19381	24110	38137	14694	13302	85156	149855
1. Broj ispitivanih obručeva točkova ugrađenih na lokomotive po periodima													
2. Prosečna pređena kilometraža po periodima													

Analizom usmerenom na podatke o karakteristikama habanja obručeva točkova proizvodnje železare Nikšić, ugrađenih na lokomotivama serije 461, uočava se sledeće:

– Stanjenje debljine venca obruča točka, odnosno dostizanje granice dozvoljenog habanja je osnovni uzrok upućivanja obručeva točkova na obradu.

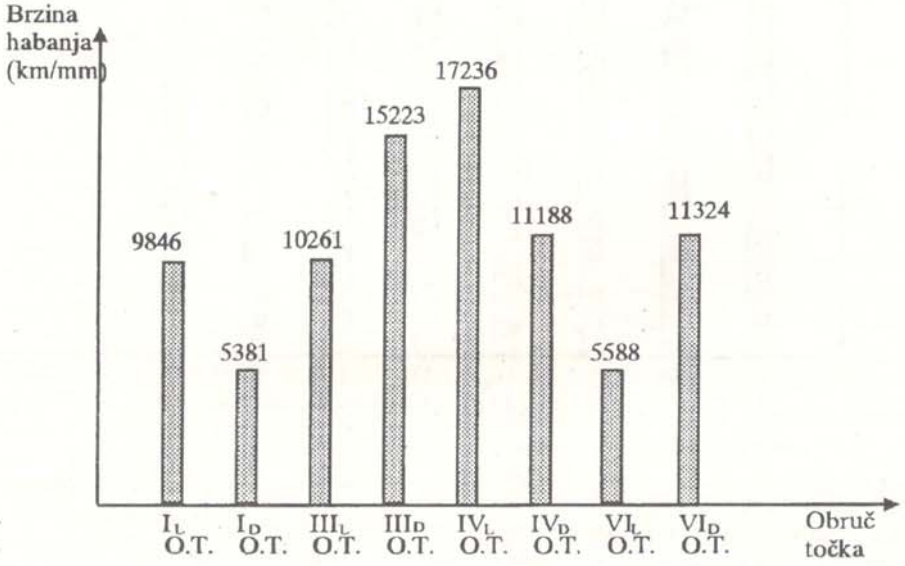
– Inenzivnije habanje venaca obručeva točkova na I i VI osovini, odnosno obručeva točkova na I osovini sa desne strane i VI osovini sa leve strane, bez obzira na smer kretanja lokomotive.

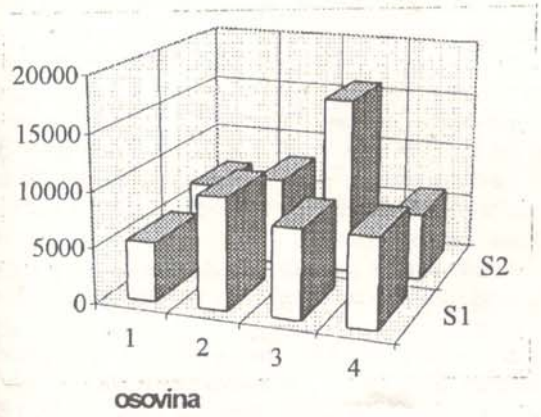
– Neravnomernost habanja venaca obručeva točkova na istoj osovini. Na sledećoj slici je predstavljena neravnomernost habanja venaca kod karakterističnih osovina izražena preko brzine habanja (pređenih kilometara za stanjenje 1 mm venca obruča točka).

– Intenzivnije unakrsno habanje venaca obručeva točkova u istom postolju, što se vidi na sledećem grafikonu, gde je neravnomernost habanja upoređivana preko brzine habanja.

2.2. Analiza ponašanja obručeva točkova ugrađenih na lokomotivama serije 441 tokom eksploatacije

Analiza ponašanja obuhvata samo obručeve točkova proizvodnje železare Nikšić, koji su prvi put ugrađeni na lokomotivi 441 – 011 sa kojima je puštena u saobraćaj 18.3.1994. god.





Na osnovu podataka o pređenim kilometrima urađena je prosečna kilometraža po periodima eksploatacije, koja je data u sledećoj tabeli.

Osnovni uzrok kratkog eksploatacionog veka predstavlja obrada obručeva točkova, jer iz tabele se vidi da je broj obrada kod obručeva točkova ugrađenih na lokomotivama serije 441 maksimalno tri. Povećanje eksploatisanog veka može se postići primenom standarda JŽS V1. 026 (ekonomične obrade profila) na strugovima za obradu bez razvezivanja osovina u "ZOVS" – Sombor i Pogon "25. maj" gde se u najvećem broju slučajeva obrađuju obručevi ugrađeni na lokomotivama serije 441.

	Period eksploatacije						
	I	II	III	IV	V	VI	Ukupno
Broj analiziranih lokomotiva	19	11	10			9	9
Prosečna kilometraža (km)	52979	46409	39967			19944	171994

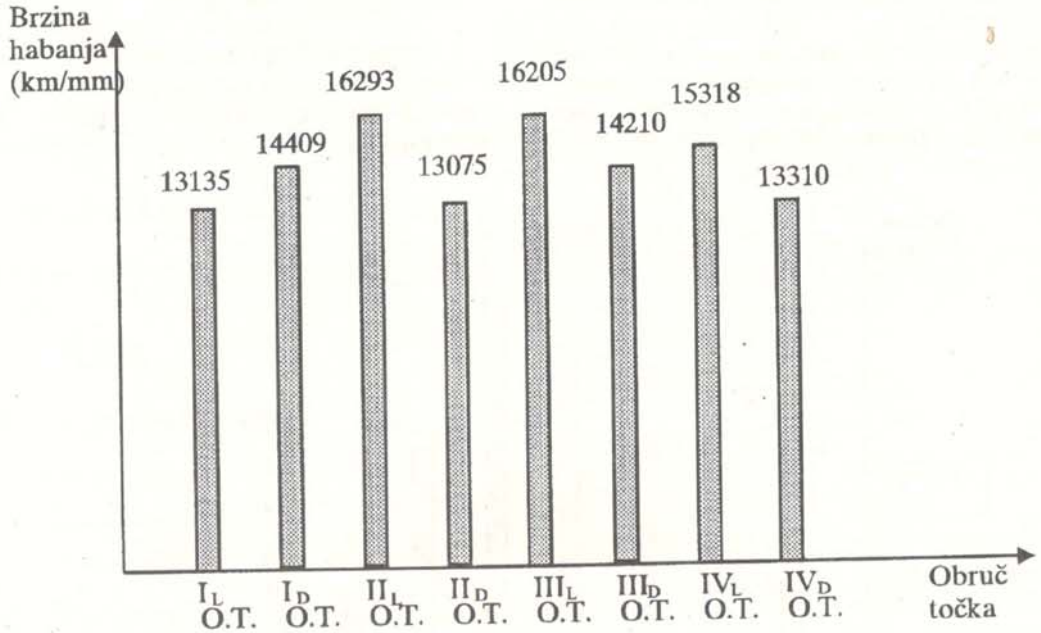
Analizom usmerenom na podatke o karakteristikama habanja obručeva točkova ugrađenim na lokomotivama serije 441 uočava se sledeće:

– Osnovni uzrok upućivanja obručeva točkova na obradu je dostizanje granične mere debljine venca.

Ravnomernost habanja obručeva točkova kako na istoj, tako i u istom postolju što pokazuje i sledeći grafik.

– Odstupanje tvrdoće jednog od obručeva točkova, ispod granice od 30 Brinela, ugrađenim na lokomotivi, intenzivira njegovo habanje i smanjuje eksploatacioni vek obručeva točkova, što se i pokazalo na više analiziranih lokomotiva.

– Izražena neravnomernost habanja po poprečnom preseku obruča točka ukazuje na potrebu poboljšanja termičke obrade (prokaljivosti materijala).



3. Zaključak

Na osnovu analize ponašanja obručeva točkova, imajući u vidu glavne činioce koji utiču na proces habanja, mogu se izvesti sledeći zaključci:

– Obručevi točkova Železare Nikšić nisu iskazali pojavu prskotina ni na jednom obruču točka koji je do sada ugrađen na elektrolokomotivama, što pokazuje da ne postoje inicijalne prskotine u osnovnom materijalu.

– Najveće pređene kilometre imali su obručevi točkova proizvodnje železare Nikšić iz šarža koje su isporučene sa žilavošću preko 20 J/mm i razlikom između proba ± 3 J/mm.

– Uzrok upućivanja obručeva točkova na obradu je dostizanje granične mere debljine venca, što nas usmerava na poboljšanje otpornosti kvaliteta materijala na dinamičke udare i trenje koje se povećava na prugama sa oštrim krivinama.

– Homogenost tvrdoće obručeva točkova ugrađenih na lokomotivama serije 441 uravnotežuje intenzitet habanja obručeva točkova i samim tim povećava eksploatacioni vek.

– Analiza ispravnosti uređaja za podmazivanje pokazala je da su uglavnom van funkcije, samim tim efekat smanjenja habanja podmazivanjem nije prisutan.

– Karakteristične pojave neravnomernosti habanja obručeva točkova na lokomotivi serije 461, ukazuju na potrebu istraživanja uzroka u konstruktivnim osobinama obrtnog postolja.

Dosadašnja analiza obručeva točkova proizvodnje Železare Nikšić pokazala je da je domaća industrija osvojila proizvodnju obručeva točkova gde su već i sadašnji rezultati pokazali zadovoljavajući kvalitet materijala, pri čemu je karakteristično poboljšanje eksploatacionih rezultata sa svakom novom proizvedenom šaržom obručeva točkova.

Izrade analiza ponašanja obručeva točkova u eksploataciji i drugih proizvođača, koji su sada u primeni kod ŽTP Beograd, i upoređenjem sa eksploatacionim rezultatima obručeva točkova proizvodnje Železare Nikšić, imaće se potpuni uvid kako u ponašanju obručeva točkova u eksploataciji, tako i u karakteristikama materijala koje će omogućiti najduži eksploatacioni vek obručeva točkova na našim prugama.

Snabdevanje putničkih kola eletričnom energijom

Uroš VUKOBRAT, dipl. ing. ŽTP Beograd
Dobrica JOVIČIĆ, dipl. ing. GOŠA Smed. Palanka

Snabdevanje putničkih kola električnom energijom za potrošače u kolima, dok je bila mala potrošnja, rešeno je generatorima istosmerne struje pogonjenim kardanskim ili remenskim prenosom.

Stalni zahtevi za veći konfor u prevozu putnika traže instaliranje sve više potrošača električne energije (klimatizacija, svetiljke za čitanje, grejači u kolima, usisivači itd.), a time je i veća potreba u električnoj energiji.

Potrebna električna energija za hlađenje kola (gde je grejanje visokim naponom) je oko 30 KW koja se dobija iz statičkih pretvarača ili agregata sa motorima sa unutrašnjim sagorevanjem.

Sve do uvođenja vazdušnog grejanja u putnička kola potrebe za električnom energijom podmirivali su generatori do 4,5 KW. Alternatori (generatori naizmenične struje) kod nas se prvi put ugrađuju na kola 1969. godine i prvih godina njihove eksploatacije bilo je dosta problema. Najveći problem je rešen ugradnjom elastične spojnice tip "Vukobrat" na vezi između reduktora i vagonske osovine. Reduktor (multiplikator) ima dva para zupčanika i prenosni odnos 1:9, a alternator počinje da daje struju pri brzinama od oko 27 km/h, a punu snagu pri brzinama od oko 50 km/h. Ovaj sklop reduktor – alternator konstruktivno je rešen da podnosi brzine do 160 km/h.

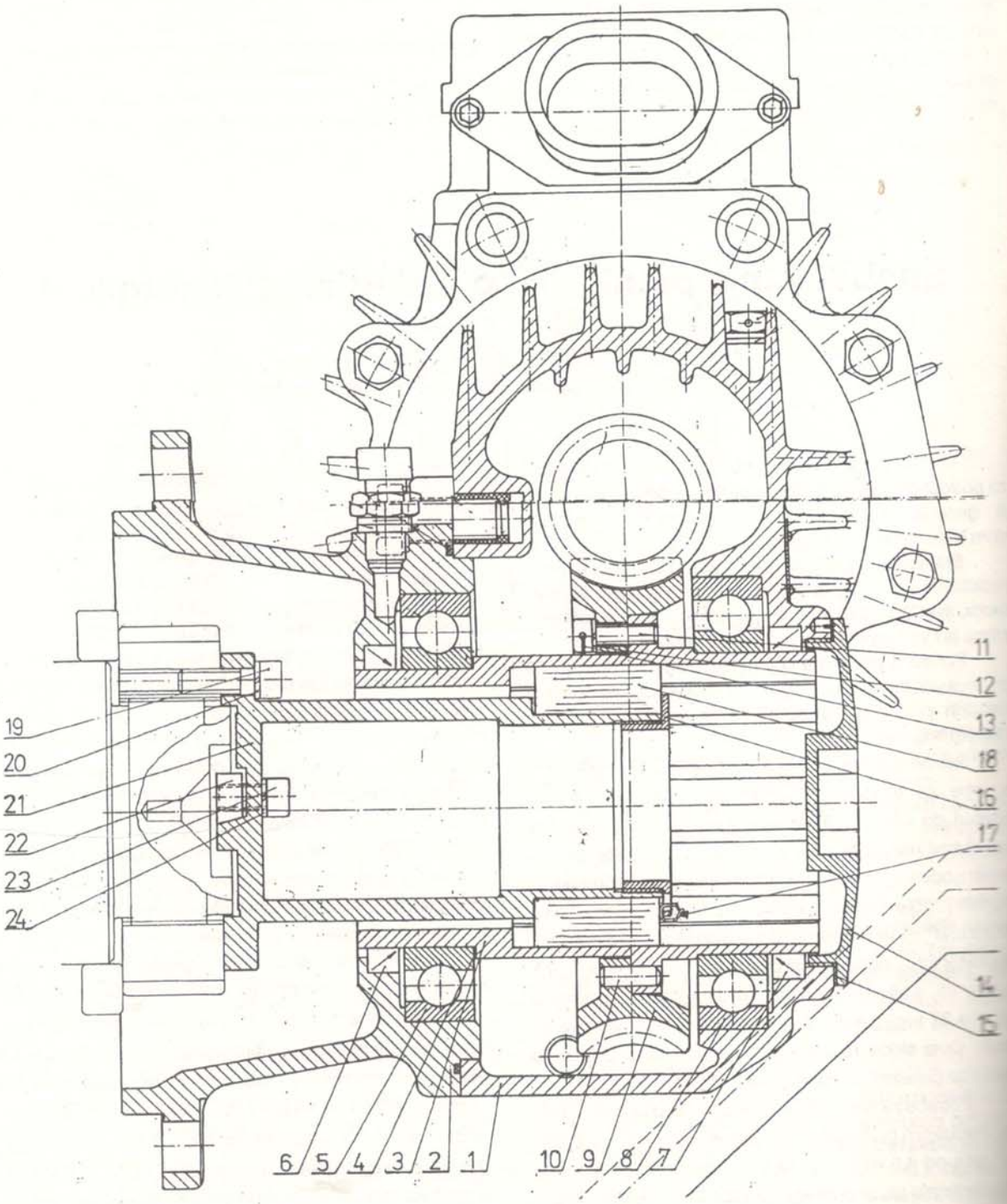
Potrebe za električnom energijom kod putničkih kola sa vazdušnim grejanjem, kod vagon restorana i bife kola su veće od 4,5 KW pa je taj problem savladan tandem alternatorima ukupne snage od 7,2 KW. Reduktori za tandem alternatore su sa pužnim parom i sa prenosnim odnosom 1:6,2 (svi do sada ugrađeni na kola JŽ su sa ovim prenosnim odnosom) i počinju da daju struju kod brzina od oko 27 km/h a punu snagu kod 70 km/h i mogu da podnesu brzine do 160 km/h.

Budući da su kod nas maksimalne dozvoljene brzine pruga (prema redu vožnje 1995/96 god.) sledeće:

do 40 km/h	130,7 km	ili 5,20%
41 do 60 km/h	568,2 km	ili 22,64%
61 do 80 km/h	778,8 km	ili 30,92%
81 do 100 km/h	911,0 km	ili 36,30%
preko 100 km/h	123,7 km	ili 4,93%

te da je tendencija daljeg pada brzina moraju uređeji za snabdevanje kola električnom energijom da istu daju kod nižih brzina. Sada je situacija takva da na oko 30% vožnje alternatori ne daju nikako struju, a tek negde na oko 50% vožnje daju punu snagu. Radi ovakve situacije baterije se u vožnji ne dopune, tako da je u domicilu neophodno punjenje ili zamena baterija, što je težak i komplikovan posao. Pošto je motoru ventilatora za grejanje ograničeno vreme rada sa strujom iz baterija, to je grejanje kola u ovakvoj situaciji ugroženo i u više slučajeva su kola hladna, iako ima struje u prolaznom vodu.

Na VI naučno-stručnom simpozijumu u Nišu, oktobra 1994 god. izneti su problemi sa putničkim kolima što su kola građena za brzine do 160 km/h, a saobraćaju na prugama gde je prosečna brzina oko 50 km/h. Poruke sa ovog simpozijuma su, budući da naše pruge neće biti osposobljene za veće brzine za narednih 50 godina, da se ulaže u istraživačko-razvojni rad kojim bi se vozila prilagodila stanju pruga. Pošto su sada uslovi eksploatacije kola u unutrašnjem i međunarodnom saobraćaju vrlo različiti, to se obavezno mora razdvojiti kolski park na kola za unutršnji i kola za međunarodni saobraćaj, kako bi se obezbedila veća ispravnost kolskog parka. U međuvremenu preduzete su neke od mera da se kola prilagode stanju pruga. Kolima koja se deklarišu za brzine do 120 km/h



Slika 1

smanjuje se snaga kočnice, skida se nepotrebna višenaponska oprema, "omekšavaju" obrtna postolja itd.

Za snabdevanje kola električnom energijom za brzine do 120 km/h fabrika "GOŠA" osvojila je reduktor za tandem alternatore sa prenosnim odnosom 1:8,75 koji počinje da daje struju kod brzine od oko 17 km/h, a punu snagu daje kod brzine od oko 45 km/h.

Na slici 1 prikazano je rešenje reduktora sa elastičnom spojnicom tipa "Vukobrat". Pogonsko vratilo 21, koje je ujedno i unutrašnji deo elastične spojnice, veže se pomoću klina 22 i zavrtnjeva 19 i 23 za čelo osovine. Na vratilo reduktora 3, koje je ujedno i spoljašnji deo elastične spojnice, vezano je zavrtnjevima pužno kolo 9. U žlebove unutrašnjeg i spoljašnjeg dela spojnice postavljeni su elastični valjkasti čepovi 18 čime se ostvaruje elastična veza između pogonskog vratila 21 i vratila reduktora 3.

Osvojeni reduktor, ne samo što rešava problem snabdevanja kola elktričnom energijom u našim uslovima eksploatacije, nego je u odnosu na staro rešenje jednostavniji i ima sledeće prednosti:

– elastična spojnica "Vukobrat" kod novog rešenja je i osigurač (staro rešenje samo elastična veza), što je pojednostavilo konstrukciju reduktora za oko 30%;

– omogućen je veliki pošetaj rukavca osovine u kućištu ležaja čime je otklonjena opasnost od otpadanja sklopa tandema sa kućišta, a data mogućnost primene rešenja povoljnijeg upisivanja postolja u krivinama;

– nema "slobodnih" delova prenosa (kod starog rešenja slobodni su spoljašnji deo elastične spojnice i pogonska osovinica-osigurač) koji svojim kretanjima izazivaju udare i oštećenja drugih delova;

– elastična spojnica je vrlo pristupačna, jednostavna je kontrola i zamena elastičnih čepova. Spojnica omogućava podešavanje broja čepova željenoj snazi prenosa, tako da je ona uvek osigurač i zaštita čitavog tandema, a elastični čepovi su jednostvne izvedbe i jeftini.

Ispitivanje – motorizovanje uređaja za snabdevanje kola električnom energijom u mestu jednostavno se ostvaruje na sledeći način:

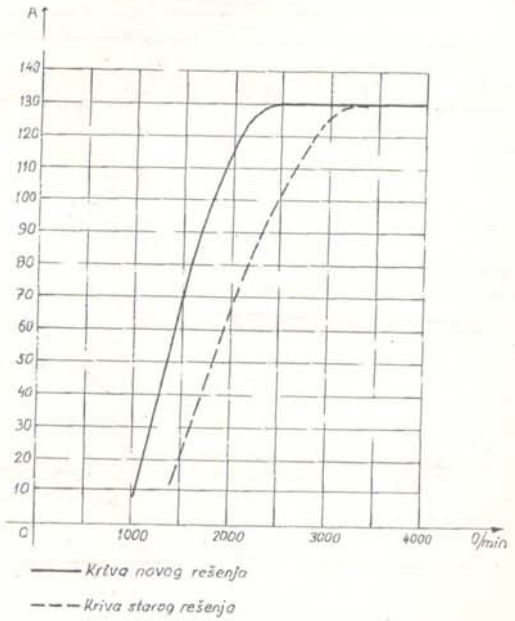
između vratila reduktora 3 i vratila naprave za motorizovanje postavljaju se elastični čepovi u prostor ispred pogonskog vratila 21. Kod motorizovanja na reduktoru nisu montirani zatvarač 14, zadržač čepova 16 i elastični čepovi 18.

Tipsko ispitivanje reduktora sprovodi se prema programu tipskih ispitivanja koje je overila od strane ZJŽ i uz prisustvo komisije ZJŽ formirane za praćenje i razvoj ovog proizvoda.

Rezultati ispitivanja dati su u tabeli 1, a uporedni pregled tih rezultata sa rezultatima starog rešenja u dijagramu 1.

Tabela 1–Merenje karakteristike I f(n)

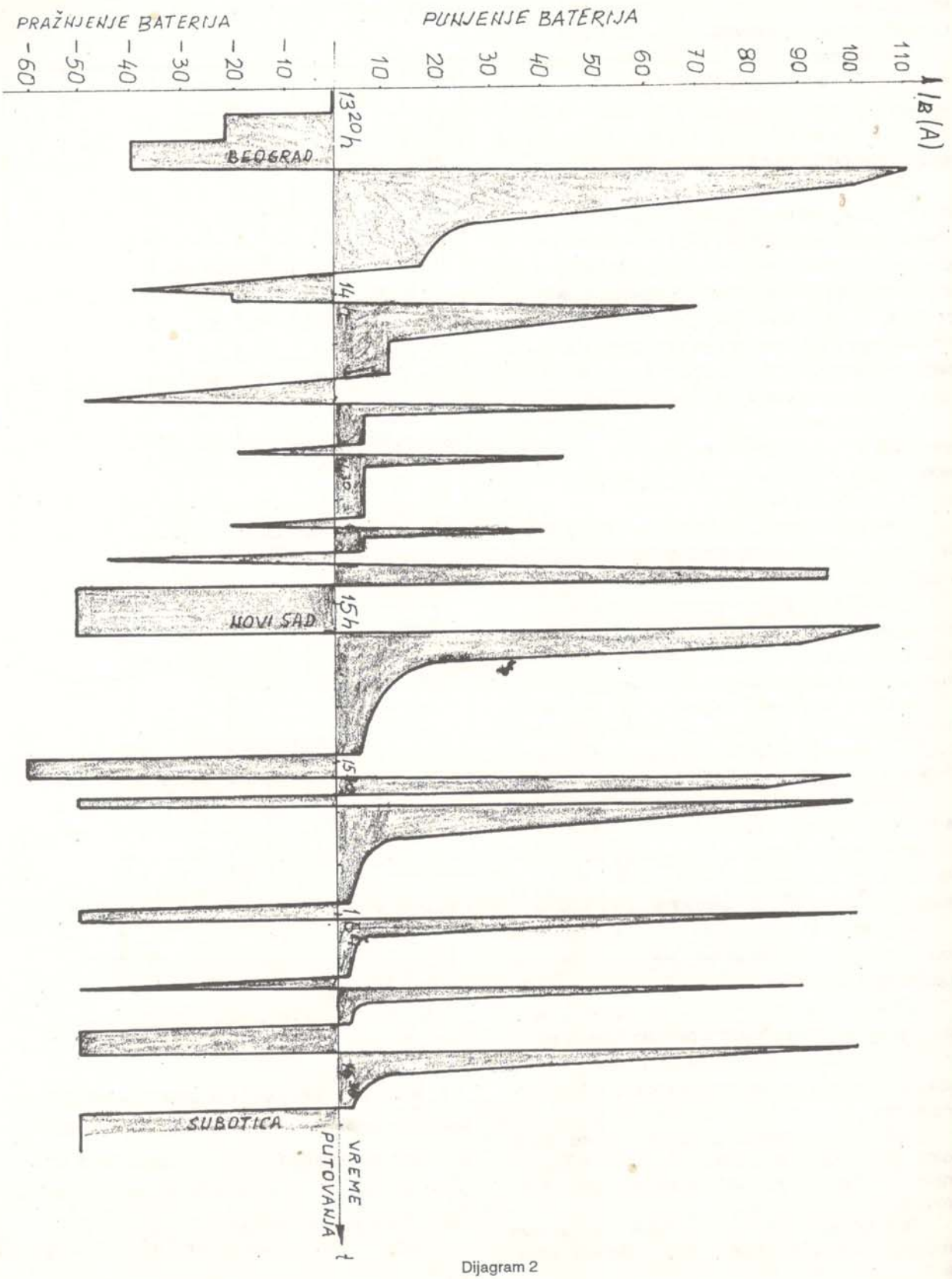
n (o/min) pogonskog vratila	U=24V I(A) G1	U=24V I(A) G2	U=28V I(A) G1	U=28V I(A) G2	t (min)	temperatura (°C)	temperatura kućišta reduktora (°C)
120	12	18	5	5	5	–	–
134	15	20	12	18	5	–	48
141	40	47	25	32	5	–	–
163	50	57	39	42	5	–	62
184	80	89	67	73	5	–	–
212	95	100	82	90	5	–	76
248	125	130	115	122	5	–	–
283	127	132	23	128	5	–	80
354	136	140	128	132	5	–	–
496	143	142	132	128	5	–	87
637	143	145	130	120	5	111	93



Dijagram 1

Ispitivanje u vožnji da bi se ustanovilo opterećenje alternatora, kao i vreme u toku koga se pune i prazne akumulatorske baterije obavljeno je na pruzi Beograd-Subotica. Pri tome je merena struja potrošača (Ip), struja baterija (Ib) i napon baterija (Ub).

Rezultati ovog ispitivanja prikazani su na dijagramu 2.


PRAŽNJENJE BATERIJA
PUNJENJE BATERIJA
-60
-50
-40
-30
-20
-10
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
110
I_B (A)
13 20 h
BEOGRAD
14 h
15 h
NOVI SAD
15 h
SUBOTICA
VREME PUTOVANJA
t

Dijagram 2

Na osnovu ovih merenja utvrđeno je da već kod malih brzina alternatori podmiruju celokupnu potrošnju struje, a da od ukupnog vremena vožnje koje je bilo 180 minuta, 50 minuta je bilo snabdevanje iz baterija (uglavnom vreme stajanja u stanicama), a 130 minuta kada su alternatori napajali sve potrošače.

Reduktor u eksploataciji daje dobre rezultate i u završnoj su fazi i eksploataciona ispitivanja. Masovnija primena ovog reduktora rešiće mnoge probleme u održavanju i eksploataciji putničkih kola i smanjiti troškove u eksploataciji. Zamena elastičnih čepova kod starog rešenja zahteva najmanje dva radna sata, a kod novog oko 15 minuta. Zamena baterija zahteva minimum tri radna sata i obavlja se u vrlo teškim uslovima (na peronu ili na ranžirnim kolosecima). Punjenje baterija u radionici traje šest sati.

Najveća ušteda je što neće biti otpadanja i gubljenja sklopova tandema (jedan sklop košta oko 60 000 dinara) zbog udaranja spoljašnjeg dela spojnice u medjukućište reduktora i što nema pogonske osovinice kao osigurača koja je skupa i komplikovana za izradu, a polomljeni delovi osovinice ponekad se teško odstranjuju.

Preduzimanje mera radi povećanja eksploatacionih mogućnosti obrtnih postolja putničkih kola

Dragoslav KARANJAC, dipl.inž., Stevan KOZLOVIĆ, dipl.inž.

Retrospektivni uvodni deo

Kako je već dobro znano, četvoroosovinska putnička kola JŽ su, uz neznatan broj izuzetaka koji nisu vredni pažnje, s obrtnim postoljima jednog od tri navedena tipa: "Görlitz (srednji), Wegmann ili MD-52. Sva ta kola proizvedena su u fabrici "Goša" u Smederevskoj Palanci.

Prva četvoroosovinska putnička kola čijem je osvajanju i proizvodnji pristupila "Goša", bila su tipa "X", ona su opremljena obrtnim postoljima tipa "Görlitz" (srednji), takođe, proizvedenim u "Goši". Ta proizvodnja odvijala se šezdesetih godina, ali je vremenom bivala sve očitije da obrtno postolje "Görlitz" (srednji) postaje prevaziđena konstrukcija koja u mnogim pogledima prestaje da zadovoljava tadašnje trednove u vagonogradnji. To se pre svega odnosilo na izrazito nemiran hod (koeficijent mirnoće hoda veći od maksimalno dozovoljenog $W_z \leq 3{,}25$), malu maksimalnu brzinu ($V_{maks.} = 120$ km/h), te razmak osovina veći od maksimalno dozvoljenog prema UIC. Ovde je potrebno napomenuti da je razmak osovina kod ovog obrtnog postolja 3.000 mm, dok je maksimalna vrednost prema UIC:2.600 mm. Sledeći teoriju dinamike obrtnih postolja, ovo bi se moglo označiti jednim od uzroka nemirnog hoda ovog tipa obrtnog postolja.

Istekom 1963. godine prestaje novogradnja kola tipa "X", JŽ usvajaju novi tip kola: "Y", koja se opremaju i novim tipom obrtnog postolja: Wjegmann, čija novogradnja u "Goši" započinje 1964. godine.

Obrtna postolja tipa Wegmann su sa razmakom osovina 2.500 mm i za maksimalnu brzinu od 160 km/h što je u skladu sa relevantnim odredbama UIC. Može se reći da su ona sasvim ispunila očekivanja u pogledu mirnoće hoda, ali ne i u pogledu nekih eksploatacionih performansi. Uz relativno komplikovanije održavanje, izuzetno nepovoljno obeležje je bio veoma kratak pretrčani put između dva reprofilisanja točkova. Naime, ova obrtna postolja bila su daleko od ispunjavanja zahteva iz tačke 2.7.3 UIC 515 : da između dva repofilisanja točkova, pretrčani put po prugama sa malo krivina bude minimum 350.000 km, a po prugama sa dosta krivina minimum 200.000 km. Koliko su obrtna postolja tipa Wegmann daleko od ispunjavanja odredbi UIC u ovom domenu, govori i to da nije redak slučaj da pretrčani put između dva reprofilisanja nije bio duži od 30.000 km, naročito kod zadnjeg reprofilisanja. Na komplikovanost ovog problema ukazuje i to da su tokom minulih decenija formirane brojne stručne komisije radi izučavanja ovog problema i predlaganja rešenja, nažalost, rezultata nije bilo. Sve ovo ide u prilog tvrdnjama nekih stručnjaka da je svojevremeni izbor ovog obrtnog postolja bio promašaj.

Sredinom osmadesetih godina JŽ se opredeljuju za najsavremeniji tip putničkih kola, shodno UIC 567 – 2: tip Z. Pošto je maksimalna brzina kola tipa Z1 200 km/h, neminovan je bio izbor novog tipa obrtnog postolja. U želji i težnji da se usvajanjem novog obrtnog postolja eliminišu glavni nedostaci prethodnog tipa Wegmann, izbor je pao na obrtno postolje tipa MD – 52. Ovo obrtno postolje ispunilo je očekivanja u pogledu jednostavnosti i lakoće održavanja (da se u ovom kontekstu pomene samo vrlo uspešno rešenje trodeonog kućišta osovinskog ležaja, što omogućuje brzu i laku zamenu osovinskih sklopova). Nažalost, očekivanja koja su se odnosila na dužinu pretrčanog puta između dva reprofilisanja točkova nisu uopšte ispunjena, jer je već početni eksploatacioni period pokazao da u ovom domenu nema praktično nikakvih poboljšanja u odnosu na prethodni tip obrtnog postolja Wegmann.

Ukratko o zaključcima analize svrsishodnosti i mogućnosti poboljšanja eksploatacionih mogućnosti obrtnih postolja

Iz ovoga što je izloženo u uvodnom delu vidi se da su putnička kola sa obrtnim postoljima Görlitz stara 33 i više godina, te se prema važećim normama smatraju 100% amortizovani, a to što su još uvek u eksploataciji, samo je posledica našeg stanja u putničkom voznom parku. U ovakvoj situaciji, svakako, da ne bi bilo racionalno preduzimanje bilo kakvih mera radi tehničkog poboljšanja obrtnih postolja tih kola, jer bi to iziskivalo znatna finansijska ulaganja koja ne bi imala ekonomsko opravdanje.

Što se obrtnih postolja tipa Wegmann i MD – 52 tiče, do određenih saznanja i zaključaka o uticaju nekih njihovih konstruktivnih karakteristika na ponašanje u eksploataciji, došlo se, nažalost, prekasno.

Na dužinu pretrčanog puta između dva reprofilisanja točkova, odnosno na intenzitet habanja venaca točkova, jedan od najdominantnijih uticaja ima mogućnost lakog postavljanja osovinskih sklopova u tzv. radijalan položaj, prilikom prolaska kola kroz krivine. Osovinski sklopovi će utoliko lakše zauzimati radijalan položaj ukoliko krutost njihovog podužnog vođenja (označena kao veličina C_x) i zakretni moment obrtnog postolja imaju nižu vrednost. Međutim, kod obrtnih postolja Wegmann i MD – 52 deklarisana vrednost iznosi cca 80 kN/mm, po točku i sa tolikom vrednošću krutosti podužnog vođenja mogla bi se svrstati u izrazito kruta obrtna postolja, koja su praktično predodređena na intenzivno habanje venaca točkova! Jedna analiza publikovana u stručnom radu objavljenom na simpozijumu železničkog mašinstva u Nišu, oktobra 1992. godine pokazala je da krutost podužnog vođenja tek u granicama 3,75 ÷ 6 kN/mm omogućuje zadovoljavajuće lako postavljanje osovinskih sklopova u radijalan položaj u krivini, odnosno da samo obrtna postolja kod kojih je veličina C_x u navedenim granicama mogu pretendovati da imaju tretman ne krutih, nego obrtnih postolja sa elastičnim vođenjem.

Elastično vođenje osovinskih sklopova kod obrtnih postolja, pored primarnog efekta (smanjenja habanja venaca točkova), donosi čitav niz drugih tehničko – eksploatacionih pogodnosti i pratećih efekata: poboljšanje mirnoće hoda, smanjenje buke koju obrtno postolje emituje u okolinu (vidu tačku 2.3 UIC 515), ublažavanje potresa u čitavoj konstrukciji obrtnog postolja, što produžava trajnost delova, manje habanje šina i gornjeg stroja pruge u celini...

Nakon svega što je izloženo, razumljivo je što su aktivnosti na preduzimanju mera radi povećanja eksploatacionih mogućnosti obrtnih postolja Wegmann i MD – 52 *bile usmerene ka omogućavanju što lakšeg postavljanja* osovinskih sklopova u radijalan položaj u krivini. Kod obrtnih postolja Wegmann određeno je i dopunsko težište aktivnosti i tehnološko unapređenje svih bitnih faktora koji utiču na kvalitet veze obrtno postolje – kolski sanduk radi poboljšanja statike i dinamike kola u celosti.

Mere preduzete kod obrtnih postolja Wegmann

Odluka za preduzimanje mera radi povećanja eksploatacionih mogućnosti obrtnih postolja ovoga tipa bila je, između ostalog, motivisana okolnošću da za brojna putnička kola sa obrtnim postoljima Wegmann predstoji, ili su već uzeta u veliku opravku (VO), tokom koje se, kao što je poznato, i pored radova na opravci, preduzimaju i modifikacije, a prema potrebama i tehničko – komercijalnim mogućnostima i rekonstrukcije.

Već je u prethodnom delu istaknuto da "ahilovu petu" konstruktivnog rešenja ovog obrtnog postolja predstavlja izrazito kruto vođenje osovinskih sklopova, te se samim tim to i namentulo kao težište ka kome treba usmeriti mere koje se preduzimaju.

Međutim, još u periodu osvajanja ovog tipa obrtnog postolja kod nas, koje se odvijalo pre više od tri decenije, na osnovu autentičnih tehničkih informacija koje su prikupljene sa više strana: od projektanata nemačke firme Wegmann koji su bili angažovani na razvoju ovog postolja, od stručnjaka DB koji su nadzirali i usmeravali ovaj razvoj i iz drugih autoritativnih izvora, došlo se do zaključka da kod obrtnih postolja tipa Wegmann ne postoje mogućnosti za preduzimanje racionalnih rekosntruktivnih zahvata radi smanjenja krutog vođenja osovinskih sklopova. U takvoj situaicji preostalo je da se postizanje željenih efekata postigne preduzimanjem mera na drugom, tehnološkom području, uz, kako je već rečeno, poboljšanje kvaliteta veze između kolskog sanduka i obrtnog postolja. Budući da je očuvanje pozitivnih performansi uslovljeno i postojanjem potpune i kvalitetne tehničke dokumenacije za održavanje, to je podrazumevalo inoviranje postojeće i pisanje nedostajuće tehničke dokumentacije za održavanje.

Prena već izloženom, proističe da su specifične okolnosti koje omeđuju problematiku ovog obrtnog postolja nalagale preduzimanje mera u sledećim domenima:

– radijalno postavljanje osovinskih sklopova u krivini,
– veza između obrtnog postolja i kolskog sanduka,
– tehnička dokumentacija za održavanje.

1. Mere radi omogućavanja radijalnog postavljanja osovinskih sklopova u krivini

1.1. Zakretni moment obrtnog postolja

Već je rečeno da će osovinski sklopovi u krivini zauzimati radijalan položaj utoliko lakše ukoliko je zakretni *moment obrtnog postolja manji i manja krutost njihovog* podužnog vođenja C_x.

Pošto se zbog nemogućnosti obavljanja bilo kakve rekonstrukcije ne može uticati na promene veličine C_x,

praktično su preostale mere za smanjenje zakretnog momenta. Ovde se treba podsetiti formule (koja važi za novogradnju) za zakretni momenat iz "Privremenog programa tipskih ispitivanja putničkih kola" ZJŽ, br. 32-4/82-5a:

$M = (0{,}03 \div 0{,}05)\ 2\ Q_0\ 2a$

gde je:

$2\ Q_0$ – sila po osovini

$2a$ – razmak osovinskih sklopova.

Polazeći od navedene formule, postojećeg razmaka osovina od 2.500 mm i neke prosečne sile po osovini kod putničkih kola sa obrtnim postoljima Wegmann, došlo se do optimalne vrednosti zakretnog momenta kod novih kola od:

$M \leq 16{,}5$ kNm

Tokom eksploatacije i proticajem vremena zakretni moment se postepeno povećava. Uzrok ovome su, pre svega prodiranje čestica nečistoće među klizne površine bočnih poklizника i prirodno starenje maziva kojim su premazane klizne površine. Prirodno je da se teži tome da to povećanje zakretnog momenta bude što manje, pa je tako propisana njegova maksimalna vrednost pri superkolaudaciji kola od:

$M \leq 18$ kNm.

Pošto zakretni moment neposredno zavisi i od koeficijenta trenja materijala bočnih poklizника, izračunato je da on ne bi smeo biti veći od određene vrednosti da bi zakretni moment bio u zahtevanim granicama, pa je tako i propisana maksimalna vrednost koeficijenta trenja materijala bočnih poklizника (teflona) od:

$\mu \leq 0{,}09$ (nepodmazano)

U tehničkim uslovima za velike opravke putničkih kola propisane su navedene vrednosti zakretnih momenata, a u programima ispitivanja nakon velike opravke i pri superkolaudaciji propisano je merenje zakretnih momenata i evidentiranje izmerenih vrednosti. U tehničkim uslovima je, takođe, istaknuto da komplet atestne dokumentacije kola mora sadržati i atest o izmerenoj vrednosti koeficijenta trenja.

1.2. Paralelnost osovinskih sklopova

Osovinski sklopovi obrtnih postolja na pravoj pruzi treba da su paralelni i normalni na podužnu osu obrtnog postolja. Ukoliko to nije slučaj, odnosno ukoliko su odstupanja do paralelnosti i normalnosti obrtnog postolja veća od dovzoljenih nastupiće pojava habanja venaca točkova i pri vožnji po pravoj pruzi, uz sve ostale prateće već ranije pobrojane, nepoželjne pojave: pogoršanje mirnoće hoda i dr. Sem toga, osovinski sklopovi koji nisu paralelni na pravom koloseku, teže će zauzimati radijalan položaj u krivini. Otuda je odlučeno da se u mernim listovima za kontrolu obrtnog postolja pod presom i pod kolima za osovinske sklopove propiše: *"odstupanje od paralelnosti i normalnosti na podužnu osu obrtnog postolja prema ISO R1101"*.

2. Mere radi poboljšanja kvaliteta veze između obrtnog postolja i kolskog sanduka

Već je nagovešteno da je preduzimanje ovih mera moguće u tehnološkom domenu i da njihovo sprovođenje treba, pre svega da doprinese:

– poboljšanju statike kola, odnosno ujednačava-nju sila pritisaka točkova (shodno odredbama JŽ Uputstva 265);

– poboljšanju ukupne dinamike kola, uključujući i poboljšanje karakteristika obrađenih u prethodnoj tački 1.

Ovde ne treba prećutati ni to da je većina navedenih mera, čije je preduzimanje postavljeno kao zadatak, inspirisano tehničkom dokumentacijom i već ustaljenim tehnološkim postupcima pri proizvodnji obrtnog postolja MD – 52 koje je savremenije i u svakom slučaju kvalitetnije. Dakle, u ovom području preduzimaju se sledeće mere:

2.1. propisivanje tolerancija paralelnosti aktivnih površina bočnih poklizника i površina oslonjanja centralnih svornjaka kod postolja kola, shodno odredbama ISO R1101;

2.2. propisivanje kod kolevke tolerancija upravnosti aktivnih površina bočnih kliznika na osu centralnog svornjaka, shodno odredbama ISO R1101;

2.3. propisivanje tolerancije rastojanja (merenog duž pravca ose centralnog svronjaka) aktivnih površina bočnih poklizника kolevke;

2.4. izrada konrolnog (mernog) lista sa definisanim momentom pritezanja gumirane spojne opruge i tolerancijama mera njene ugradnje;

2.5. proširivanje postojećeg kontrolnog (mernog) lista za obrtno postolje pod kolima, kontrolom momenta pritezanja svih odgovornih zavrtanja.

3. Mere koje se odnose na tehničku dokumentaciju za održavanje

Upoređivanjem tehničke dokumentacije kojom raspolažemo za održavanje ovog postolja, sa korespodentnom dokumentacijom koja se danas izrađuje tokom razvoja savremenih obrtnih postolja, može se zaključiti da je ova prva deficitarna. Otuda je i odlučeno da se postojeća dokumentacija dopuni još i sledećom:

3.1. Programom ispitivanja pri superkolaudaciji,

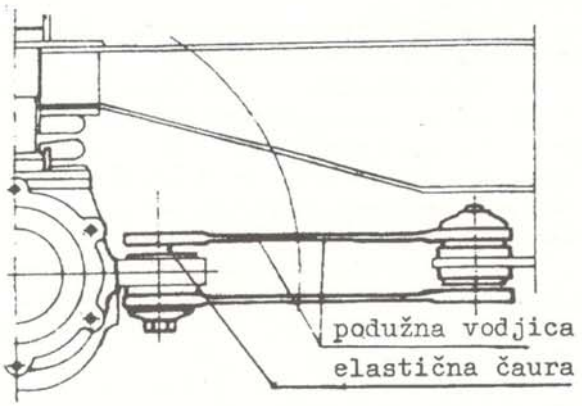
3.2. Programima ispitivanja nakon redovnih opravki (MO, SO i VO),

3.3. Uputstvima za kontrolne preglede.

Mere čije preduzimanje predstoji kod obrtnih postolja MD-2

Već je istaknuto da obrtno postolje MD – 52 spada u takozvana kruta postolja, pošto mu je veličina $C_x \approx 80$ kN/mm. Sem toga, prilikom preuzimanja licence od nemačke firme Waggon Union, za razvoj i proizvodnju ovog obrtnog postolja JŽ opredelila se za varijantu oslanjanja

kolskog sanduka preko bočnih poklizника, premda postoji i alternativno rešenje oslanjanja preko obrtne šolje, sa kojim se postiže toliko poželjni manji zakretni momenat obrtnog postolja. Pošto su već prve godine eksploatacije kola sa ovim obrtnim postoljima pokazala nezadovoljavajuće rezultate u pogledu pretrčanog puta između dva reprofilisanja točkova (svega 70.000 ÷ 80.000 km), firma WU isporučila JŽ jedan komplet elastičnih čaura sa krutošću od C_x=5,8 kN/mm.



Nakon ugranje ovih omekšanih elastičnih čaura kod jednog para obrtnih postolja obavljena je probna eksploatacija jednih kola opremljenih tim obrtnim postoljima i pretrčani put do reprofilisanja bio je 130.000 km. Pošto i taj rezultat nije u potpunosti zadovoljavao, u martu 1989. godine došlo je do sastanka stručnjaka firme WU, JŽ i "Goše" na kome je kompleksno razmatrana čitava problematika, doneti određeni zaključci i smernice za dalje aktivnosti. Ukratko, na tom sastanku je saopšteno, zaključeno i predloženo sledeće:

1. Krutost elastičnih čaura od 5,8 kN/mm još uvek je nedozvoljeno visoka, te ubuduće treba ugrađivati elastične čaure krutosti od 3,4 kN/mm.

2. Smanjenjem krutosti elastičnih čaura smanjuje se i maksimalna brzina obrtnog postolja. Pri krutosti od 3,4 kN/mm maksimalna brzina ne bi bila veća od 120 km/h. JŽ bi trebala naknadno da se odluče kod kog broja kola bi bile ugrađene meke elastične čaure, odnosno reducirana maksimalna brzina.

3. Pošto pored krutosti C_x na intenzitet habanja venaca točkova uticaj ima i veličina zakretnog momenta, a ovaj je manji kod varijante oslanjanja preko obrtne šolje, potrebno bi bilo da "Goša" izradi određeni broj prototipskih pari obrtnog postolja sa obrtnom šoljom, a u tom cilju je firma WU predala JŽ odgovarajući crtež.

4. Kako na intenzitet habanja venaca točkova veoma utiče i (ne)podmazivanje tih venaca, zaključeno je da bi bilo potrebno utvrditi udeo oba faktora: (ne)podmazivanja venaca i krutog vođenja, naročito zbog toga što se na JŽ venci točkova neuredno podmazuju.

5. Da bi se došlo do nedostajućih podataka neophodnih za donošenje zaključaka i daljih odluka, potrebno bi bilo testirati jedan ispitan (probni) voz koji bi bio sastavljen od kola sa obrtnim postoljima MD-52 sa varijantnim rešenjima, i to:

– kola sa elastičnim čaurama 3,4 kN/mm;

– kola sa postojećim elastičnim čaurama (80 kN/mm), uz podmazivanje venaca točkova;

– kola sa elastičnim čaurama (3,4kN/mm) i oslanjanjem preko obrtne šolje;

Vrednosti podužih krutosti /Cx/

po točku:

Cx = 80 kN/mm – kod postojećeg rešenja
Cx 5,8 kN/mm – kod sprovedenog omekšanog vođenja
Cx = 3,4 kN/mm – za perspektivna rešenja

– kola sa postojećim elastičnim čaurama (80 kN/mm) i oslanjanjem preko obrtne šolje.

Međutim, od planiranih aktivnosti, barem koliko je autorima ovog članka poznato, jedva da je bilo šta urađeno, tako da i preduzimanje mera radi povećanja eksploatacionih mogućnosti obrtnih postolja MD–52 tek čeka svoje vreme.

Zaključak

Zaključak se može svesti na poruku koja se odnosi na obrtna postolja tipa MD-52. Naime, pošto kolima opremljenim tim obrtnim postoljima kroz koju godinu predstoji velika opravka koja je prava prilika za modifikacije i rekonstrukcije, pitanje modifikacije (omekšavanja) vođenja osovinskih sklopova moralo bi se rešiti najkasnije do tog termina. Modifikacija (omekšavanje) vođenja osovinskih sklopova uslovljavala bi raspodelu na kola za domaći saobraćaj, za brzine do 120 km/h i međunarodni za brzine do 160 km/h.

LITERATURA

– UIC 515

– Privremeni program tipskih ispitivanja putničkih kola, ZJŽ, br. 32–4/82-5a

– Nerazjašnjene dileme vezane za izbor obrtnog postolja za nova putnička kola za velike brzine – tipa Z1 – Dragoslav Karanjac, dipl.inž. (ŽTP "Beograd", br. 2047/11.12.1991. god.)

– Granica između elastičnog i krutog vođenja osovina mr Goran Simić, dipl.inž. (časopis "Železnice", br. 11, 1992. godine)

C. TEHNO–EKONOMIJA I POSLOVNA INFORMATIKA

Tehničko-ekonomski aspekti modernizacije dizel-električnih lokomotiva G16 (JŽ 661)

Dr Prvoslav DESPOTOVIĆ, dipl. maš. inž.
Nikola TOJAGIĆ, dipl. maš. inž.

1. Uvod

Nabavkom dizel–električnih lokomotiva Electro–Motive Division of General–Motors Corporation (EMD–GMC) G16, serija JŽ 661, u periodu od 1961. do 1973. godine, započet je proces modernizacije vuče na JŽ, kasnije nastavljen elektrifikacijom magistralnih i drugih pruga. Danas ove lokomotive obavljaju vuču na sporednim i neelektrificiranim prugama, a koriste se i za tešku menevru i ispomoć na elektrificiranim prugama.

Mada su lokomotive G16 kroz proteklo razdoblje od preko 30 godina ispoljile sve svoje osobine u pogledu kvaliteta, pouzdanosti u eksploataciji, jednostavnosti rukovanja i održavanja, kao posledica nedostatka rezervnih delova i neredovnog održavanja ili sve izraženijih pojava zamora materijala u pojedinim sklopovima, sve su češći kvarovi ovih lokomotiva i njihove neplanske popravke. Kako će vremenom ovo biti sve izraženije, neodložne su i mere za njihovu obnovu i modernizaciju.

2. Osvrt na istorijat razvoja lokomotiva kod EMD–GMC

Opšte je prihvaćena činjenica da su dizel–električne lokomotive EMD–GMC, uključujući i lokomotivu tipa G16, vrhunskog kvaliteta, pouzdane u eksploataciji, jednostavne za rukovanje i održavanje. Ovakve osobine proizilaze ne samo iz opšteg koncepta njihove gradnje, već i verifikacije pojedinih agregata i sklopova kroz dugotrajni i rigorozni probni rad u najtežim eksploatacionim uslovima u SAD. Naime, praksa ovog proizvođača oduvek je bila da se bilo pojedini agregati i sklopovi ili lokomotiva u celini najpre fabrički, a zatim i u SAD na prugama pojedinih železničkih kompanija i u različitim klimatskim i eksploatacionim uslovima temeljno ispitaju i provere, pre nogo što se puste u izvoz. Drugi faktor koji je presudno doprineo njihovoj visokoj raspoloživosti i pouzdanosti je izvanredno organizovano servisiranje, počevši od obuke kadrova i tehničke dokumentacije potrebne kod održavanja, do snabdevanja standardizovanim rezervnim delovima i sklopovima. U pozadini svega ovoga stajala je masovna proizvodnja na bazi visoke unifikacije glavnih lokomotivskih agregata: dizel–motora, generatora i vučnih motora, kao i pomoćne opreme, iz koje je do danas izašlo preko 50 hiljada lokomotiva za potrebe vuče u SAD i oko 60 zemalja sveta.

Proizvodnja dizel–električnih lokomotiva kod EMD–GMC praćena je i stalnim razvojem novih generacija lokomotiva, kako kroz povećanje snage dizel–motora i razvoj novih tipova električnog prenosa, tako i poboljšanje ekonomičnosti i radnih performansi lokomotiva, olakšano rukovanje i održavanje.

Po svom konceptu i ugrađenoj opremi, lokomotive G16 pripadaju prvoj generaciji dizel–električnih lokomotiva, sa čijim je razvojem GMC počeo u posebno izgrađenoj fabrici za proizvodnju dizel–električnih lokomotiva EMD još 1935. godine. Na bazi vlastitog koncepta lokomotiva i njihovih glavnih agregata, dizel–motora tipa 567, glavnih generatora i vučnih motora istosmerne struje, i danas već klasičnog sistema za regulaciju i upravljanje, EMD je počevši četrdesetih godina, pa kroz narednih 20 godina proizveo oko 30 hiljada lokomotiva ove generacije za potrebe železničkih kompanija u SAD, a zatim i za izvoz.

Dvotaktni dizel–motori tipa 567 familije sa 8, 12 i 16 cilindara, prezentirani javnosti 1938. godine bili su bez prehranjivanja i razvijali su snagu, najpre 68 kW, a zatim vremenom 88kW po cilindru. Kako su ovi motori bili jedan od preteča u razvoju dvotaktnih dizel–motora za železničku vuču uopšte i kako je težište u njihovom razvoju bilo prvenstveno na robustnosti i jednostavnosti konstrukcije,

a ne ekonomočnosti (u SAD gorivo tih godina bilo je basnosnovno jeftino i cena mu je bila oko 1-2 centa po litru), motori 567 imali su za današnja shvatanja visoku specifičnu potrošnju goriva od 250 g/kWh.

Potreba za gradnjom snažnijih lokomotiva i smanjenja broja lokomotivskih jedinica u teškim kompozicijama kakve se vuku u SAD (u to vreme kompozicije su se vukle i sa 10-15 lokomotivskih jedinica), uslovila je 60-tih godina razvoj nove familije dizel–motora tipa 645 sa 8, 12, 16 i 20 cilindara, novih tipova generatora naizmenične stuje i novih tipova vučnih motora. Zadržavajući dvotaktni princip rada i većinu sklopova i delova i u ustim gabaritnim merama motora 567, motori tipa 645 imali su povećanu cilindarsku zapreminu. Zahvajujui ovome, kao i povećanju broja obrtaja, poboljšanju ispiranja i termodinamskog procesa u cilindrima, motori 645 razvijali su bez prehranjivanja snagu od 103 kW po cilindru, uz smanjenje specifične potrošnje goriva na 240 g/kWh. Mada je prehranjivanje posredstvom turbokompresora bilo primenjeno i na motorima tipa 567, do njihove masovne primene došlo je tek na motorima tipa 645. Prehranjivanjem motora cilindarska snaga povećana je na 154 kW, a specifična potrošnja goriva svedena na 215 g/kWh. Time je, uz sve prednosti koje imaju dvotaktni motori u pogledu jednostavnosti konstrukcije i ostvarivosti veće specifine snage i kod niže srednje brzine klipa u odnosu na četvorotaktne motore, a time i dužih vremenskih intervala između remonta (što su ovi motori kroz eksploataciju i dokazali), dostignuta specifična potrošnja goriva koju su imali tadašnji četvorotaktni dizel–motori.

Zahvaljujući opštem razvoju elektronike, pored zamene istosmernih generatora alternatorima (uz ispravljanje njihove struje potrebne za rad vučnih motora), u upravljačkim i regulacionim strujnim krugovima uvedeni su modulski blokovi i mnoge druge novine, što je omogućilo dalje pojednostavljenje rukovanja i održavanja.

Napomenimo da lokomotive serije JŽ 645, 663, 664 i 666 pripadaju ovoj generaciji lokomotiva.

Kao posledica energetske krize, 70-tih godina EMD ulazi u grčevitu borbu za poboljšanje ekonomičnosti rada svojih lokomotiva. Pored daljeg razvoja familije motora 645 u pravcu povećanja snage (kod nekih podtipova cilindarska snaga je povećana i na 177 kW), poboljšava se njegova ekonomičnost (poboljšanje termidinamskog ciklusa i ispiranja, primena novog tipa brizgaljki, poboljšanje efikasnosti turbokompresora, itd), i ekološki se poboljšava njegov rad kroz smanjenje emisije štetnih gasova motora. Po prvi put se u pogledu ekonomičnosti razmatra lokomotiva kao celina i poboljšava se ekonomičnost rada i drugih agregata na lokomotivi: električnog prenosa u celini, kompresora za vazduh, ventilatora za hlađenje vode motora, ventilatora vučnih motora, itd. Kroz primenu povoljnijih oblika, smanjuju se i aerodinamički gubici lokomotiva. Kako u eksploataciji lokomotive često rade na praznom hodu motora (prema espitivanjima u SAD, čak i u uslovima vuče teških vozova pod punom snagom i sa retkim zaustavljenjima, rad motora na praznom hodu čini 46% od ukupnog rada), broj obrtaja motora na praznom hodu je smanjen sa 315, na 250 odnosno 200 obrtaja u minutu. Uz sva ova poboljšanja smanjeni su ukupni gubici lokomotiva za cca 15-20% u odnosu na lokomotive prethodne generacije.

Kao zamena parnim generatorima za grejanje putničkih vozova, razvijaju se i generatori za električno grejanje i klimatizaciju.

Ovu generaciju lokomotva karakteriše i veoma značajno poboljšanje vučnih performansi i adhezionih svojstava lokomotiva primenom sistema "Super Serija", po kome se obrtni moment vučnih motora održava u području kontrolisanog proklizavanja, što je od posebnog značaja kod vuče teških vozova na polascima i većim usponima.

Sledeću generaciju lokomotiva razvijenu 80-tih godina karakteristiše primena nove familije dizel–motora 710, takođe, sa 8, 12, 16 i 20 cilindara. I kod ove familije motora zadržani su dvotaktni princip rada i gabaritne mere motora 567. Za razliku od motora tipa 645 kod kojih je povećanje cilindarske zapremine u odnosu na motore tipa 567 ostvareno povećanjem prečnika klipa, kod motora tipa 710 povećan je i njegov hod. Pored povećanja snage, motori tipa 710 imaju smanjenu emisiju štetnih gasova, kao i dalje smanjenje specifične potrošnje goriva. Cilindarska snaga ovih motora povećana je na 185-210 kW, a specifična potrošnja goriva svedena je ispod 200 g/kWh, što je na nivou potrošnje najsavremenijih četvorotaktnih dizel–motora.

Pored nove familije motora koji su omogućili gradnju snažnijih lokomotiva, razvijeni su i novi tipovi generatora i novi tipovi vučnih motora. Kod ove generacije lokomotiva dolazi i do primene radijalnih obrtnih postolja, mikroprocesora i kompjuterizacije regulacije, upravljanja i dijagnostike.

Konačno, krajem 80-tih godina, u saradnji sa Siemensom, dolazi do razvoja najnovije generacije lokomotiva sa generatorom naizmenične struje, invertorima i vučnim motorima naizmenične struje. Na ovim lokomotivama primenjene su i sve do danas dostupne inovacije u lokomotivskoj, elektronskoj i kompjuterskoj tehnici. Kao tipičan reprezentant lokomotiva ove generacije je lokomotiva SD70, koja se danas serijski proizvodi za potrebe železničkih kompanije u SAD i Kanadi.

Ovaj osvrt na razvoj lokomotiva kod EMD ima za cilj da pokaže da su u odnosu na prvu generaciju u koju spadaju i lokomotive G16, kroz razdoblje od pola veka razvijeni mnog tipovi lokomotiva i njihove opreme, koji imaju enormno poboljšanu ekonomičnost, olakšano rukovanje i održavanje. Ako se poređenja svedu samo na potrošnju goriva po jedinici korisnog rada i lokomotive posmatraju kao energetska celina, sa lokomotivama novijih generacija ili njihovom opremom uštede su moguće i do 40-50%, u odnosu na lokomotive generacije u koju spada i lokomotiva G16.

3. Osvrt na opravdanost modernizacije lokomotiva G16

Neosporno je da su lokomotive G16 (serija JŽ 661), kroz rad duži od 30 godina u potpunosti opravdale njihovu nabavku i da su se već davno amoritzovale. Međutim, vreme i razvoj lokomotivske tehnike čine svoje. Bez obzira na njihov vrhunski kvalitet, vremenom dolazi do sve većeg zamora materijala, vanrednih kvarova i neplanskih opravki. To se manifestuje najpre kod najopterećenijih sklopova i delova kao što su dizel–motori i vučni motori, i potpuno je izvesno da se vremenom krug uzročnika kvarova sve više širi po progresivnom rastu uzročnika i broja kvarova. Posledica ovoga su enormno veliki troškovi popravki, zastoji na pruzi, otkazivanje vozova itd. Ovo je utoliko izraženije ukoliko su uslovi eksploatacije teži i ukoliko su održavanje i remont neredovniji, posebno ako su praćeni improvizacijama i ugradnjom neadekvatnih rezervnih delova.

Održavanje i remont lokomotiva G16 biće sve skuplji i kao posledica sve težeg snabdevanja adekvatnim i originalnim rezernim delovima. Mada lokomotive G16 spadaju u najmasovniju generaciju lokomotiva bilo ikada proizvedenu u svetu, i tu vreme čini svoje. Broj lokomotiva ove generacije sa originalnom opremom koje se još uvek nalaze u eksploataciji rapidno se smanjuje i danas ima, bilo u SAD ili svetu, samo 10-15% ovakvih lokomotiva. Ostale lokomotive ili su kasirane, poglavito u SAD gde je radni vek lokomotiva racionalno i tehničko–ekonomski opravdano oko 20 godina, ili su mnoge lokomotive, uključujući i lokomotive u SAD, modernizovane sa dizel–motorima i drugom opremom mlađih genaracija. Smanjenjem broja lokomotiva sa originalnom opremom smanjuje se i potražnja rezervnih delova, pa su mnogi delovi zbog smanjene potražnje i proizvodnje ili sve skuplji, ili se više ne proizvode. Da bi se lokomotive održale i dalje u eksploataciji, sve češće su potrebne supstitucije delova i improvizacije koje postaju dodatni uzročnik kvarova i neplanskih popravki. Ako se troškovi održavanja svedu na jedinicu korisnog rada, procenjuje se da je održavanje originalnih lokomotiva iz generacije lokomotive G16 u poređenju sa lokomotivama iz mlađih generacija već skuplje 3 do 5 puta, sa tedencijom da se sa produženjem eksploatacije lokomotiva G16 sa originalnom opremom ovaj odnos sve više pogoršava. Drugim rečima, ako bi se uzeli u obzir ukupni troškovi eksploatacije i održavanja, proizilazi da bi se u pogoršanim uslovima u periodu od 10 do 12 godina kroz povećane troškove utrošio iznos jednak vrednosti nabavke novih lokomotiva.

Dodatnu stavku u ovim troškovima čini i dalje korišćenje generatora pare, bilo kroz neracionalnu potrošnju goriva i održavanje skupih uređaja na lokomotivama ili eksploataciju i održavanje stacionarnih sistema za pripremu i namirivanje vodom.

Postavlja se logično pitanje u kom pravcu treba sanirati postojeće stanje i predupredити dalji rast torškova eksploatacije lokomotiva G16. Ako se pođe od činjenice je da se iz ekonomskih razloga ne mogu sve pruge elektrificirati i da će mnoge sporedne pruge ostati neelektrifikacirane, ostaje i dalje potreba za dizel–vučom. Da je to ispravno pokazuje primer mnogih železnica koje su najdalje otišle u elektrifikaciji. Na primer: Švedska, Francuska, Nemačka, Engleska i druge zemlje još uvek imaju i do 50% svojih pruga koje nisu elektrificirane. Pored vuče na sporednim prugama i manevre, dizel–lokomotive moraju se držati u rezervi i na elektrificiranim prugama kao ispomoć u slučajevima otkazivanja električne vuče. Konačno, određeni broj autonomnih dizel–lokomotiva morao bi da bude raspoloživ i kao strateška rezerva.

Lokomotive G16 imaju mehanički deo (glavni ram, upravljačnica i oplata, obrtna postolja i dr.) koji uz adekvatne popravke može racionalno služiti niz godina. Postojeći vučni motori mogu se obnoviti i modificirati u motore novijih generacija (i kod vučnih motora vremenom je došlo do poboljšanja performansi i kvaliteta, tako da su od prvog motora tipa D7, nastali motori D17, D47, D77, D87 itd.).

Ako se želi racionalan i ekonomski opravdan pristup lokomotive G16 treba radikalno modernizovati sa potpunom zamenom dizel–motora, glavnog generatora i pomoćne opreme, uključujući sisteme za regulaciju i upravljanje. Mada bi se glavni generatori mogli modificirati slično vučnim motorima, zamena istosmernog generatora jednim od savremenih alternatora omogućava primenu i svih inovacija do kojih je došlo u sistemima za upravljanje i regulaciju. Na taj način bi se, uz ugradnju opreme čija je vrednost odk 50% vrednosti nove lokomotive, dobile savremene lokomotive sposobne za pouzdanu i ekonomičnu ekspoatociju na duži rok. Da je ovakav pristup opravdan, pokazuje primer ne samo pojedinih železničkih kompanija u SAD i Kanadi, već i železničkih uprava Španije, Egipta, Brazila, Argentine, Irana, Venecuele i drugih zemalja, koje su na sličan način već modernizovale svoje lokomotive ove generacije, pa čak i lokomotive mlađih generacija.

4. Osvrt na moguća rešenja modernizovanih lokomotiva G16

Ideja o modernizaciji lokomotiva G16 na JŽ nije nova i u formi tehničkih saopštenja na raznim savetovanjima u zemlji, člancima u stručnim časopisima i kroz elaborate pripremljene u ZJŽ, prisutna je više od deset godina. Primera radi, navodima "Pregled mogućih varijanti modernizacije lokomotiva serija 661", koji je uz obrazloženje sačinila radna grupa ZJŽ još 1991. godine.

Mada pomenuti pregled sadrži više varijanti i podvarijanti, bez i sa zamenom dizel–motora, iskustvo iz proteklih pet godina pokazuje da modernizaciju treba bazirati isključivo na potpunoj zameni dizel–motora sa motorima iz familije motora 645. Ako se prihvate razlozi koji su objašnjeni u tački 3 ovoga rada, i zameni i postojeći istosmerni generator sa alternatorom, modernizacija lokomotiva serije 661 mogla bi se svesti na dva osnovna tipa:

- lokomotivu univerzalne namene snage cca 1215 kW, sa rasporedom osovina A1A–A1A, nazivnim osovin-

skim opterećenjem 16 tona, maksimalne brzine 120 km/h, sa ugrađenim 12-cilindričnim dizel–motorom bez prehranjivanja 12-645E, vučnim alternatorom AR6, četiri modificirana vučna motora D77, alternatorom za grejanje i klimatizaciju D38 snage 375 kW, savremenim sistemom za upravljanje, regulaciju i dijagnostiku, jednom upravljačnicom i dužom visokom i kraćom niskom oplatom, sličnog izgleda kao lokomotive serije JŽ 645 ili 664, i

- lokomotivu univerzalne namene snage cca 1820 kW, sa rasporedom osovina Co–Co, nazivnim osovinskim opterećenjem 18 tona, maksimalne brzine 120 km/h, sa ugrađenim 12-cilindričnim turboprehranjivanim dizel–motorom 12-645E3, vučnim alternatorom AR6, šest modificiranih vučna motora D77, alternatorom za grejanje i klimatizaciju D38 snage 375 kW, savremenim sistemom za upravljanje, regulaciju i dijagnostiku, jednom upravljačnicom i dužom visokom i kraćom niskom oplatom, sličnog izgleda lokomotivama serije JŽ 645 ili 664.

Sa ova dva tipa lokomotiva, maksimalno međusobno unificirana, mogle bi se pokriti šire potrebe univerzalne vuče na sproednim prugama, pružiti potrebna ispomoć na elektrificiranim prugama i određeni broj lokomotiva imati u strateškoj rezervi.

Napominje se da bi se u slučaju potrebe u snažnijim lokomotivama, određeni broj lokomotiva mogao izvesti i sa 16-cilindričnim turboprehranjivanim dizel–motorom 16-645E3 snage 2.460 kW i vučnim alternatorom AR10, te u svemu ostalom kao kod prethodne lokomotive. Raspoloživi prostor na lokomotivi i mase opreme koja bi se ugradila dozvoljavaju ovakvo rešenje, te bi se u tom slučaju dobila lokomotiva slična lokomotivi serije JŽ 663, ali sa svim u međuvremenu inoviranim poboljšanjima u pogledu ekonomičnosti i primene novih sistema za regulaciju, upravljanje i dijagnostiku.

5. Zaključak

Modernizacijom postojećih dizel–električnih lokomotiva tipa G16 (serija JŽ 661), dobile bi se najsavremenije lokomotive sposobne na duži rok za univerzalnu vuču na sporednim prugama i ispomoć na elektrificiranim prugama u slučajevima imobilizacije električne vuče, kao i za strateške potrebe.

U sklopu razrade programa modernizacije lokomotiva 661, nužno je da se sagledaju i verifikuju stvarni obim i budući zadaci dizel–vuče na JŽ, kao i potreban broj dizel–lokomotiva i njihovi radni parametri. Kako radove na obnovi mehaničkog i električnog dela i ugradnji uvoznih komponenti treba obaviti u domaćoj industriji (MIN – Niš, Elektroremont – Subotica i drugi), to je potrebna uska saradnja između domaće industrije, JŽ i EMD. Na taj način obavile bi se ne samo potrebne pripreme, već i odredila dinamika i svi ostali tehničko–ekonomski aspekti modernizacije.

Eksploatacione karakteristike pruga i vozova za velike brzine u železničkom saobraćaju

Dr inž. Radisav VUKADINOVIĆ, profesor Više železničke škole Beograd

1. Uvodna razmatranja

Brza železnica predstavlja sredstvo za efikasno rešavanje složenih saobraćajnih problema između pojedinih država i regija u Evropi, kao i unutar pojedinih država i njihovih regiona i, na kraju, unutar i između pojedinih velikih gradova.

S povećanjem brzina saobraćaja vozova preko 160 km/h, a potom i preko 200 km/h, železnica postaje efikasno saobraćajno sredstvo, koje uz poboljšanje ostalih elemenata kvaliteta prevoza može biti veoma konkurentna, prvenstveno drumskom saobraćaju, kao i avionskom saobraćaju, na rastojanjima do oko 1000 km.

No, u vezi sa tim, potrebno je objasniti pojmove o višim i velikim brzinama.

Na današnjem nivou tehničkog razvoja železničkog saobraćaja u Evropi i svetu preovladava sledeće shvatanje o nivoima brzina saobraćaja vozova:

– da se brzine vozova ispod 120 km/h smatraju nižim brzinama saobraćaja;

– da se brzine vozova do 160 km/h smatraju povećanim brzinama saobraćaja;

– da se brzine vozova od 160 do 200 km/h smatraju višim brzinama saobraćaja;

– da se brzine vozova iznad 200 km/h smatraju velikim brzinama saobraćaja.

Velike brzine su postale sinonim pojma modernizacije železničkog saobraćaja, čija je realizacija uslovljena osposobljavanjem postojećih, odnosno izgradnjom novih pruga i vozila za velike brzine, a njihovo uvođenje u eksploataciju omogućava organizaciju saobraćaja vozova velikih brzina.

Poznata je činjenica da su za ulazak u 21. vek vodeće nacionalne železničke uprave Evrope, prvenstveno zemlje Evropske unije, postavile sebi generalni cilj da se međusobno povežu u jedinstvenu evropsku železničku mrežu za saobraćaj vozova velikih brzina između velikih evropskih gradova. Radi ostvarivanja tog cilja, potrebno je postići visok stepen kako tehničke harmonizacije, tako i harmonizacije eksploatacionih uslova i pokazatelja, kao što su:

– eksploatacione brzine,

– razmak između stanica za zaustavljanje vozova.

– zaustavni putevi i razmaci uzastopnog sleđenja vozova,

– sastav voznih kompozicija i drugo.

Evropska ekonomska komisija je, u saglasnosti sa Evropskom železničkom unijom (UIC) prema tzv. direktivnom planu UIC, utvrdila plan evropske železničke mreže magistralnih pravaca (mreže tzv. E – pruga) međunarodnog značaja, koja obuhvata oko 41000 km pruga, po kome njene postojeće pruge treba da se do 2000. godine osposobe za brzine saobraćaja od najmanje 160 – 200 km/h, po mogućstvu i više, a novoizgrađene pruge za brzine od najmanje 250 – 300 km/h, pa i više, koje će predstavljati tzv. evropsku mrežu "brzih pruga" osposobljenih za saobraćaj vozova velikih brzina.

Poznato je da JŽ planiraju izgradnju i adaptaciju pruga za velike brzine u našoj zemlji na relaciji: Subotica – Novi Sad – Beograd – Niš – Dimitrovgrad, čija dužina iznosi 507 km (pravac: E – 85).

Radi harmonizacije tehničko-tehnoloških uslova pri rekonstrukciji postojećih i izgradnji novih pruga, evropske zemlje su usvojile i potpisale tzv. Evropski železnički sporazum (AGC), čiji je značaj u tome što predviđa jedinstvene tehničke parametre koje treba da poštuju države potpisnice, među kojima je i naša zemlja.

Uvođenje u saobraćaj vozova velikih brzina zahteva sasvim novu savremenu koncepciju modernizacije železnica, počev od građenja i rekonstrukcije pruga i stanica, železničkih voznih sredstava i kompletnih vozova, kao i tehničkih sredstava za bezbednost i regulisanje, odnosno

upravljanje saobraćajem vozova, pa do novih profila kadrova za opsluživanje stanica i posedovanje vozova velikih brzina.

2. Osnovne karakteristike pruga za velike brzine

Za saobraćaj vozova velikih brzina potrebne su odgovarajuće pruge adekvatnih karakteristika koje moraju biti usklađene sa karakteristikama vozila za takve namene.

To znači da eksploatacione karakteristike vozova velikih brzina uslovljavaju sposobnost elemenata gornjeg i donjeg stroja pruge, skretnica, kontaktne mreže i ostalih pratećih elemenata infrastrukture, sa performansama koje obezbeđuju određene nivoe profila velikih brzina.

Pruge za saobraćaj vozova velikih brzina karakterišu savremeno izgrađeni koloseci povoljnih geometrijskih karakteristika i povećana tehnička sposobnost za velike brzine i nosivost, a uz to zahtevaju se oštrije tolerancije u pogledu njihove ispravnosti, te moraju biti primenjena sredstva, oprema i tehnika za njihovo mehanizovano održavanje, koji garantuju visok kvalitet održavanja i potpunu bezbednost kretanja vozova.

Današnji razvoj mreže železničkih pruga, u tehničkom smislu, ide u dva pravca:

- u pravcu rekonstrukcije i modernizacije u pogledu nivoa tehničke opremljenosti postojećih magistralnih pruga i
- u pravcu izgradnje novih pruga, bilo samo za putnički, ili za mešoviti (putnički i teretni) saobraćaj.

Osnovne tehničko-eksploatacione karakteristike, prema kojima se projektuje izgradnja i modernizacija pruga za velike brzine saobraćaja vozova, ogledaju se u sledećim parametrima:

1. Prema tipu koloseka, to su pruge normalnog koloseka standardizovane širine 1435 mm i odgovarajućeg slobodnog profila, odnosno gabarita vozila tipa UIC-GB kod postojećih pruga, koje se rekonstruišu i modernizuju.

Dosadašnja opsežna ispitivanja su pokazala da odstupanja od standardne širine koloseka u eksploataciji kod vozova velikih brzina merodavno utiču na trčanje železničkih vozila. Mirno trčanje vozila, odnosno vozova, obezbeđeno je ukoliko je širina koloseka što je moguće više konstantna i približno jednaka stadardizovanoj širini sa mogućim odstupanjima u dozvoljenim granicama tolerancije od najviše ± 2 mm.

2. Pruge ovog sistema po pravilu su dvokolosečne a mogu biti i višekolosečne na pojedinim deonicama sa specijalizovanom namenom koloseka, kod kojih je minimalan osovinski razmak koloseka od 4.0 do 4.2 m, a po potrebi i više.

3. Kolosek je klasične konstrukcije sa šinama tipa UIC – 60, ugrađenih u duge šinske trakove sa dilatacionim spravama, sa elastičnim pričvrsnim priborom, položene na armirano-betonske pragove sa tucaničkim zastorom od lomljenog kamena propisanih dimenzija i sa ugrađenim skretnicama odgovarajućeg tipa UIC, sa pokretnim srcem, koje omogućavaju saobraćaj vozova u skretanje brzinama i do 230 km/h.

4. Maksimalni uzdužni nagib nivelete iznosi 35‰ kod pruga samo za putnički, odnosno 12,5 ‰ kod pruga za mešoviti (putnički i teretni) saobraćaj, pri čemu se pruge sa merodavnim nagibima do 5 ‰ smatraju ravničarskim.

5. U pogledu nosivosti pruge pripadaju kategoriji D, koje su sposobne za dozvoljena opterećenja po dužnom metru od 80 kN/o kod pruga namenjenih za mešoviti saobraćaj, odnosno za osovinska opterećenja od 160 do 180 kN/o kod pruga samo za putnički saobraćaj.

6. Minimalni poluprečnici krivina u horizontalnoj ravni koloseka kreću se od 3000 – 7000 m, a kod poluprečnika vertikalnih krivina kod zaobljenja preloma nivelete koloseka kreću se 16000 – 40000 m.

7. Sposobnost pruga u pogledu najvećih dopuštenih brzina saobraćaja su njihova najvažnija karakteristika.

U pogledu projektovanih brzina saobraćaja na pruzi, razlikuju se sledeći brzinski razredi:

- do 160 km/h, predviđeno je kod rekonstrukcije, odnosno osposobljavanja postojećih pruga;
- 160 – 200 km/h, predviđeno je kod rekonstrukcije modernizovanja postojećih ili izgradnje novih pruga;
- 200 – 250 km/h, za novoizgrađene pruge za mešoviti saobraćaj;
- 250 – 300 km/h, i više, za novoizgrađene pruge samo za putnički saobraćaj.

Dopuštene eksploatacione brzine saobraćaja vozova iznose 0,9 Vpr (km/h) – od projektovanih brzina pruge.

Visokim tehničkim brzinama treba prilagoditi i ostale elemente trasiranja i geometrije koloseka, gde na prvom mestu treba imati u vidu kriterijume udobnosti i bezbednosti, kao i smanjenje nepovoljnih dinamičnih efekata pri vožnji voza.

8. Maksimalno nadvišenje spoljne šine u krivinama kreće se u granicama 65 – 150 mm, a maksimalni nedostatak nadvišenja može biti 40 – 120 mm najviše.

9. Maksimalno nekompenzovano bočno ubrzanje, u zavisnosti od brzine vožnje, poluprečnika i nadvišenja spoljne šine u krivini, kao i razmaka šina koloseka, sa stanovišta udobnosti vožnje može biti u granicama 0,25 – 0,85 m/s^2, a vertikalno ubrzanje 0,2 – 0,45 m/s^2.

10. Ukrštanje puteva u nivou pruga nije dopušteno.

11. Železničke stanice kojima se opslužuju vozovi velikih brzina moraju biti sa novim kapacitetom, moderne izgradnje i sa visokim nivoom tehničke opremljenosti.

Od osnovnih parametara stanica navodimo:

– da kolosečna postrojenja u stanicama moraju biti sa posebnim parametrima i rasporedu,

– da u njima moraju biti ugrađeni visoki peroni,

– da minimalna korisna dužina koloseka treba da iznosi 700 – 800 m i da takve stanice moraju biti opremljene savremenim sistemima signalno-sigurnosnih i teleko-

munikacionih uređaja za osiguranje saobraćaja i njegovo upravljanje.

Stanice na mreži moraju ostati iz komercijalnih i tehnoloških potreba odvijanja saobraćaja, odnosno da vozovi koji se kreću većom brzinom mogu da pretiču sporije.

U principu, na dvokolosečnoj pruzi treba na svakih 15 – 20 km obezbediti jednu stanicu za potrebe saobraćaja.

U uslovima velikih brzina vožnje, na svakih 20 – 30 km omogućiti preticanje dugačkih teretnih vozova.

To praktično znači da na pruzi moramo prema dužini preticajnih koloseka obezbediti dve vrste stanica koje će se naizmenično smenjivati:

– stanice sa korisnom dužinom preticajnih koloseka od oko 650 m u kojima će se preticati samo kratki vozovi sa relativno malom brzinom vožnje u lokalnom saobraćaju. Na korisnu dužinu od 650 m treba dodati put pretrčavanja od 100 m;

– stanice sa korisnim dužinama preticajnih koloseka od 750 m u kojima će se preticati dugački teretni vozovi sa većom brzinom vožnje u međunarodnom saobraćaju. Na korisnu dužinu od 750 m treba dodati i put pretrčavanja od 200 m.

U ovim uslovima će biti omogućen istovremeni ulazak jednog voza u stanicu i izlazak drugog voza iz stanice.

U zavisnosti od eksploatacionih zadataka stanicama odgovara adekvatan raspored kolosečnih postrojenja gde mogu postojati različite varijante.

Iznalaženje optimalnih vrednosti parametara pruga i stanica je veoma osetljiv posao, koji iziskuje detaljna istraživanja dotičnih železničkih uprava za svoje specifične uslove.

3. Osnovne karakteristike vozova velikih brzina

U sadašnjim uslovima tehničko-tehnološkog razvoja, eksploatacija vozova velikih brzina zasniva se na korišćenju odgovarajućih voznih sredstava, sposobnih za velike brzine, koja se kreću po klasičnom železničkom koloseku, sa vučom na principu adhezije, pri čemu se smatra da je za te uslove moguće dostići maksimalne brzine saobraćaja vozova do oko 500 km/h.

Treba napomenuti da se kod specijalnih vozova nekonvencijalnih železnica bez klasične vuče sa tzv. jednom šinom uz primenu vazdušnog jastuka i motora na principu magnetne levitacije eksperimentalno dokazano da su moguće brzine vozova 600 – 700 km/h, pa čak i do 900 km/h. Međutim, ovde će se razmatrati eksploatacione karakteristike vozova velikih brzina za klasične uslove eksploatacije železnica.

Na osnovu stečenih iskustava vodećih železnica u svetu (SNCF, DB, FS, Japan) prema odgovarajućim nivoima brzina razlikujemo sledeće brzinske kategorije vozova:

1) kategorija sporih vozova, obuhvata vozove u klasičnim uslovima eksploatacije sa nižim brzinama saobraćaja do 120 km/h;

2) ubrzani vozovi, pripadaju klasi bržih vozova sa povećanim brzinama saobraćaja 120 – 160 km/h u klasičnim uslovima eksploatacije;

3) brzi vozovi, sa povećanim brzinama saobraćaja 160 – 200 km/h, uključujući tu i teretne vozove sa brzinama od 120 km/h, odnosno 140 km/h, pa čak i 160 km/h;

4) vrlo brzi vozovi sa brzinama saobraćaja 250 – 300 km/h;

5) ultrabrzi vozovi sa brzinama većim od 300 km/h.

Saobraćaj ovih vozova omogućavaju adekvatna moderna vozna sredstva vrhunskog kvaliteta u pogledu konstrukcije, dinamičkih svojstava i komfornosti vožnje.

Konstruktivne i vozno-dinamičke karakteristike voznih sredstava kod vozova velikih brzina moraju biti međusobno usaglašene sa karakteristikama pruga za takve namene, kod kojih se moraju ispuniti osnovni eksploatacioni zahtevi:

– sposobnost za velike brzine kretanja 200 – 300 km/h i više, u zavisnosti od geometrije pruge i koloseka;

– da mirnoća hoda vozila obezbeđuje vrhunsku komfornost vožnje;

– da su vrednosti dozvoljenih bočnih ubrzanja, koja deluju na putnika pri vožnji, u ravni poda kola minimalna, u dopustivim fiziološkim granicama ugodne vožnje do najviše 0,8 m/s^2, koja nastaju zbog dejstva nekompenzovanih centrifugalnih sila pri vožnji kroz krivine;

– da je dozvoljeno bočno ubrzanje u ravni koloseka ispod gradnice 1,5 – 1,8 m/s^2;

– da je vrednost najviše dozvoljenih trzaja ispod vrednosti od 0,15 m/s^2;

– da imaju veliku kočionu sposobnost i efikasnost kočenja takvu da ne prelaze granicu ugodnosti vožnje sa dopustivim usporenjima 0,5 – 0,55 m/s2 za režim radnog kočenja, odnosno 0,7 m/s^2 za režim naglog kočenja;

– da je zagarantovana maksimalna bezbednost kretanja i da sigurnost od iskliznuća bude ispod kritičnih granica, koja proizilazi kao rezultat dejstva vertikalnih sila mase i sila bočnih pritisaka;

– da minimalno ugrožavaju prirodnu sredinu, odnosno ekološki sistem i, na kraju

– da su pouzdana u radu, pogodna za održavanje i sa niskim troškovima eksploatacije.

Železnička vozna sredstva za velike brzine u tehničko-eksploatacionom smislu predstavljaju potpuno novu generaciju železničkih vozila (lokomotiva, putničkih i teretnih kola) nove moderne koncepcije i savršenije konstrukcije, koju karakterišu veći pogonski i kočioni kapaciteti u uslovima velikih brzina sa visokim stepenom pouzdanosti i bezbednosti u saobraćaju. Za ostvarenje velikih brzina vozova potrebne su velike snage vučnih vozila (od 3000 – 12000 kW) sposobnih za brzine 200 – 300 km/h pa i više.

Tendencija razvoja i modernizacije vučnih sredstava obuhvata njihovo konstruktivno usavršavanje u smeru po-

većanja vučnih snaga, brzine i bezbednosti kretanja vozova, uz efikasno savlađivanje terenskih faktora (uspona i krivina) na pruzi, kao i iznalaženju mogućnosti razvoja "inteligencije" lokomotiva sa ugrađenim mikroprocesorima i sa modernim regulatorima brzina za programiranje različitih režima vuče i vožnje voza. Vučna vozila treba da su višesistemska radi kompatibilnosti vuče, za različite sisteme električnog napajanja (25 kV, 50 Hz; 15 kV, 16 2/3 Hz; 3 kV; 1,5 kV). U oblasti razvoja i modernizacije prevoznih sredstava prisutna je tendencija stalnog konstruktivnog usavršavanja putničkih i teretnih kola, koja se kreće u smeru povećanja nosivosti, brzine kretanja, bezbednosti, udobnosti putovanja, sigurnosti i vožnje i snižavanja troškova eksploatacije.

Vozna sredstva za eksploataciju na evropskoj mreži "brzih pruga" moraju biti međusobno kompatibilna, kako bi bilo omogućeno njihovo nesmetano kretanje preko svih zemalja u okviru evropskog železničkog sistema.

Osnovu za formiranje vozova sa velikim brzinama čine odgovarajuća vozna sredstva.

Za vozove u putničkom saobraćaju to su:

a) Motorni vozovi kompaktnog standardizovanog sastava sa dve vučne jedinice na krajevima voza i kolima vrhunskog komfora, savršene konstrukcije između njih. Uobičajen sastav takvih vozova je od dve vučne jedinice i šest kola između njih. Garniture motornih vozova se mogu i spajati međusobno radi postizanja većeg kapaciteta voza. To su već poznati tipovi elektromotornih vozova, kao što su francuski TGV vozovi kojih ima više generacija, nemački ICE vozovi ili italijanski ETR vozovi sposobni za brzine saobraćaja 250 – 300 km/h (uz napomenu da su dostignute maksimalne brzine od oko 500 km/h kod najnovije generacije TGV vozova).

b) Vozovi sastavljeni od klasičnih putničkih kola, najsavršenijih konstruktivnih rešenja i visokog komfora vožnje, sposobni za brzine od 200 km/h i više.

Usavršavanje i modernizacija kola usmerena je ka:

– ugradnji uređaja za naginjanje kolskog sanduka radi prilagođavanja vožnji u krivinama i smanjenju veličine bočnih ubrzanja;

– poboljšanju sistema vešanja;

– usavršavanju obrtnih postolja odgovarajućom opremom i osovinama sa radijalnim upravljanjem;

– ugradnji mikroprocesora za regulisanje unutrašnje mikroklime (temperatura, osvetljenje) i rada uređaja klimatizacije;

– poboljšanju komfornosti vožnje (mirnoća hoda, udobnost sedišta, prigušivanje šumova, buke i dr.);

– ugradnji uređaja za uspostavljanje telekomunikacionih veza za potrebe putnika i dr.

Za vozove velikih brzina u teretnom saobraćaju težište je usmereno ka gradnji teretnih kola savršenije konstrukcije, sposobnih za velike nosivosti i brzine od 160 km/h.

3.1. Osnovni parametri kod vozova velikih brzina

Vozove velikih brzina karakterišu određeni parametri, koji su važni za njihovu eksploataciju, od kojih su neki osnovni za određene tipove vozova poznatih u svetu, datih u tabeli 1.

Osnovne karakteristike u eksploataciji vozova velikih brzina sagledavaju se kroz sledeće osnovne parametre:

1. Sastav voza, predstavljen je konfiguracijom elektromotornih garnitura sa rasporedom motornih kola (M) i kola – prikolica (R) u njihovoj standardizovanoj kompoziciji kompaktne celine, kako je prikazano u tabeli 1. Pored broja vozila, važan je raspored vučnih pogona i osovinski raspored kod vozila u sastavu voza. Tako, na primer, nemački ICE voz uobičajenog sastava M+6P+M ima sledeću konfiguraciju osovinskog rasporeda:

Bo'Bo' + 2'2' + 4 (2'2') + 2'2' + Bo'Bo',

što pokazuje da se njegov vučni pogon sastoji od dvoja motornih kola ili francuski voz TGV – 2400, koji u svom sastavu ima ukupno 10 vozila, sledeće konfiguracije sastava i rasporeda osovina:

Bo'Bo + Bo'2' + 6 (2'2') + 2'Bo' + Bo'Bo'

što pokazuje da se njegov vučni pogon sastoji od ukupno 12 vučnih motora, od kojih su po četiri smeštena u dvoja motorna kola na krajevima voza, a po dva su smeštena u prvim od njih, obrtnim postoljima susednih prikolica, koje imaju po jedno pogonsko obrtno postolje, a drugo je nemotorno obrtno postolje.

2. Masa vozova je njihov osnovni parametar. Putnički vozovi velikih brzina su standardizovanih masa, koje se kreću u granicama 300 – 800 t, a može biti i veća, što zavisi od tipa i sastava voznih garnitura i njihovog broja u vozu. Tako, na primer, francuski voz TGV – Atlantiq od jedne stacionarne garniture ima masu od 450 t i dužinu od 238 m.

U teretnom saobraćaju velikih brzina predviđeni su tzv. laki teretni vozovi mase 800 – 1000 t, sa mogućnošću i do 1500 t kod određenih blok vozova (sa blok garniturama).

3. Dužina voza je u funkciji od broja kola i osovina, odnosno garnitura u sastavu voza, a kreću se 200 - 400 m kod kompozicija standardnog sastava. U sastavima vozova mogu biti spregnute po dve, a eventualno i tri kraće standardne kompozicije garnitura vozova koje rade u sinhronoj vezi.

4. Kapacitet vozne kompozicije se kreće 200 – 800 sedišta u zavisnosti od njenog sastava.

5. Brzine vozova kreću se:

– kod vozova sa klasičnom lokomotivskom vučom do 200 km/h, kao što je britanski voz IC – 225, sposoban za brzine od 225 km/h, koji se bazira na klasičnom sastavu, od električne lokomotive "ELECTRA" na čelu homogeno sastavljene kompozicije od klasičnih putničkih vagona aerodinamički oblikovanih, dok se

– kod vozova elektromotornih garnitura specijalne konstrukcije i homogenog sastava brzina kreće u granicama 200 – 300 km/h, pa i više.

PREGLED NEKIH OSNOVNIH TEHNIČKO-EKSPLOATACIONIH KARAKTERISTIKA VOZOVA VELIKIH BRZINA

Tabela 1

Vrsta i tip voza	Sastav voza	Dužina voza (m)	Maks. brz. Vmax (km/h)	Masa (t)	Kapacitet – broj sedišta	Trajna snaga (kW)	Maks. vuč. sila pri pok. (kN)
1. TGV-PSC	M+8P+M	200	270	416		6450	X
2. TGV-ATL	M+10P+M	238	300	490	485	8800	210
3. TGV-IN C	M+10P+M	238	300	413	376	8800	X
4. TGV-DN	M+8P+M	200	320	427	541	8800	X
5. TMST	M+18+M	X	300	760	794	12000	X
6. ICE DB	M+10P+M	360	300	605	520	7000	270
7. ICE 401	M+14P+M	410	280	880	787	9600	400
8. ICE 2.2.	M+P+M+2 P+M+P+M	200	330	480	200	8000	300
9- ETR 450 (Pendolino)	M-P-M-2P-M-2P-M-P-M	X	250	460	X	6250	XS
10. ETR-500	M+12P+M	327	300	650	670	8800	320
11. Ruski ER-200	P-12M-P	X	200	X	X	X	X
12. Španski AVE	M+8P+M	X	300	420	328	8800	X
13. RIO SPAOLO	M+8P+M	X	300	424	396	9000	X
14. ŠINKASEN -300	P-5M-4P-5M -P	365	270	710	X	12000	X

X – podatak nedostaje

Kod teretnih vozova homogenog sastava to su brzine 120 – 140 km/h, pa i do 160 km/h, a kod specijalnih poštanskih vozova kreću se i do 200 km/h.

6. Sistem kočenja i kočnica kod vozova velikih brzina sastoji se u primeni automatskih vazdušnih kočnica tipa RIC i R dopunjen još i primenom disk kočnica, elektropneumatskim, električnim reostatskim ili rekuperativnim, elektromagnetskim šinskim i električnim kočnicama sa vrtložnim strujama, čijim se zajedničkim sadejstvom obezbeđuje potrebna kočna snaga za brzo i efikasno kočenje vozova.

7. Procenat kočenja vozova velikih brzina mora biti obezbeđen sa preko 200 – 230%, što znači da stvarna kočna masa vozova mora biti za oko 2,5 puta veća od njihove stvarne mase.

8. Kod svih vozova moraju biti obezbeđene velike pogonske trajne snage, koje se kreću 3000 – 12000 kW, kao i velike vučne sile pri pokretanju, 200 – 400 kN. Takođe je za velike brzine potrebno ostvariti velike kočione snage pri funkcionisanju kočionih uređaja, takve da specifične snage kočenja iznose 26 kW/t za brzine od 200 km/h, dok za brzine od 300 km/h iznose oko 36 kW/t.

9. Tehničke sisteme za regulisanje i bezbednost saobraćaja vozova velikih brzina predstavljaju različiti sistemi signalno-sigurnosnih i telekomunikacionih uređaja (SS i TT) za osiguranje pruga i stanica, koji se moraju prilagoditi i zahtevima saobraćaja vozova velikih brzina, kod kojih se dužine zaustavnih puteva kreću 2000 – 7000 m u zavisnosti od brzinskih razreda.

Prihvaćeno je stanovište da za uslove saobraćaja za povećane brzine vozova do 160 km/h mogu zadovoljiti dosadašnji sistemi osiguranja sa automatskim pružnim blokom (APB) i klasičnim autostop uređajima (AS).

Za velike brzine u saobraćaju vozova (veće od 160 km/h) neophodno je uvođenje sistema osiguranja sa prenosom signala u kabinu mašinovođe (tzv. kabinska signalizacija) zbog otežane percepcije signala duž pruge. Pored ovog, klasičan sistem osiguranja (APB, AS) bi se zadržao i dalje na prugama velikih brzina tamo gde se na njima obavlja mešoviti saobraćaj.

Bezbednost saobraćaja vozova na prugama za velike brzine od 200 km/h i veće zahteva uvođenje još savršenijih sistema za regulisanje i upravljanje kretanjem vozova uvođenjem tzv. integralnih sistema upravljanja sa kontinualnom kontrolom stanja koloseka (od njegovog zauzeća, prepreka, smetnji, do utvrđivanja eventualnih naprsnuća i lomova šina), čime se osigurava bezbedan saobraćaj vozova.

4. Zaključak

Brze železnice predstavljaju efikasno i veoma konkurentno saobraćajno sredstvo budućnosti za uspešno rešavanje složenih saobraćajnih problema u Evropi i čita-

vom svetu na ulasku u 21. vek, vezanih za potrebe brzog prevoza ljudi i robe, na relacijama 1000 km i dužim, koje se mogu savladati u relativno kratkom vremenu od oko 3 – 4 sata.

To već omogućavaju vozovi velikih brzina na sadašnjem nivou od 250 do 300 km/h sa tendencijom daljeg usavršavanja i povećanja brzina, kojima se može postići potpuna prevozna efikasnost u pogledu: kratkih vremena putovanja, visokog komfora, velikog kapaciteta, brzog, urednog i jeftinog prevoza.

Eksploatacija vozova velikih brzina danas je postala realnost u vodećim zemljama evropskih železnica, kod kojih se uspešno primenjuje železnička tehnika i tehnologija francuskih TGV, nemačkih ICE i italijanskih ETR vozova.

I naša zemlja se u bliskoj budućnosti mora aktivnije uključiti u realizaciju programa izgradnje pruga i odgovarajućih voznih sredstava za velike brzine radi uvođenja eksploatacije vozova velikih brzina na našoj železničkoj mreži, prvenstveno na glavnom magistralnom pravcu E 85 (Subotica – Beograd – Niš – Dimitrovgrad) da tehničko-tehnološki ne bi zaostajala i uključila se u tokove razvoja modernog evropskog železničkog sistema.

To zahteva vrlo studiozan prilaz ovoj problematici.

LITERATURA

1. Prof. dr D. Dinić: Metro sistemi za masovni prevoz putnika, Saobraćajni fakultet Beograd, 1991. godine

2. Dr Radisav Vukadinović: "Neki apekti organizacije saobraćaja vozova velikih brzina u našim uslovima", rad izložen na međunarodnom simpozijumu 1992. godine, na BBTA u Sofiji

3. Stručni časopisi Železnice za 1985, 1990, 1991, 1992, 1993, 1994. i 1995. godinu, ŽELNID Beograd

4. Optimizacija razvoja saobraćajnog sistema Jugoslavije, knjiga II, Beograd 1990.

Savremeni vozovi evropskih železnica za prevoz drumskih vozila

Dragomir S. JOVANOVIĆ, dipl. inž. maš. istraživač Instituta GOŠA – Beograd

Rezime

Jugoslovenske železnice nisu do sada, osim kontejnerskog prevoza (standardnim vagonima tipa "S"), učestvovale u trgovačkoj razmeni sa susedima. Evropska železnička unija je svojim propisima (UIC – a) ponudila izbor rešenja tovarnih (transportnih) jedinica za dva globalna sistema kombinovanog transporta – HUCK – PACK i BIMODALNI sistem.

Vagoni tipa 1, 2, 2a, 2b, 3, 4, 4a, 5, 6 (UIC 571 – 4) predviđaju se za kontejnerski prevoz.

Vagoni tipa 1a, 1b, 2, 3, 4a, 4b (UIC 571 – 4) predviđaju se za kombinovani prevoz (kontejnera, izmenljivih sudova i drumskih vozila).

BIMODALNI sistem (UIC 597) omogućuje prevoz drumskih vozila na vagonskim obrtnim postoljima – adapterima u kompoziciji tzv. BLOK–VOZOVA:

1. Uvod

Osnovnu integralu (kombinovanog) drumsko – železničkog sistema transporta u globalu čine:

a) Tovarne (transportne) jedinice sastava:
   - izmenljivi sud/drumsko vozilo (ili samo pojedini njegovi delovi) u sastavu sa specijalnim železničkim teretnim vagonima (sa odgovarajućom pratećom opremom) popularno nazvan HUCK – PACK – sistem transporta;
   - specijalno drumsko vozilo (ili samo prerađeni pojedini njegovi delovi) u sastavu sa specijalno prerađenim osovinskim slogom (starije rešenje) ili u sastavu sa specijalnim vagonskim obrtnim postoljem (adapterom), popularno nazvan "BIMODALNI"[1] sistem transprota.

b) Specijalizovani terminali sa postrojenjima i opremom za horizontalno – vertikalan utovar/istovar već navedenih tovarnih jedinica.

U užem smislu kao ambalažirani teret predviđen za prevoz navedenim sistemima mogu se smatrati:
- izmenjivi transportni sudovi (kontejneri, pretovarni sanduci sa/bez podvoska) standardnih dimenzija i nosivosti:
- Sedlaste prikolice (specijalizovane prikolice/poluprikolice) standardizovane prema propisima železničkih uprava države korisnika, ili Objava UIC[2], bilo da je reč o HUCK PACK ili BIMODALNOM sistemu transporta.

Što se tiče drugih vidova prevoza drumskih vozila železnicom (odnosno tereta koji ne nose u sebi u robu) ovde treba na prvom mestu navesti terete tipa: putnički automobili, kombi vozila, dostavna vozila, specijalna vozila, vozila građevinske i poljoprivredne mehanizacije itd. u tzv. auto – vozovima[3] na vagonima sa/bez spratova.

Treba istaći da do danas ipak nije dat tehnički precizan i nedvosmislen odgovor da li se prevoz izmenljivih transportnih sudova može tretirati kao sistem prevoza tovarnih jedinica poznatih pod nazivom HUCK – PACK ili BIMODALNI sistem transporta – saobraćaja, ili samo sistem prevoza ambalažiranog tereta (kontejnera).

Ovako sagledan kombinovani transport, sa tehničkog aspekta morao je da postavi pred konstruktore i

---

1) Svetske firme sistem veze drumskog vozila sa vagonskim obrtnim postoljem, označavaju na tovarnim jedinicama nacionalnim oznakama, npr.; "KOMBI TRAILER", "S.M.K. RAIL TRAILER", "ROAD – RAILER", "SEMI RAIL", "BIMODALSYSTEM", "TRAILER TRAIN", "TRANSTRAILER" itd.

2) Osnovu čine Objave UIC 596 – 5, 597 i 571 – 4

3) Pojedine železničke uprave u auto-vozovima mogu zahvaljujući prilagođenom asortimanu vagona tipa: "Lak", "Lee", "Laae" prevoziti drumska vozila navedena pod fusnotom 8) (primer: firma S.T.V.A. Pariz)

proizvođače niz problema, što nesumnjivo usporava, čak i kod vrlo razvijenih država članica UIC-a njegov razvoj, a time i dominantnu ulogu železnice u trgovačkoj razmeni.

JŽ u pogledu vođenja globalnijeg rešenja ovog vida prevoza (saobraćaja) i pre embarga svojim rudimentnim i parcijalnim rešenjima bile su na začelju evropskih železnica, s obzirom da se sav kombinovani transport svodio na prevoz kontejnera i putničkih automobila (najčešće u tzv. turističkim auto–vozovima).

2. Osnovni problemi razvoja kombinovanog prevoza

Glavni i često dugoročno prisutni problemi koji usporavaju razvoj globalnijeg rešenja, unutar same države i u sistemu razmene između država članica evropske železnice unije kombinovanog transporta mogu se svrstati u dve osnovne kategorije:

– tehničko–tehnološki problemi,
– komercijalni problemi.

Tehničko–tehnološki problemi odnose se pre svega na one koji prate:

1. tehničko–tehnološko rešenje same tovarne jedinice (teret–izmenljivi sud + vagon);
2. prateću infrastrukturu od početnog utovarnog do krajnjeg istovarnog terminala (bilo da se radi o horizontalnom, bilo da se radi o vertikalnom utovaru/istovaru).

Detaljnije razvrstani oni se mogu grupisati prema redosledu u one koji su posledica:

– raznolikosti tovarnih profila (gabarita) svake železničke uprave;
– raznolikosti konstruktivno–tehnološke izvedbe tovarne jedinice (izmenljiv sud, izuzev kontejnera i vagona koji ga prevoze);
– neujednačenosti tovarnih jedinica u pogledu izbora globalnog rešenja sistema, kako u zemlji korisniku, tako i između zemalja u razmeni;
– proizvodnih mogućnosti isporučioca tovarnih jedinica;
– proizvodnih mogućnosti isporučioca opreme za tovarnu jedinicu (neposredna oprema, terminal i prateća infrastruktura trase);
– administracija, kodiranje i propisi[4].

Komercijalni problemi stalno su prisutni i uglavnom postoje na relaciji vraćanja dominantne uloge železnice nad drumskim prevozom, kako bi se povećao obim prevoza robe i u pridobijanju dopunskog prevoza visokotarifne robe. Što se tiče komercijalnih efekata (cene koštanja) direktne proizvodnje tovarnih jedinica između članica UIC–a, oni su manje–više ujednačeni.

Globalno rešenje, tj. opredeljenje i naše zemlje kao korisnika jednog/više sistema kombinovanog transporta, a s tim u vezi i izbora prateće opreme i infrastrukture, uključujući i terminale, sa finansijskog aspekta mora da bude obuhvaćeno i Zakonom o železnicama R Srbije – Jugoslavije s jasno definisanim pravcima razvoja, odnosno izvorima i dinamikom kretanja novčanih ulaganja – investicija u celini. Treba posebno istaći da je sam terminal za utovar/istovar kod HUCK PACK sistema daleko skuplji od onog za BIMODALNI sistem.

Utovar/istovar vagona iz tabele 1 i vagona pod red. br. 1 i 2 u tabeli 2 obavlja se vertikalnom manipulacijom, što iziskuje vrlo skupu i složenu opremu za kran nosivosti iznad 30 t (autor je o ovome objavio članak u časopisu "Železnica", br. 2/85). Dakle, na jednoj strani očekuje nas vrlo skup terminal za vertikalan utovar/istovar širokog asortimana tovarnih jedinica, a na drugoj strani jeftin terminal (u osnovi samo uređen plato, zatim utovarna rampa i vučno vozilo – traktor) za horizontalan utovar/istovar daleko suženijeg i specijalnijeg asortimana tovarnih jedinica.

Novi, vrlo jednostavni (ali, takođe, ograničenog asortimana tovarnih jedinica) sistem kombinovanog transporta popularno nazvan BIMODALNI, daleko jeftinije rešava problem formiranja kompozicija tovarnih jedinica (BLOK VOZOVA) i zaista predstavlja izazov za domaće konstruktore bar za jednim parcijalnim rešenjem u izboru kombinovanog transporta.

2.1. Kratak pregled najpoznatijih tehničkih rešenja koja se koriste u okviru Evropske železničke unije

Osnovna ograničenja tehničko–tehnološkim rešenjima sistema tovarnih jedinica (unutar zemlje ili zemalja u razmeni) su gabariti. Na slici 1 prikazana je raznolikost gabarita evropskih železničkih uprava.

Na slici 2 prikazan je internacionalni tovarni profil (pruge JŽ–a zadovoljavaju GA i u većini GB profil).

Gabarit propisan Objavom UIC 596–6[5] odnosi se na prevoz sledećih tovarnih jedinica:

1. veliki kontejneri ("C"–UIC 592–2) i izmenljivi sudovi ("WB"/"CM"[6] – UIC 592–4) na vagonima tipa: 1, 2, 2a, 2b, 3, 4, 4a, 5, 6 (UIC 571–4);
2. tovarna jedinica[7] (drumsko vozilo, kontejner ili izmenljiv sud) na vagonima tipa: 1a, 1b, 2, 3, 4a, 4b (UIC 571–4);
3. drumska vozila[8] na vagonima sa spratovima (UIC 571–3);
4. drumska vozila za BIMODALNI sistem prevoza na vagonskim obrtnim postoljima – adapterima (UIC 597).

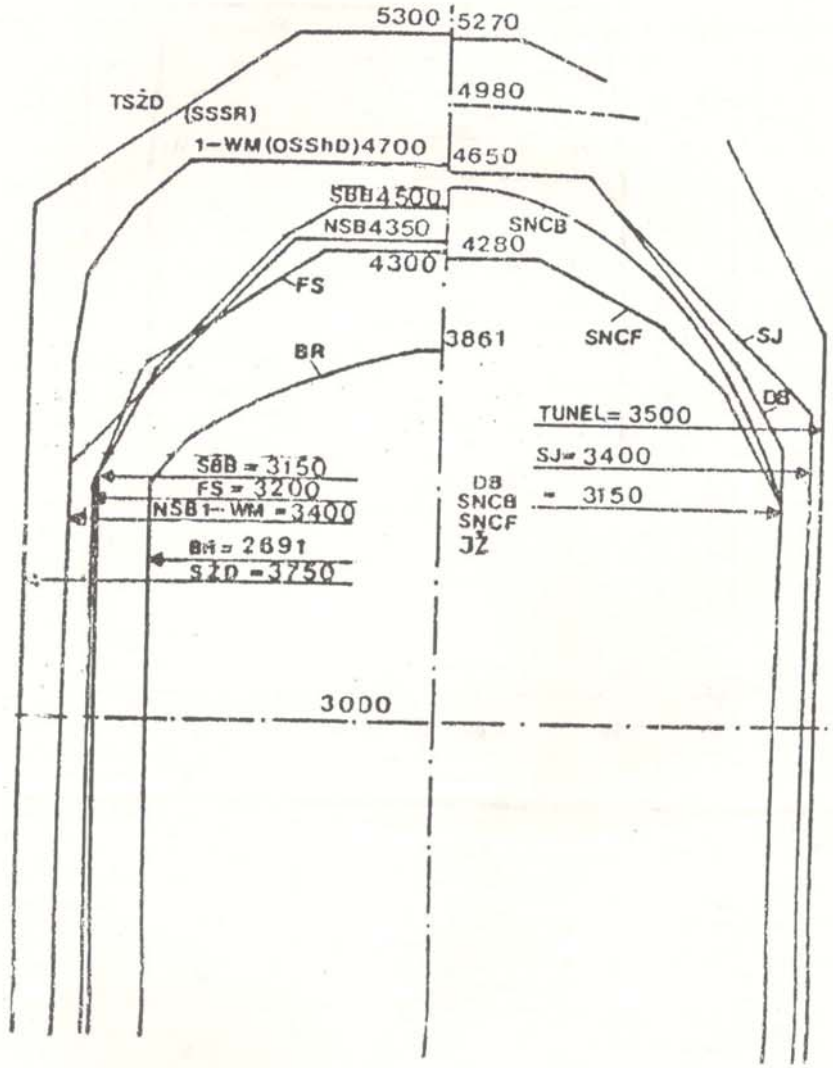
4) Ozbiljan problem koji zahteva formiranje službe/grupe službi za praćenje državnih propisa/ino propisa zemalja u razmeni kako za izmenljive sudove, tako i vagone odgovarajućih sistema prevoza. Na slici 3 prikazan je obavezan način kodiranja na tablici jednog vagona.

5) Objava UIC 596-6 odnosi se na propise za označavanje jedinstvenog sistema tovarenja u kombinovanom transportu.

6) Nacionalne skraćenice za izmenljiv sud: "WB-Wechelbehälter za DB, "CM–Caisse mobile za SNCF, "Ct"-Grosscontainern za DB, "C" - Grand conteneur za SNCF

7) Drumske prikolice/poluprikolice ("SR"–Semi remorqu za SNCF) prema Objavi UIC 596–5, izmenljivi sudovi ("CM" – za SNCF) prema UIC 592–4, kontejneri ("C" za SNCF) prema Objavi UIC 592–2.

8) Širok asortiman drumskih vozila: putnički automobili, kombi vozila, specijalna vozila, dostavna vozila, vozila poljoprivredne/građevinske mehanizacije itd.



Slika 1 – Gabariti železničkih uprava

U tabeli 1 date su osnovne karakteristike tipova vagona za prevoz kontejnera i izmenljivih sudova navedenih pod t. 1.

U tabeli 2 date su osnovne karakteristike tipova vagona za prevoz tovarnih jedinica za kombinovani transport[7] navedenih pod t.2.

Na slikama 3 i 4 prikazani su vagoni tipa 1a i 1b (popularno nazvani DŽEP VAGONI) za kombinovani transport sa svojim asortimanom tovarnih jedinica.

Na slici 5 prikazan je vagon tipa 3 (popularno nazvan VAGON KLACKALICA) za kombinovani transport sa svojim asortimanom tovarnih jedinica.

Na slikama 6, 7 i 8 prikazani su vagoni tipa 4a i 4b (popularno nazvani KOTRLjAJUĆI DRUM – brdski/ravničarski) za kombinovani transport sa svojim asortimanom tovarnih jedinica

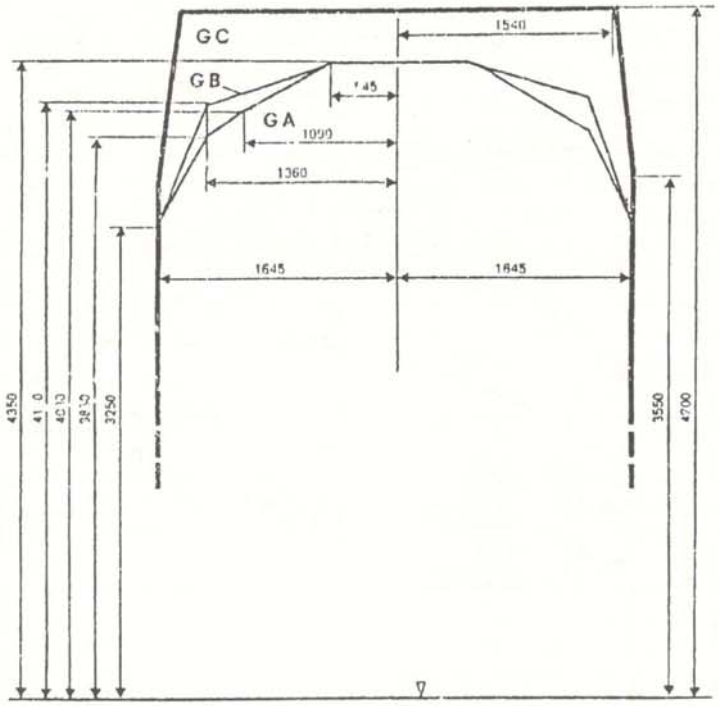
Na slici 9 prikazan je tovarni profil za dvospratne vagone tipa "L" (UIC 571–3) za prevoz drumskih vozila široke namene.

2.2. BIMODALNI sistem transporta

Ukratko BIMODALNI sistem transprota predstavlja sistem prevoza drumskih vozila (prikolice/poluprikolice) na šinama u kompoziciji voza.

Specijalno drumsko vozilo (prikolica, poluprikolica tipa furgon, cisterna, silo, plato, vozna šasija i sl.) s jednom, dve ili tri osovine, se horizontalnim navoženjem spaja

7) Drumske prikolice/poluprikolice ("SR" – Semi remorqu za SNCF) prema Objavi UIC 596–5, izmenljivi sudovi ("CM" – za SNCF) prema UIC 592–4, kontejneri ("C" za SNCF) prema Objavi UIC 592–2.



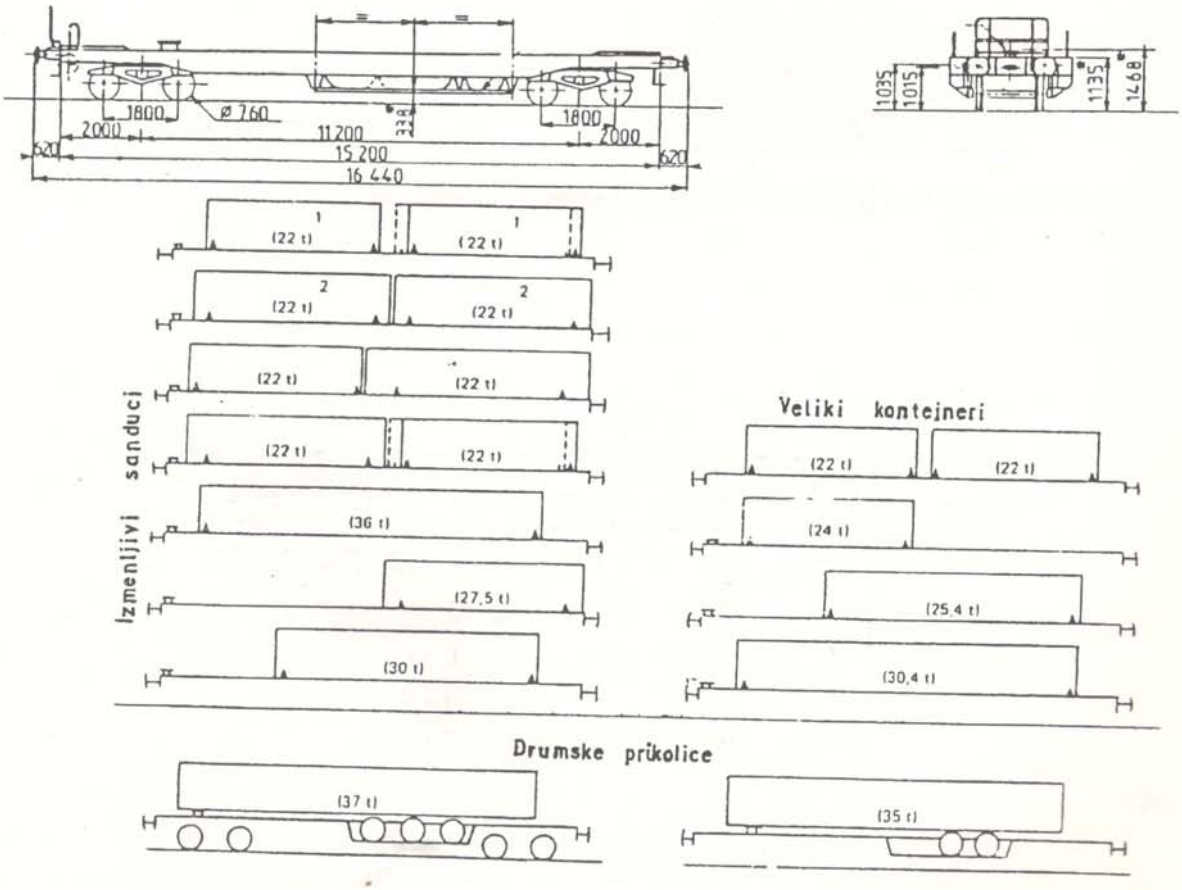
Slika 2 – Tovarni profil za kombinovani saobraćaj

Tabela 1

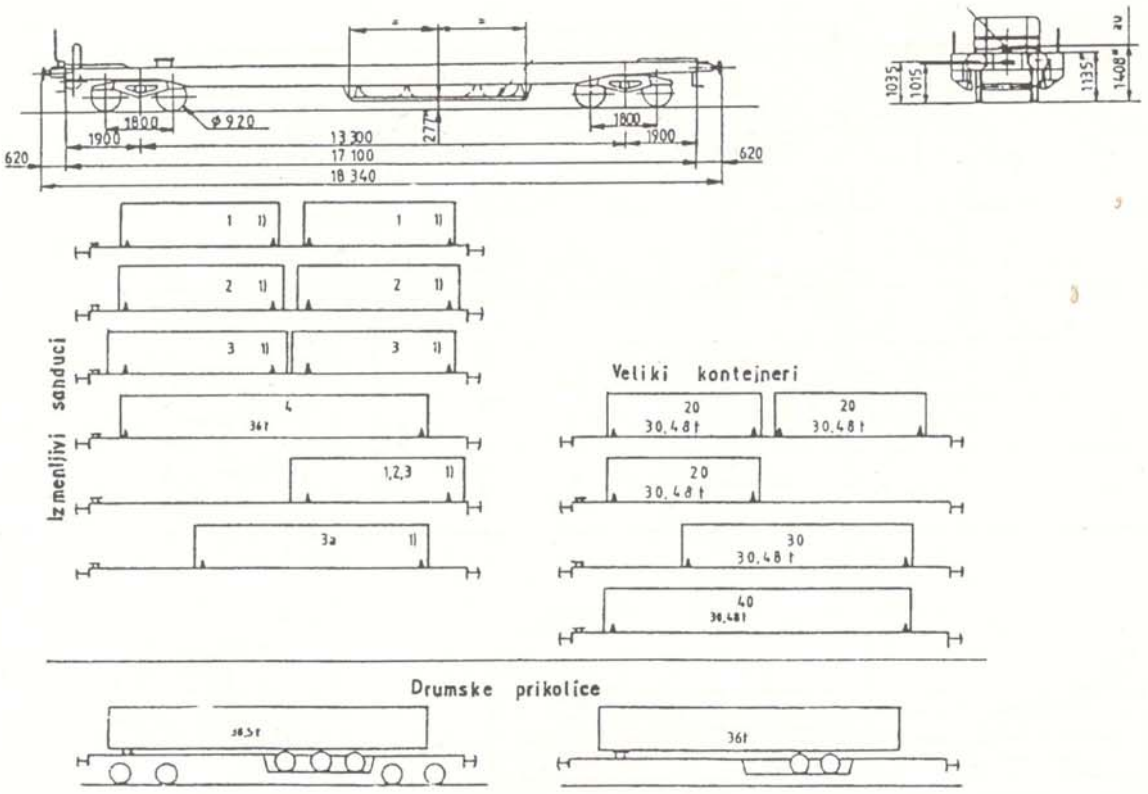
Red. br.	Vagon–tip	Oznaka	Broj obrtnih postolja (kom. osovina)	Nosivost (t/osovini)	NAPOMENA
1.	1	Sgmmss Sgkkmmss Sgjkkmmss	2 (2x2)	20	Asortiman tovarnih jedinica UIC 571-4, ANEX-1
2.	2	Sgss Sgjss	2 (2x2)	20	Asortiman tovarnih jedinica UIC 571-4, ANEX-2
3.	2a	Sgnss (za tovarne jedinice do 60')	2 (2x2)	22.5	Asortiman tovarnih jedinica UIC 571-4, ANEX-2a
4.	2b	Sggnss (za tovarne dužine preko 60')	2 (2x2)	22.5	Asortiman tovarnih jedinica UIC 571-4, ANEX-2B tzv. BLOK-VOZOVI Predmet standardizacije (UIC u izradi)
5.	3				Rezervisano (UIC u izradi)
6.	4	Sggoss (za tovarne dužine do 80')	3 (3x2)	20	Asortiman tovarnih jedinica UIC 571-4, ANEX-3 isključivo tzv. BLOK-VOZOVI Predmet standardizacije (UIC u izradi)
7.	4a	Vagoni za tovarne dužine iznad 80'	3 (3x2)	22.5	Asortiman tovarnih jedinica UIC 571-4, ANEX-3a iskqučivo tzv. BLOK-VOZOVI Predmet standardizacije (UIC u izradi)
8.	5	Lgss (za tovarne dužine do 20')	sa 2 osovine (2)		UIC 571-4 ANEX-1
9.	6	Sgmss		18	UIC 571–4 ANEX–3c

Tabela 2

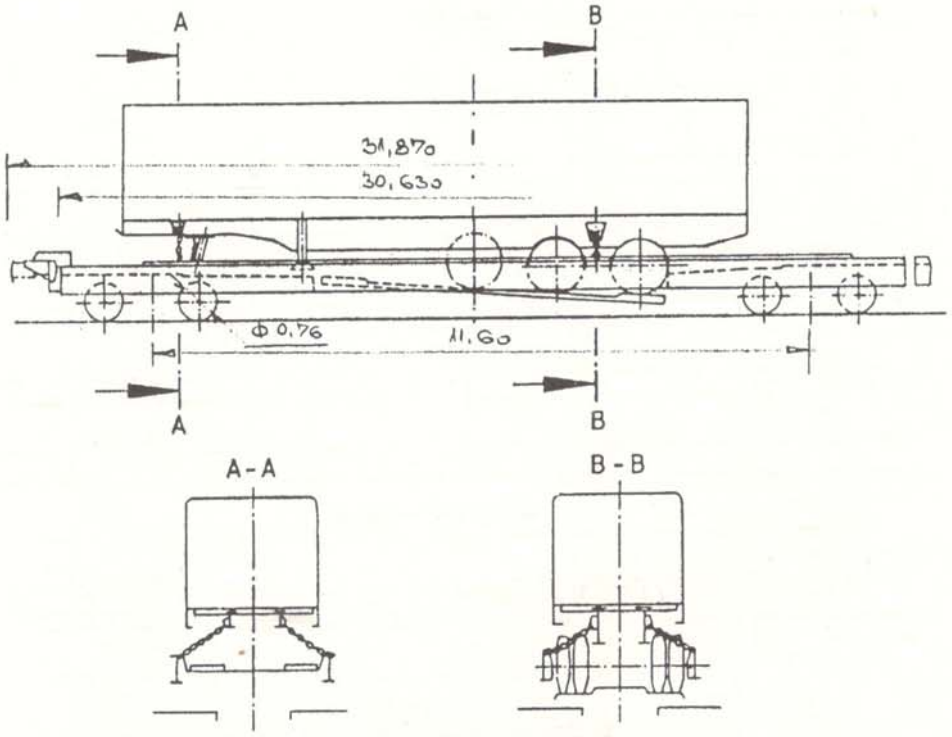
Red. br.	Vagon –tip	Oznaka	Broj obrtnih postolja (kom. osovina)	Nosivost (t/osovini)	NAPOMENA
1.	1a	Sdgkkmss (Wagon poche)	2 (2x2)	16	Asortiman tovarnih jedinica (sl. 4)
2.	1b	Sdgkkmss (Wagon poche)	2 (2x2)	22,5	ortiman tovarnih jedinica (sl. 5)
3.	2				Rezervisano (UIC u izradi)
4.	3	Saadss (Wippen)	2 (2x2)	16	Asortiman tovarnih jedinica 2 drum. prikolice UIC 596-2
5.	4a	Saadkms (RRalpine)	3 (3x4)	7.5	Asortiman tovarnih jedinica UIC 571-4, t 2.4.3
6.	4b	Saadkms (RRpayspla)	2 (3x4)	9.5	Asortiman tovarnih jedinica UIC 571-4, t. 2.4.3 (sl. 8,9,10,11)



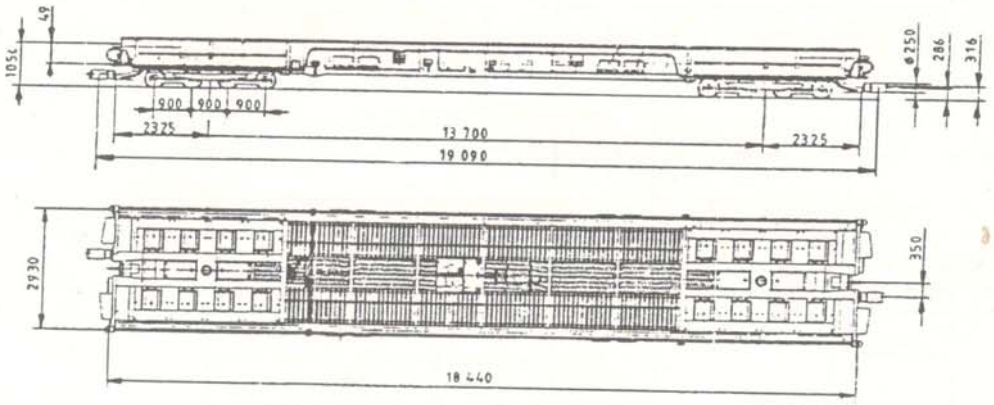
Slika 3 – "Vagon–džep" tipa 1a sa asortimanom svojih tovarnih jedinica



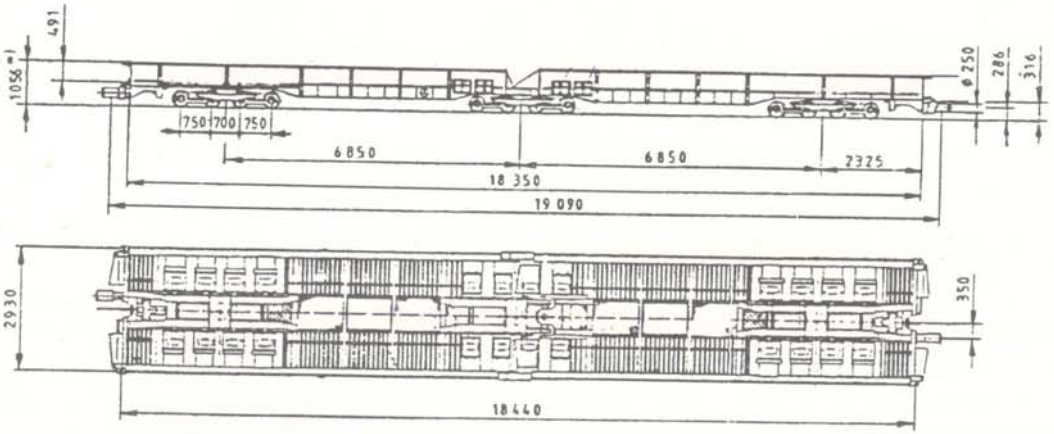
Slika 4 – "Vagon džep" tipa 1b sa asortimanom svojih tovarnih jedinica



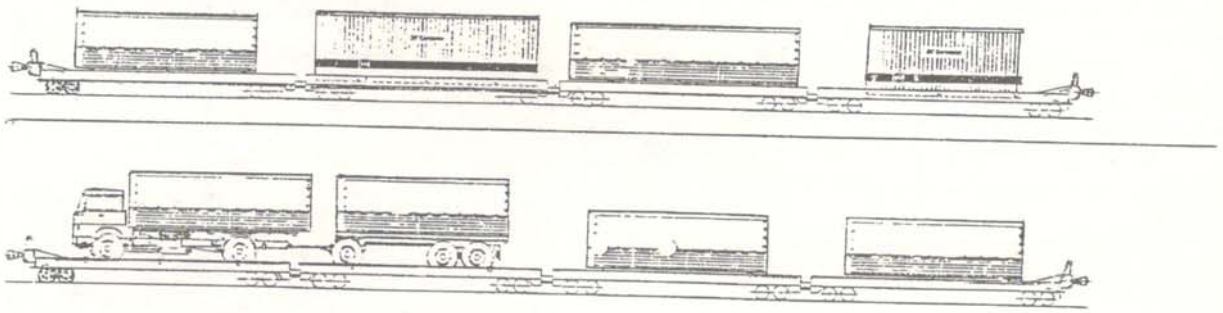
Slika 5 – "Vagon klackalica"



Slika 6 – Tandem vagon "kotrljajući drum" – brdski



Slika 7 – Tandem vagon "kotrljajući drum" – ravničarski



Slika 8 – Asortiman vagona kotrljajući drum

posredstvom specijalnih vagonskih obrtnih postolja – adaptera u kompoziciju BLOK – VOZA. Takva kompozicija može imati maks. 50 drumskh vozila sa ukupnom masom do 1.600 t dužinom od 700 m i propisanim režimom kočenja (prema UIC 45/Z/4, deo 2 GT).

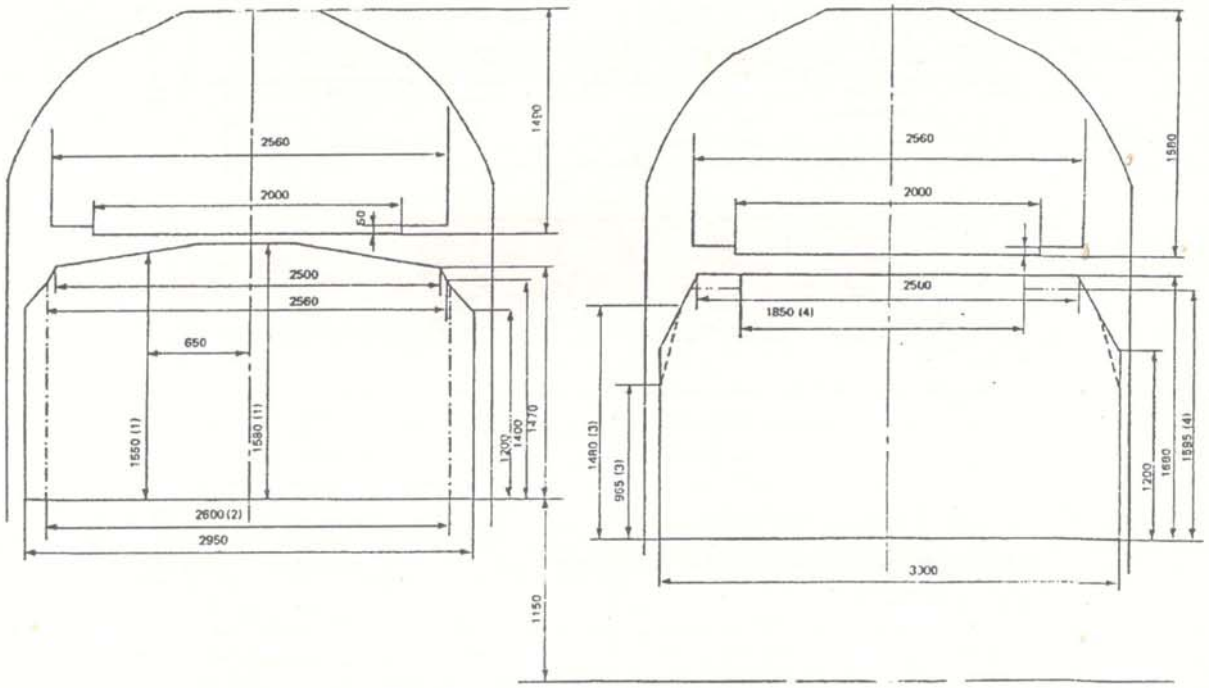
Drumsko vozilo mora imati sledeće osnovne tehničke karakteristike:

– dimenzije moraju zadovoljavati gabarit propisan Objavom UIC 596–6 (bazni delovi – gabarit propisan objavom UIC 505–3, ANEX – 2a);

– konstruktivne karakteristike (prema Objavi UIC 597) i ISO 1726;

– faktor mirnoće hoda (Wz) prema Objavi UIC 432.

Obrtno postolje – adapter mora imati sledeće osnovne tehničke karakteristike:



Slika 9 – Tovarni profil za dvospratne vagone tipa "L"

– dimenzije moraju zadovoljavati gabarit propisan Objavom UIC 597 – ANEX–1, ANEX–2 (korespondentan onom za obrtno postolje tipa Y25 LDSR za brzine do 140 km/h, a ukoliko je razmak osovina u postolju do 2,3 m, onda je korespondentan i onom za obrtno postolje tipa Y25, takođe, za brzime do 140 km/h).

– kočnica: za režim "tovarno–putničko" (automatsko promenljivog dejstva za uređajem za ručno kočenje – UIC 535–3),

– osovinski pritisak: 22,5 t (pri V=100 km/h, prilagođeno do V=120 km/h),

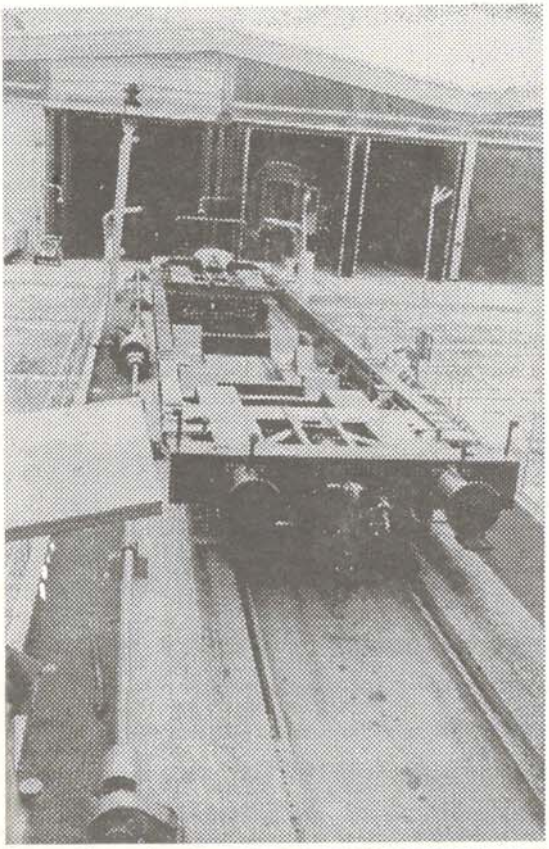
– prečnik točka: 920 mm.

Na slici 10 prikazano je adaptirano obrtno postolje za unificiran sistem transprota (BIMODALNI/KOMBIRAIL sistem).

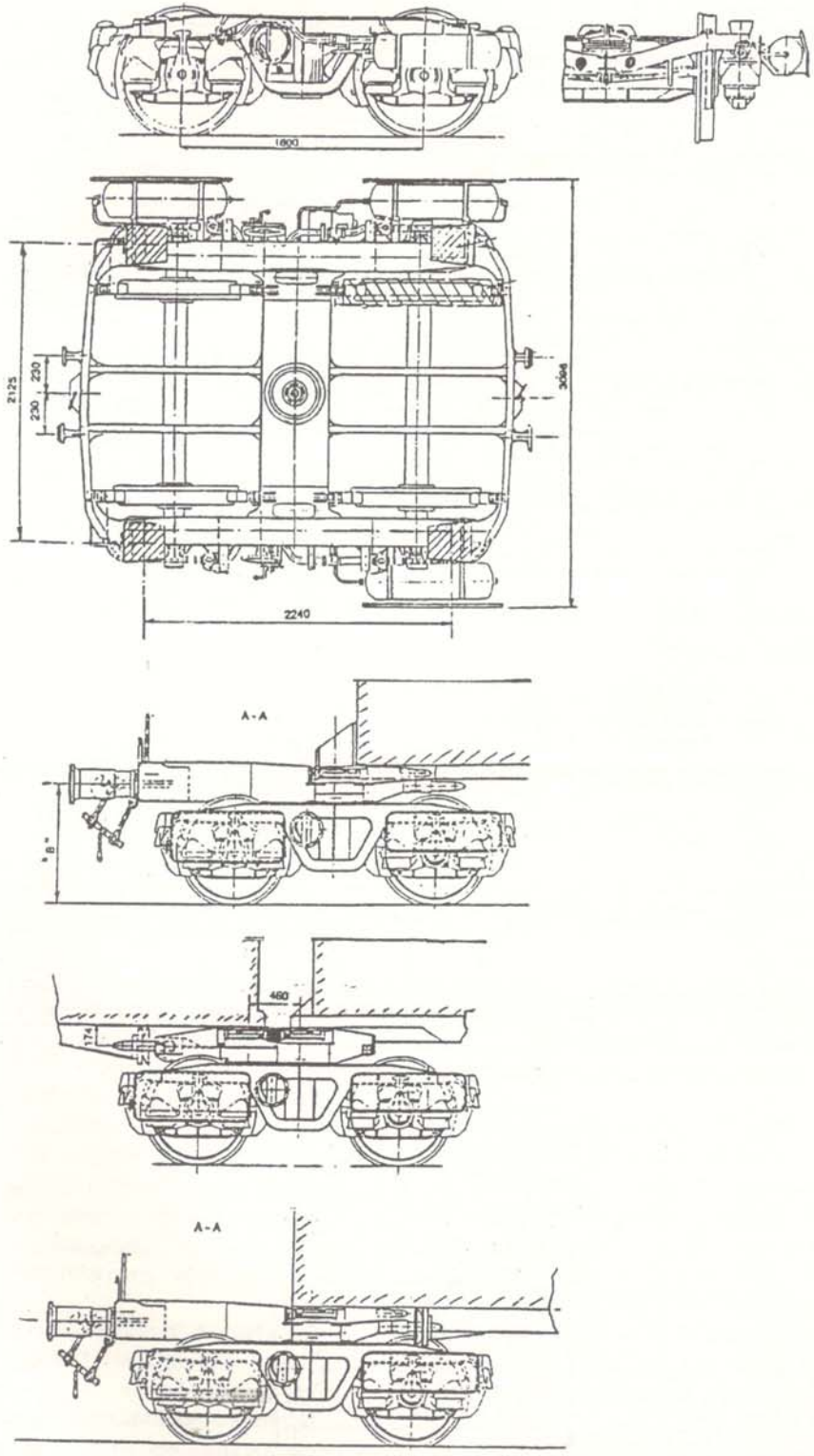
Na slici 11 prikazano je formiranje kompozicije BLOK–VOZA za BIMODALNI sistem transprota.

2.3. Kratak osvrt na razvoj vagona za sisteme kobinovanog transprota u našoj zemlji

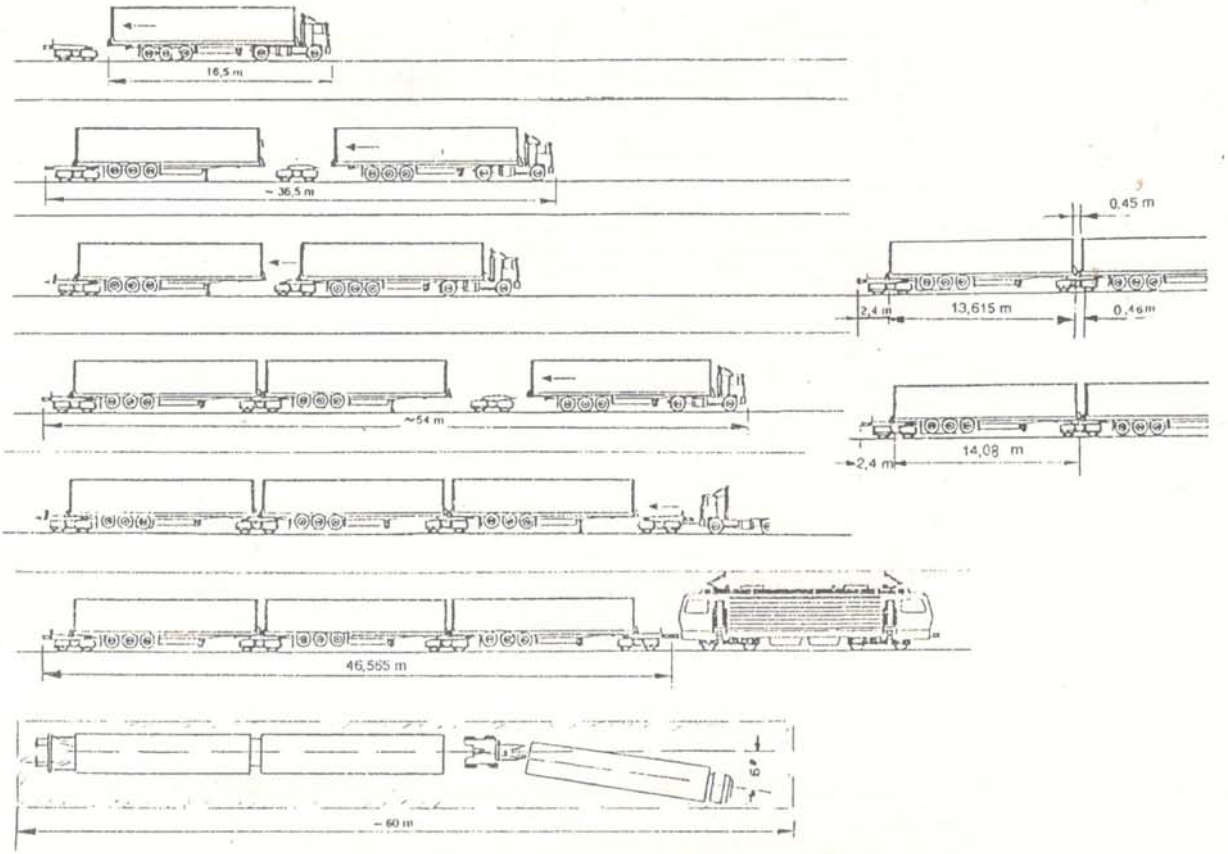
Svakako da ni naša zemlja (bivša SFRJ, a i SRJ) nije bila pošteđena od problema koje prati svaki od opisanih globalnih sistema kombinovanog transporta, bilo da se radi o zajedničkom stavu ili pristupu, bilo da se radi i o parcijalnim rešenjima. Ako se ovome doda i hronično stanje proizvođača železničkih vagona, onda su ovi problemi daleko izraženiji kod nas od onih koji su momentalno prisutni kao članica u evropskoj železničkoj uniji.



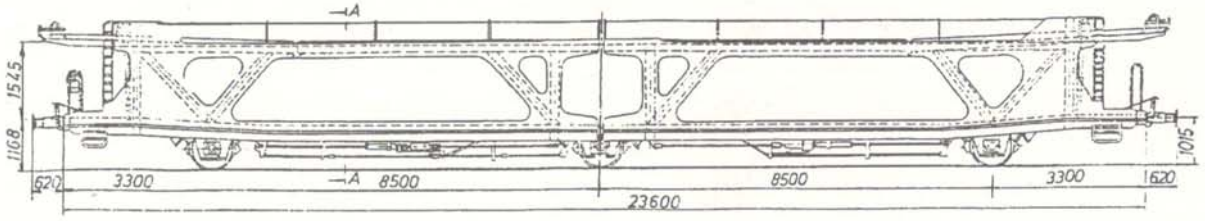
Vagon džep proizveden u Radnoj organizaciji "Heroj Srba" 1982. godine

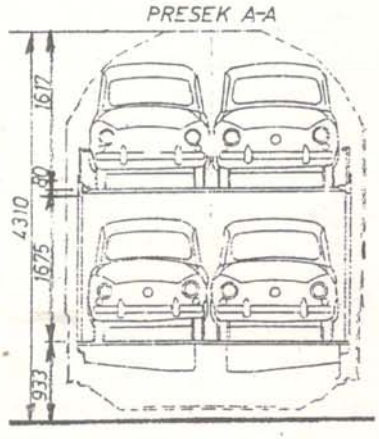


Slika 10 – Adaptirano obrtno postolje za unificirani sistem transporta – "bimodalni – sistem"



Slika 11 – Formiranje kompozicija tzv. BLOK-VOZA za bimodalni sistem transporta





Slika 12 – Osnovni tip vagona koji se proizvodi u Radnoj organizaicji "Bratstvo"

Tabela 3

DŽEP VAGONI (tj. Skss tip-1) prema Objavi UIC 571-4/79		YEP VAGON fab. oznaka HSSV81 (fotos 14)
Dužina preko odbojnika	m 16.44	m 17.044
Dužina šasije	m 15.2	m 15.8
maks. visina od GIŠ do: - grudne grede	m 1,26+0.005	m 1.26+0.005
- svornjaka obr. postolja	m 1.30+0,05	1.130+0.05
Visina tovarenja za: - prikolice	UIC 571-4,ANEX 7	UIC 571-4, ANEX 7
- izmenljivi sudovi	m 1.175	m 1.175
- kontejneri	m 1.175	m 1.175
Gabarit	UIC 571-4, ANEX 7	UIC 571-4, ANEX 7
Teret (ukupna masa za prenos)	t 37	t 40.64
- poluprikolice (3 osovine)	t 37 ("S")	t 37 ("S")
- polupikolice (2-3 osovine)	t 35 ("S", "SS")	t 35 ("S", "SS")
- izmenljivi sudovi/kontejneri	t 33 ("S", "SS")	t 33 ("S", "SS")
KOMBINACIJE POSTAVLJANJA TERETA		
1.Kontejneri (maks. mase 33 t) a) prema UIC 571-4/79, ANEX-8		1. Kontejneri (maks. mase 40 t) a) prema UIC 571-4/79, ANEX-8 b) 4x10' (10 t) c) 1x20'(24t) + 1x20' (16,5t) d) 1x20' (24 t) + 1x10' (10 t)
2. Izmenjivi sudovi a) prema UIC 571-4/79, ANEX-8		2. Izmenjivi sudovi a) prema UIC 571-4/79, ANEX-8 b) N°1 (16.5 t) + N°3 (18.74 t)
3. Drumska vozila (poluprikolice) prema UIC 596-5, t.1.2, ANEX-3		3. Drumska vozila (poluprikolice) prema UIC 596-5, t.1.2. ANEX-3

Međutim, ne može se reći da i kod nas nije bilo pionirskih poduhvata pojedinih radnih organizacija – proizvođača železničkih vozila. Naime, još 1980. grupa inženjera iz ondašnje RO "Heroj Srba", sadašnji ŽELVOZ iz Smedereva, predvođena katedrom za železničko mašisntvo iz Beograda uz kooperaciju sa RO, sada izvan naše zemlje, izgradila je prototip vagona sličan tipu 1a i 1b iz tabele 3, odnosno popularno nazvanom DŽEP VAGON i izložila ga na Sajmu u Beogradu i Zagrebu.

Tehničke karakteristike ovog vagona date su u uporednoj tabeli 3.

Od 1969. godine RO "Bratstvo", Subotica proizvodi dvospratne vagone tipa "L" M, i to: Lae, Laekkss–z i Laaekss (u razvoju).

Ovi vagoni su uglavnom korišćeni u kompozicijama tzv. turističkih autovozova, i to na relacijama unutar zemlje. Ovi vagoni zadovoljavaju gabarit predviđen Objavom UIC 571–3, predstavljen na sl. 9.

Na slici 12 prikazan je osnovni tip vagona koji se proizvodi u ovoj RO.

3. Očekivanje (ili budući razvoj) sistema kombinovanog drumsko-železničkog transprota u našoj zemlji

Nesumljivo je da planom razvoja brzih pruga na sada već daleko užoj trasi JŽ–a mora se pristupiti rešavanju globalnog sistema ovog vida saobraćaja. Olakšavajuća okolnsot je da su interesi sadašnjih ŽTP–a (korisnika) svedenih na minimum u poređenju sa onim iz prethodne džave (bivše SFRJ), te je izbor daleko lakši.

Što se tiče potencijala kako intelektualnog, tako i proizvodnog, toga ne nedostaje i entuzijazma, takođe, u našoj zemlji, tako da se ovaj problem može prioritetno rešavati (čak i ispred nekih parcijalnih rešenja putničkog saobraćaja).

Ukratko, pravac razvoja ovog sistema sastojao bi se u sledećem:

– utvrđivanju globalnog sistema (u sklopu sa okolnim zemljama u razmeni) kombinovanog transporta, što je zadatak državnog tela, tima ili grupe specijalista;

– izboru najpovoljnijeg tehničko–tehnološkog rešenja tovarne jedinice (izmenljiv sud + vagon), što je zadatak stručno tima naučno–istraživačkih i proizvodnih organizacija;

– izboru prateće infrastrukture (terminali i oprema) u sklopu novih/postojećih predviđenih planom brzih pruga, što bi se rešavalo u sklopu sa već utvrđenim timovima specijalista:

– proizvodnji–realizaciji sistema u celini (najpovoljniji proizvođači–izvođači radova iz zemlje i inostranstva).

Ovako ukrat ko koncepiran pravac razvoja mora da bude praćen i učešćem stručnog tela, radne grupe, tima, ekonomista – finansijera (što je predmet daljeg istraživanja stručnjaka ekonomsko–komercijalno–finansijske struke).

4. ZAKLJUČAK

Na osnovu ovako sažete problematike može se konstatovati da sa parcijalnim rešenjima i daljim oklevanjem JŽ gube šansu za uključivanje u evropski sistem integralnog transporta. Izbor već ponuđenih tehničkih rešenja koje nam stavlja na uvid evropska železnička unija, između ostalog i u vidu BIMODALNOG sistema transporta (a po autorovom mišljenju ovo je i obavezno i po svom mestu prioritetno, s obzirom na cenu, obim očekujućih poslova i efikasnost, u odnosu na ostala rešenja), predstavlja početak u globalnom rešavanju uvođenja ovog vida transprota i u našoj zemlji. S druge strane, to znači potpuni povratak u trgovinsku ekonomsku zajednicu, mogućnost protoka robe najopterećenijim trasama Evropa – Balkan – Srednji istok, prugama JŽ i prekid dalje izolacije naše zemlje u ovoj vrsti saobraćaja.

LITERATURA

1. Objave UIC–a

2. Časopis "Železnica", br. 2/85

3. Časopis "ETR", br. 4/91, 5/91, 6/91 i 7/91

4. Katalozi: "WAGGON UNION", Ro "Heroj Srba" – Smederevo, RO "Bratstvo", Subotica

Primena induktivnih generatora pare u eksploataciji, održavanju i za negu železničkih vozila

Ranko PETROV, dipl.maš.inž. ZIP Beograd, Sekcija za vuču vozova i tehničko-kolsku službu Zrenjanin,
Grujica PREKAJSKI, dipl.maš.inž., A.C.A. Engeneering, Zrenjanin

Proizvodnja vodne pare i iskorišćenje energije koju poseduje je bila u doskorašnjem vremenu imperativ na našoj, pa i na svim železnicama sveta. Modernizacija vozila je uslovila da se parni uređaji izbegavaju i isključuju iz upotrebe. Novoproizvedeni generator pare naziva "MASTER", koji za nesmetan rad zahteva samo dovod vode i priključenje na eletričnu mrežu umnogome bi rešio:

1) potrebu zagrevanja vagona u zlmskim uslovima eksploatacije;

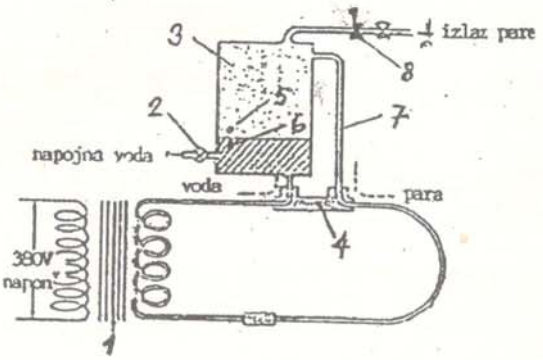
2) potrebe službi održavanja za odmašćivanje i pranje vrlo zaprljanih delova vučnih i vučenih sredstava uz minimalan utrošak vode i maksimalno (99%) iskorišćenje energije;

3) potrebe nege železničkih kola, uz očuvanja čovekove okoline.

1. Uvod

Primena vodene pare na železnici je modernizacijom nepravedeno zanemarena nakon eliminisanja kod vučnih vozila. Vrlo brzo i svakako vrlo efikasno su se drugi oblici energenata razvijali i pronalazili primenu na mestima gde je vodena para bila nezamenljiva. Opravdanje ovakvom razvoju je svakako doprineo i veoma mali koeficijent iskorišćenja uloženih energenata, kao i njihovo pronalaženje, transportovanje, lagerovanje i upotreba. Povećani tehnološki zahtevi su inplicirali i gabaritne veličine uređaja, što takode utiče na izbegavanje upotrebe vodene pare. Vešitim iskorišćenjem električne mašine transformatora i vode kao energenata proizveden je generator para "MASTER" koji je i predmet ovog rada.

2. Princip rada generatora pare



1. Transformator
2. napojna pumpa
3. separator pare
4. kratkospojnik
5. gornji nivostat
6. donji nivostat
7. bakarna cev
8. ventil sigurnosti

Slika 2. Šematski prikaz generatora pare

Priključenjem na električnu mrežu aktivira se napojna puma (2) koja doprema napojnu vodu u sekundar (bakarna cev) i donji (vodeni) deo separatora pare (3). Gornji nivostat (5) isljučuje napojnu pumpu i u istom momentu aktivira se transformator (1). Struja u namotajima sekundara intenzivno zagreva vodu koja isparava i bakarnom cevi (7) prelazi u gornji (parni) deo separatora pare. Zadati parametri vodene pare (natpritisak zasićenja od 7 bar) postižu se za relativno kratko vreme (10–12 minuta od aktiviranja transformatora). Nakon postizanja natpritiska od 7 bari vodena para se odvodi prema potrošaču, a

dodatna količina napojne vode obezbeđuje se ponovnim automatskim uključenjem napojne pumpe.

Donji nivostat (6) je bezbednosni, tj. isključuje čitav sistem iz mreže u slučaju gubitka vode, a za slučaj prekoračenja radnog natpritiska ugrađen je presostat i kao dodatno obezbeđenje – dva ventila sigurnosti na izlaznoj cevi.

3. Opis uređaja sa tehničkim karakteristikama

Generator pare je pokretan i stabilan uređaj za čije delovanje je potrebno obezbediti odgovarajući dotok vode i električnu energiju zahtevanih karakteristika. Ovaj uređaj je kompaktna i kompletna automatska jedinica za proizvodnju suvo zasićene pare. Osnovni model je snage 10 kW, a rednim povezivanjem moguće je postići zahtevanu snagu.

Tabela 1. **Tehničke karakteristike**

Tip generat.	Snaga	Produk. pare pritis. 7 bar	Izlazna toplota	220/1/50 380/1/50	Broj faza	Broj transf.	Gabariti uređaja			sopstv. masa generatora
							dužina	širina	visina	
–	KW	kg/k	kJ/h	A	–	–	mm	mm	mm	kg
G 10	10	13,4	37.024	23	3	1	445	445	1040	97
G 30	30	40,1	110.796	42	3	3	875	445	1040	291
G 60	60	80,2	221.593	84	3	6	890	873	1040	582
G 100	100	133,6	369.137	140	3	10	1465	890	1100	970
G 160	160	213,8	590.729	222	3	16	1180	890	2200	1319
G 240	240	320,8	886.370	336	3	24	1750	890	2200	1980

4. Prednosti "MASTER" generatora

U odnosu na druga kotlovska postrojenja, osnovne prednosti sastoji se u sledećem:

– niski troškovi instalisanja s obzirom na mogućnost postavljanja neposredno uz potrošača;

– manje jedinice (do 30 kW) mogu biti mobilne izvedbe (na točkovima, prenos viljuškarom, dizalicom);

– jednostavno održavanje;

– potpuna ekološka bezbednost;

– visok stepen transformacije električne u toplotnu energiju.

5. Postojeća primena "MASTER"

Induktivni generator pare – parni kotao "MASTER" proizvodi se u Australiji u firmi ACA ENGINEERING iz Melburna više od dvadeset godina. Do sada je proizvedeno više od šest hiljada jedinica, od čega je najveći broj našao primenu u hortikulturi, tj. na sterilizaciji zemljišta namenjenog za proizvodnju šumskih sadnica, povrća, cveća. Isto tako, velik broj "MASTERA" primenjuje se u pekarama za proizvodnju vodene pare u tehnološkom procesu proizvodnje hleba.

Ozbiljnu primenu "MASTER" je našao u gumarskoj industriji (autoklavi, prese), zatim u tekstilnoj (parne pegle), kao i u velikim kuhinjama za pripremu kuvanja hrane (bolnice, kasarne).

Od oktobra 1995. godine proizvodnja induktivnih generatora pare "MASTER" otpočela je u firmi ACA ENGINEERIN u Zrenjaninu.

6. Primena na Jugoslovenskim železnicama

6.1. Zagrevanje putničkih kola na neelektrificiranim prugma

Vrlo izražen problem u zimskim uslovima je zagrevanje putničkih kola sa ugrađenim parnim grejajem zbog nedostatka energetskih kola ili ispravnih generatora pare na dizel električnim lokomotivama.

Zamena postojećih generatora prikazanim proizvodom "MASTER" bi savako obezbedila pouzdan i efikasan rad.

6.2. Mogućnost formiranja jedinica od više osnovnih modela do 10 kW

Naročitu primenu može imati u službi održavanja gde se za svaku potrebu može projektovati i izgraditi odgovarajući model.

Osnovna namena bi bila čišćenje i odmašćivanje delova, a zatim izgradnja stabilnih postrojenja za predgrevanje, odmrzavanje i kravljenje instalacija i opreme vučnih i vučenih vozila u depoima u zimskim uslovima eksploatacije.

6.3. Uticaj na kvalitetan železnički saobraćaj ima svakako čistoća teretnih i putničkih kola koju je veoma teško obezbediti primenom dosad poznatih tehnologija rada, upućivanje praznih kola na čišćenje, pranje i dezinfekciju u za to projektovane železničke stanice. Aktiviranjem više mobilnih postrojenja sa ugrađenim generatorima pare "MASTER", usluga bi bila kompletnija kada bi se nečistoća otklanjala na mestu nastajanja. To se naročito odnosi na:

– otparavanje cisterni u mestima istakanja (rafinerije i korisnici prevoza u železničkim cisternama);

– pranje i čišćenje mekih sedišta i tepiha u putničkim kolima u svim domicilnim stanicama;

– dezinfekcija na industrijskim kolosecima gde je pojava nečistoće i potreba dezinfekcije evidentna, a naročito na kontejnerskim i paletnim terminalima.

7. Zaključak

Svi nedostaci proizvodnje vodene pare na klasičan način su kod generatora pare "MASTER" eliminisani, a naročit efekat treba tražiti kod pokazatelja koji garantuju uštedu vode i sigurnu zaštitu čovekove okoline.

LITERATURA

(1) Katalog firme A.C.A. ENGINEERING, Melbourne, Australija

Prilog I

DODATNI DOGOVORENI RADOVI NA ELEKTROLOKOMOTIVAMA SERIJE JŽ – 441

1. Vremensko ograničenje rada pomoćnog kompresora na 3 minuta uz ugradnju tastera za uključenje i isključenje na ormariću F2, vremsnkog releja i sklopnika EG 20
2. Izvođenje spojeva motora pomoćnog pogona (osim motora glavnog i pomoćnog kompresora) sa višepolnim utikačima
3. Ugranja topljivog osigurača domaće proizvodnje na naponski trafo
4. Zamena postojećih spojnih stezaljki u S5 ormaru (380V) sa stezaljkama za vijačno spajanje kabelskih stopica
5. Izvođenje spojeva kablova srednjeg krova preko višepolnog utikača
6. Ugradnja signalnih lampica i tastera domaće proizvodnje na ormarić F2
7. Ugradnja odbojnika 59 Mp
8. Ugradnja ampermetra za kontrolu punjenja AKU baterija u upravljačnici
9. Smanjenje broja ćelija AKU baterija sa 60 na 55, podešavanje uređaja za punjenje AKU baterija na 85,2 V i ugradnja preko strujnog automata K 20 za punjač baterija
10. Ugradnja pojačanih naponskih izolatora (B3.2.6) na teretnu preklopku regulatora napona
11. Ugradnja signalizacije pritegnutosti ručne kočnice
12. Ugradnja novih motora kalorifera u "F" izloacionoj klasi, novih ventilatora, kondenzatora od 5F i novih termostata za zaštitu grejača po fazi
13. Ugradnja retrovizora na obe strane upravljačnice
14. Ugradnja plastičnih senila
15. Ugradnja gumenih poklopaca za zupčaste spojke vučnih motora
16. Ugradnja natpisnih pločica od AL lima i učvršćenje zakovicama
17. Ugradnja novog, pojačanog čeonog pluga
18. Ugradnja vrata umesto poklopac na stalke S – S4
19. Prepravka pomoćnog pogona sa ugradnjom nove opreme
20. Ugradnja vazdušnih poluspojki za "INTERCITY"
21. Podmazivanje venca bandaža (bez poprečne spojnice)
22. Rasterećenje odvodnog voda glavnog kompresora
23. Pojačanje kolevke
24. Pojačanje poda u zoni glavnog kompresora
25. Premeštanje sklopnika grejanja iz S5 i S2
26. Zaštita od eksplozije u regulatoru napona
27. Prepravka funkcije električne kočnice
28. Izmena položaja ugaonog ventila glavnog rezervoara
29. Prepravka funkcije grebenaste preklopke AKU baterija
30. Ugradnja rolnica od kvalitetnijeg materijala (SIPAS) na pomoćne kontakte regulatora napona
31. Ugradnja bele čeone lampe umesto zelene
32. Ugradnja cilindrične brave na ulazu vrata upravljačnice "A"
33. Ugradnja graničnika ručke za zatvaranje bočnih prozora upravljačnice
34. Na kondenzatorske stalke ugraditi kvalitetnije i gušće zaštitne mreže sa novim načinom učvršćenja
35. Ugradnja novog pojačanog rastavljača za uzemljenje sa plastificiranom ručkom
36. Prepravka učvršćenja vučnih motki u smislu poslednje ASEA izvedbe
37. Pomoćnu rasvetu instrumenata u upravljačnicama izvesti tako da radi samo u slučaju kada lokomotiva ostane bez naizmeničnog napona
38. Kontrola ventilacije bloka trafo-hladnjak-prigušnica bez vremenskog zatezanja
39. Izbacivanje sklopnika vuče i svetlosna signalizacija kod pregrevanja glavnog transformatora
40. Ugradnja COMBIFLEX releja

Prilog II

POPIS MODIFIKACIJA SA ELEKTROLOKOMOTIVA SERIJE 441 PODSERIJE 000, 300, 400, 500, 600

A. PRIORITETNE MODIFIKACIJE KOJE POVEĆAVAJU POUZDANOST LOKOMOTIVA, SMANJUJU TROŠKOVE ODRŽAVANJA I IMOBILIZACIJU, TE OMOGUĆUJU UNIFICIRANO UPRAVLJANJE LOKOMOTIVAMA. SPROVODE SE NA REDOVNIM OPRAVKAMA

1. Prepravka postojećeg pomoćnog pogona tako da po izvedbi bude kao pomoćni pogon na el. lokomotivama podserije 700
2. Prepravka funkcije električne kočnice
3. Ugradnja termosondi uz namote glavne prigušnice za njihovu termičku zaštitu
4. Prepravka protivklizne zaštite, izvedba automatske vožnje, dozemne zaštite kao na podseriji 700
5. Ugradnja naponskog transformatora na krov lok. i njegova zaštita topljenim osiguračem
6. Vremensko ograničenje rada pomoćnog kompresora
7. Ugradnja novog dvostranog rastavljača za uzemljenje sa sistemom za zaključavanje stalaka, ormara VN opreme
8. Ugradnja tlačne sklopke u krug glavnog prekidača sa signalizacijom
9. Ugradnja tastera i kip prekidača stop tipa domaće proizvodnje na F2 ormariće u upravljačnicama
10. Signalizacija i blokiranje vožnje u slučaju pritegnute ručne kočnice

11. Signalizacija pregrevanja glavnog transofrmatora uz blokiranje vožnje
12. Ugradnja kontrolnika pritiska u rashladnom bloku "glavni transformator – glavna prigušnica" bez vremenskog zatezanja
13. Izvedba pomoćne rasvete instrumenata u upravljačnicama tako da radi samo kad lok. ostane bez naizmeničnog napajanja
14. Prebacivanje sklopke grejanja iz S.5 i S.2 ormar
15. Ugradnja ampermetra za kontrolu punjenja AKU baterija na F2 ormariće u upravljačnicama
16. Ugradnja RDU i ugradnja novih držača reda vožnje
17. Zamena signalnih releja pomoćnim relejima na signalnim tablama za signalizaciju glavnih funkcija i prolaznih kvarova i defekata u upravljačnicama (u kombifleks izvedbi)
18. Prepravka funkcije čeone rasvete kao na podseriji 700 i 800
19. Izvedba novih zbirnih mesta naizmeničjih i istosmernih krugova
20. Rastavljivi spojevi upravljačkih i mernih krugova
21. Ugradnja budnika koji je odobrila ZJŽ
22. Ugradnja fiksnih lampi za pomoćnu rasvetu instrumenata i osvetljenje novog reda vožnje
23. Ugradnja natpisnih pločica od A1 lima sa graviranim tekstom
24. Prepravka sanduka akumulatorskih baterija sa kolicima
25. Ugradnja retrovizora sa spoljašnje strane upravljačnice
26. Ugradnja plastičnih senila
27. Ugradnja vazdušnih poluspojki za 10 bara ("INTERCITY")
28. Izmena položaja i tipa ugaonih slavina glavnog rezervoara
29. Ugradnja cilindara brave za zaključavanje ulaznih vrata kabine "A"
30. Prepravka mehova vučnih motora
31. Ugradnja vatrogasnih aparata po UIC propisima
32. Ugradnja gumenih tepiha na pod mašinskog prostora
33. Ugradnja sušionika vazduha na lok. sa klipnim kompresorima
34. Ugradnja manometra na pneumatski stalak
35. Termička izolacija lima oko cevi kočnika u upravljačnicama
36. Ugradnja gumenih poklopaca na zupčaste spojke vučnih motora
37. Prepravka učvršćenja vučnih motki i poprečne spojnice obrtnog postolja i pojačanje ušice za učvršćenje poprečne spojnice
38. Prepravka reduktora u smislu nepropusnosti i ulja uz ugradnju rasteretnog uljnog voda kao na podseriji 700
39. Ugradnja limova za zaštitu osovine od mehaničkih oštećenja
40. Osiguranje kočionog regulatora žičanim užetom, prepravka kočionog polužja za ugradnju kočionog regulatora RL2
41. Izvedba funkcije pojedinačnog merenja struje vučnih motora
42. Prepravka birača napona
43. Smanjenje ćelije AKU-baterija i promene u napojnom delu upravljačkih krugova
44. Ugradnja AS uređaja
45. Rasterećenje odvodnog voda glavnog kompresora
46. Prepravka podmazivanja venaca točkova (pumpa na svakom postolju)
47. Pojačanje kolevki obrtnih postolja za 5 g.
48. Pojačanje poda u zoni glavnog (klipnog) kompresora
49. Rekonstrukcija vlačne spreme
50. Rekonstrukcija centralnog svornjaka
51. Ugradnja odbojnika 579 kN
52. Prepravka vrata S5 ormara da se mogu otvoriti kada je grejanje uključeno
53. Ugradnja zamenljivih čaura na ušice reduktora
54. Vidljivo označavanje položaja otvoreno – zatvoreno slavina za ulje glavnog transformatora
55. Ugradnja skupljača ulja glavnog transformatora
56. Ugradnja ventila za automatski ispust kondenzatora iz glavnog rezervoara
57. Ugradnja graničnika ručki za zatvaranje bočnih prozora
58. Ugradnja okapnica iznad bočnih prozora upravljačnice
59. Ugradnja sklopke za grejanje voza u transformatorski prostor
60. Ugradnja novih prekostrujnih automata domaće proizvodnje
61. Modifikacija radioničkog priključka
62. Ugradnja tastera i EP-ventila za aktiviranje vazdušnih sirovina
63. Ispod glavnog kompresora ugraditi kadu za ulje sa rezervoarom
64. Ojačanje ušica za ovešenje reduktora i ugradnja zamenjivih
65. Mezalice na obrtnim postoljima zaštiti plasičnim kapama
66. Poboljšanje odvoda kondenzatora iz vučnih motora
67. Zaštita kabla balize al. cevi
68. Ugradnja novih električnih instrumenata na F2 ormariće

B. MODIFIKACIJE KOJE POVEĆAVAJU POUZDANOST I SMANJUJU TROŠKOVE IMOBILIZACIJE SPROVODE SE U ZAVISNOSTI OD STANJA LOKOMOTIVE

1. Prepravka kalorifera u upravljačnicama
2. Zamena grebenastih preklopki domaćim "RK"
3. Ugradnja dvokrilnih vrata na stalke S1 + S4 umesto poklopca
4. Ugradnja domaćeg uređaja za podmazivanje venaca točkova
5. Ugradnja uređaja za pranje čeonih prozora "MZT"
6. Ugradnja novog tipa stolice za mašinovođe
7. Ugradnja čeonih stakala debljine 18 mm
8. Ugradnja kanala za odvod vode ispod ulaznih vrata upravljačnice i mašinskog prostora
9. Izvedba dijagonalnih prozora u mašinskom prostoru sa mogućnošću otvaranja
10. Izmena metalne kompenzacione cevi glavnog kompresora gumenom cevi
11. Ugradnja releja domaće proizvodnje u "combiflex" izvedbi
12. Ugradnja podesivnih čistača šina ispred prednjih točkova
13. Ugradnja štitnika za prijemne glave auto-stop uređaja
14. Ugradnja "Hasler" brzinomera umesto "DEUTA"
15. Zamena potpornih izolatora krovnih vodova potpornim izolatorima za pantografe
16. Dodano učvršćenje kalbova vučnog motora radi sprečavanja njihovog oštećenja o pod lokomotive
17. Ugradnja novih pojačanih čeonih plugova
18. Ugradnja trećih opruga sekundarnog ogibljenja uz prepravku kolevki i dodavanje balasta do mase od 82 t
19. Ugradnja kvalitetnijih, gušćih zaštitnih mreža kondenzatorskih stalaka uz novi način njihovog učvršćenja
20. Ugradnja pojačanih držača gumenih elemenata primarnog ogibljenja
21. Ugradnja gumeih elemenata primarnog ogibljenja poboljšanih karakteristika

C. MODIFIKACIJE KOJE NE REMETE UNIFIKACIJU, A IZVODE SE PREMA ŽELJAMA I MOGUĆNOSTIMA ŽTP – a

1. Ugradnja tiristorskog potvarača za napajanje pomoćnog pogona
2. Ugradnja elektronike protivklizne zaštite
3. Ugradnja klimatizera iznad upravljačnica
4. Ugradnja fižidera u upravljačnici A
5. Zamena pisoara kvalitetnijim
6. Ugradnja "BAUER" vijačnog glavnog kompresora sa sušionikom
7. Ugradnja ladice u upravljačnici A za ručice i sitan pribor
8. Ugradnja novih osovinskih slogova sa osovinama prečnika 200 mm sa šupljinom i monoblok točkovima
9. Ugradnja električne kočnice na podseriju 000, 500, 600, 700
10. Ugradnja upravljanja sa dve lokomotive iz jedne upravljačnice
11. Zakretanje pantografa za 180°
12. Prepravka namotaja grejanja glavnog transformatora i promena otcepa za napajanje pomoćnih pogona
13. Pomicanje utičnica za grejanje voza (kod novog pluga)
14. Ugradnja umivaonika sa rezervoarom za vodu u sklopku sanduka za alat
15. Zaštita instrumenata na F2 ormaru pleksiglasom.

Prilog III

MODIFIKACIJA A1:

A1. Prepravka postojećeg pomoćnog pogona tako da po izvedbi bude kao pomoćni pogon na el. lokomotivama JŽ 441-700.

Ovom prepravkom sprovodi se sledeće:

a) naponski reguliran start motora pomoćnih pogona;
b) optimiranje broja kondenzatora zavisno od broja/uključenih ventilacijskih motora;
c) zaštita prelaznih otpornika i otcepa na glavnom transformatoru za napajanje pomoćnih pogona od prevelikih struja;
d) zaštita otcepa na glavnom transformatoru od prenapona i tranzijenata napona, koji se kapacitivno prenose:
e) zaštita ventilacijskih motora AS prekidačima;
f) ugradnja ventilacijskih motora klase F i snage 5,5 kW;
g) ugradnja motora kompresora snage 42 kW štićenog termosondama i termičkim relejom, te AS-prekidačem;
h) ugradnja novih eklopnika tipa EH, odnosno EG;
i) ugradnja novih grebenastih sklopki (obavezno uz a) i b));
j) prepravka vrata za AS-prekidače i grebenaste sklopke;
k) izvođenje spojeva ventilacijskih motora preko višepolnih utikača i utičnica;
l) zamena postojećih releja i relejnih pojačala relejima i relejnim pojačalima u "combiflex" izvedbi;
m) izvođenje signalizacije rada i kvarnih stanja pomoćnih pogona u kabinama uz mogućnost kvitiranja prolaznih kvarova iz kabina;
n) poboljšanje smeštaja sklopnika i pripadnih otpornika;
nj) ugradnja izbojnih otpornikana startne i prenaponske kondenzatore;
o) zamena starih ASEA kondenzatora kondenzatorima MINEL;
r) zamena postojećih rednih stezaljki (380 V) u S5 ormaru stezaljkama za vijačno spajanje kabelskih stopica.

D. EKOLOGIJA I ŽELEZNICA

Ekološke karakteristike železnice i njenih voznih sredstava

Prof. dr Radisav VUKADINOVIĆ, dipl.inž., Viša železnička škola Beograd

1. Uvod i problem

Najakutniji problemi naše epohe koji se ispoljavaju u najoštrijoj formi danas u svetu jesu:

- problemi energije,
- zaštita prirode i životne sredine,
- zauzimanje životnog prostora i
- bezbednost saobraćaja.

U svim tim područjima akutnih problema svoje mesto manje ili više zauzimaju pojedine grane saobraćaja.

Problemi energije su kulminirali pojavom tzv. energetske krize zbog preteranog i stalnog porasta potrošnje energije, sa jedne strane, i ubrzanog smanjenja postojećih energetskih resursa (nafta, ugalj), sa druge strane, te su iz tih razloga istraživanja daljeg tehničko–tehnološkog razvoja usmerena ka reacionalizaciji potrošnje i iznalaženju novih vidova ekološki čistih energija.

Zaštita čovekove okoline je relativno nov problem koji je nastao zbog pojave opasnosti, odnosno rizika, usled kojih volazi do ugrožavanja ekološkog sistema zbog zagađenja njegovih osnovnih elemenata: vode, tla i vazduza, kao i usled ugroženosoti flore i faune, što u osnovi predstavlja osnovnu sadržinu čovekove prirodne i životne sredine. U vezi sa tim nadovezuje se i problem povećanog zauzimanja životnog prostora za razne infrastrukture i industrijske sisteme, kojeg za životne potrebe čoveka ostaje sve manje.

Mnogim medicinskim i drugim naučnim istraživanjima dokazane su štetne posledice koje potiču od atmosferskih zagađenja, buke i drugih štetnih uticaja koji dovode do opadanja bezbednosti za čoveka i do pojave krize njegovog životnog prostora.

Tehnika, tehnologija saobraćaj i prljava industrija svojim opadnim materijalima degradiraju i zagađuju prirodnu i životnu sredinu u obimu koji dobija katastrofalne razmere. Saobraćajna bezbednost je, sa visokim stepenom ugroženosti stanovništa, postala jedan od vodećih problema u čitavom svetu jer neke statistike Ujedinjenih nacija pokazuju da je više nastradalih ljudi u saobraćajnim udesima od Drugog svetskog rata do danas nego što ih je nastradalo u tom ratu.

U sadašnjoj epohi civilizacije usled ubrzanog tehnološkog razvoja, naročito u oblasti industrije i saobraćaja i povećanog korišćenja različitih oblika energije, zaštita prirode i životne sredine sve više postaje globalni svetski problem zbog prisustva brojnih rizika koji ugrožavaju ekološku bezbednost na širokom prostoru naše planete u različitim pojavnim oblicima, te je ekološki sistem ugrožen do krajnjih granica opasnosti.

2. Ekološka ugroženost od saobraćaja i komparativne prednosti železnice

Svi vidovi saobraćajnog sistema sa svojim sadašnjim osobinama predstavljaju izvore znatnih zagađenja prirodne i životne sredine čoveka, samo neki više a neki manje.

Negativni uticaj saobraćaja u odnosu na čovekovu okolinu odražava se u tom što saobraćajna infrastruktua u znatnim razmerama zauzima životni prostor, dok saobraćajna sredstva i tehnološki procesi saobraćaja izazivaju štetna dejstva zbog:

- buke, vibracija i potresa i sl.;
- zagrađenja vazduha izuvnim gasovima;
- zagađenja vode i vodotokova, kao i
- zagađivanja okolnog zemljišta, urbanih i plodnih poljoprivrednih površina.

2.1. Uticaji saobraćajne buke i vibracija

Saobraćajna buka je osnovni faktor ugrožavanja prirodne i životne sredine.

Osnovna karakteristike saobraćajne buke u pogledu njenog štetnog dejstva po zdravlje ljudi ogledaju se u tome što ona nije vremenski determisana, a i stalno varira sa neprestanim oscilacijama u pogledu jačine i frekvencije, što je ubraja u vrlo štetne faktora po zdravlje ljudi u pogledu oštećenja sluha, nervnog i kardiovaskularnog sistema, a osim toga predstalvja jedan od stresogenih faktora koji utiču na psihosomatsko zdravlje ljudi.

Buka i akustički fenomen koji nastaje zbog različitih vibracija koje mogu biti štetne za čoveka, počev od oštećenja određenih smetnji, pa do pojedinih psiholoških, odnosno patoloških reakcija, što zavisi od određenog nivoa njene jačine, odnosno intenziteta i učestanosti dejstva.

Unutrašnje uho ljudi je vrlo osetljivo i može razlikovati promene u pritisku buke od $2x10^{-5}$ Pa (što predstavlja prag čujnosti) pa do 20 Pa (što predstavlja granicu bola) i frekvencije u rasponu od 16 Hz do 16 000 Hz.

No, međutim, iz raktičnih razloga, na osnovu prethodnih elemenata usvojeno je da se nivo pritiska buke ili, kraće rečeno, nivo buke iskazuje jedinicom decibel (dBA), na osnovu čega se klasifikuju sledeći nivoi buke:

- prag čujnosti ljudskgo uha ima nivo buke do . . . . . 0 dB(A)
- umereno jak šum . . . . . do 60 dB(A)
- početna granica (donja) gubitka sluha . . . . . više od 80 dB(A)
- mnogo jak šum . . . . . više od 90 dB(A)
- neprijatno jak zvuk . . . . . više od 110 dB(A)
- bolno jak zvuk . . . . . više od 130 dB(A)
- gornja granica gubitka sluha iznosi 140 dB(A)

Radi ilustracije, prikazaće se nekoliko nivoa proizvođača buke iz oblasti saobraćaja i njegovog okruženja:

- mlazni avion pri poletanju . . . . . 150 dB(A)
- udar groma . . . . . 110 dB(A)
- podzemna železnica . . . . . 100 dB(A)
- motocikl . . . . . 90 dB(A)

Međunaropdna železnička unija (2) utvrdila je da saobraćajna sredstva u proseku ostvaruju sledeću jačinu buke:

- putnički automobili (zapremine 700- 1200 cm^3) . . . . . 82 dB(A)
- teški teretni kamioni . . . . . 103 dB(A)
- brzi putnički voz . . . . . 65 dB(A)
- teretni voz brzine od 120 km/h . . 60 dB(A)
- voz iz prigradskog saobraćaja . . 70 dB(A)

Na osnovu brojnih medicinskih i psihosocioloških ispitivanja iz ove oblasti utvrđeno je da buka već pričinjava smetnju za čoveka kada jačina zvučnog nivoa pređe prag od 55 dB(A), dok veće neprijatnosti i smetnje većeg stepena nastaju sa prekoračenjem nivoa od 65 dB(A).

Međutim, kao maksimalni dopušteni nivo buke u industrijskim i saobraćajnim procesima uzima se nivo najviše do 85 DB(A), a kod određivanja stepena ugoženosti od uticaja buke usvojeno je da dozvoljeni granični nivo buke za period dana od 6 do 22 h iznad najviše 65 dB(A), dok za noćni period od 22 do 6h iznosi najviše 55 dB(A).

Radi sagledavanja veličine nivoa buke u procesima rada prikazuju se rasponi nivoa buke u nekim saobraćajnim železničkim objektima, kao npr.:

- u ranžirnim stanicama (pri ranžiranju vozova) . . . . . od 9 – 120 dB(A)
- u putničkim stanicama (pri prolasku vozova sa dizel–vučom) . . . . . 90 – 110 dB(A)
- u putničkim stanicama (sa velikom frekvencijom vozova) . . . . . 90 – 125 dB(A)
- u halama dizel-depoa . . . . . 90 – 100 dB(A)
- u kovačkoj radionici . . . . . 86 – 109 dB(A)
- u remontnoj hali . . . . . 81 – 96 dB(A)
- u odeljcima železničkih putničkih kola . . . . . do 63 dB(A)

Poznata je činjenica da je železnički saobraćaj veliki proizvođač buke i vibracija. Međutim, za buku i vibracije koje stvara železnički saobraćaj karakteristično je da su kratkotrajne i sa povremenim dejstvom prilikom prolaska vozova u određenim vremenskim razmacima na pruzi, osim izuzetaka onih stanica (ranžirne i rasporedne) u kojima se obavlja obiman rad oko prijema, otpreme i ranžiranje vozova, odnosno manevrisanja železničkih vozila. Nadalje, na osnovu frekvencijske analize utvrđeno je da buka koja nastaje od drumskog saobraćaja uglavnom sadrži niske frekventne šumove, dok buka od železničkog saobraćaja ima pretežno visokoferekventne šumove.

Smetje koje izaziva železnička buka zavise od brzine pruga, lokacije stanica, intenziteta saobraćaja i brzine vozova, kao i strukture saobraćajnih procesa na njima.

Kod saobraćajne buke jačine zvučnih emisija i njihov uticaj zavise od vrste saobraćaja. Tako npr. buka koju izaziva prolazak jednog kamiona, a koja direktno zavisi od brzine njegovog kretanja, ima vrednsot buke veću za 6 – 12 dB(A) (u smislu neprijatnosti koju oseća pojedinac) od one koju proizvode šest automobila, a u nekim saobraćajnim uslovima taj efekat može biti ekvivalentan prolasku čak 10 – 15 automobila. Efekti buke i vibracija su neposredni i prolazni.

Zvučne efekte buke duž železničkih pruga proizvodi kotrljanje osovinskih slogova u kontaktu točak – šina, rad motora, aerodinamički efekat, vibracije tla, kontakt između električnog kontaktnog voda i pantografa voza i drugih struktura na pruzi čiji se nivo i jačina povećavaju sa brzinom kretanja vozova.

Emisioni nivo buke (L) koji potiče od železničkih vozova utvrđuje se na rastojanju od 25 m, odnosno 100m od određene ose koloseka i na visini od 3,5m od gornje ivice šine pri slobodnom rasprostiranju buke, za šta nam može poslužiti poznati Švajcarski model po obrascu:

$$L = 53 + 23 \cdot \log\left(\frac{V}{100}\right) + 10 \cdot \log\left(\frac{l \cdot n}{s}\right) - s$$

$[\ 56\text{–}64(6\text{–}h)\ ] \cdot 10^{-4}\ [\ dBAC\ ]$ gde je

V(km/h) – brzina vozova
1(m) – dužina voza
n(voz/čas) – časovni intenzitet vozova
s(m) – udaljenost između prijemnika buke i pruge
h – koeficijent intenzivnog saobraćaja koji iznosi:
h = 0 ako je srednja visina rasprostiranja < 0,8m
h = 6 ako je srednja visina rasprostiranja ≥ 6m

Nivo buke kod vozova na odstojanju od 25 m iznosi oko 75 dB(A).

Vrsta i nivo buke zavise od vrste, dužine i brzine voza, vrste vozila i kočnica, vrste gornjeg stroja i dela pruge (da li je otvorena pruga, usek, nasip, tunel, skretnica, most, krivina itd.). Tako je npr. emisioni nivo buke manji za oko 4 dB(A) kod klasičnog koloseka sa zastorom od koloseka bez zastora. Slično je sa rasprostiranjem vibracija u podlozi.

Vibracije imaju štetne posledice na tlo, zgrade i infrastukture, koje mogu pretrpeti oštećenja u formi od običnih naprslina do strukturalnih poremećaja. Vibracije koje nastaju duž železničke pruge pri prolasku vozova zavisi od karakteristika tla osnove na kojoj je postavljena pruga, vrsta železničkih vozila i sistema njihovog ogibljenja, mase i brzine kretanja. U tom pogledu postoji značajna razlika između putničkih i teretnih vozova. Pošto putnički vozovi imaju savršenije ogibljenje i manja osovinska opterećenja, oni čak i pri velikim brzinama retko proizvode vibracije koje se mogu osetiti na udaljensoti od 25m od pruge. Međutim, teretni vozovi čija su osovinska opterećenja mnogo veća, a sistem ogibljenja nesavršen, predstavljaju osnovni uzrok vibracija železničkog porekla.

2.2. Uticaji saobraćaja na atmosferska i ostala zagađenja

Atmosfersko zagađivanje nastaje kao posledica gasnih emisija iz vozila pri procesu sagorevanja tečnih goriva. Saobraćaj prouzrokuje ispuštanje brojnih atmosferskih zagađivača, kao što su:

– ugljeno-monoksid (CO_v);
– ugljen-dioksid (CO_2);
– ugljovodonik (CH);
– organski sastojci koji isparavaju, a rezultat su nepotpunog sagorevanja (CO_v);
– azot-monoksid (No_x);
– olovo (Pb);
– sumpor-dioksid koji dovodi do pojave kiselih kiša (SO_2);
– aldehidi, formaldehidi, gasovi i pare i ostale čestice koje se izbacuju pri radu motora sa unutrašnjim sagorevanjem.

Istraživanja Evropske zajednice (2) su pokazala da u ukupnom atmosferskom zagađenju od saobraćaja ugljen–monoksidom učestvuju:

– drumski saobraćaj oko 80%,
– vazdušni saobraćaj oko 11%
– železnički saobraćaj oko 4%,
– vodeni saobraćaj sa nešto manje od 1%,
– ostali vidovi saobraćaja sa oko 1%.

U 1969. god. obavljena su istraživanja u 50 gradova zapadnoevropskih zemalja i sa jako razvijenim saobraćajem kod kojih je utvrđena koncentracija ugljen-monoksida u vazduhu od oko 0,03%, pri čemu se navodi da je ugljen-monoksid smrtonosan ako je njegova koncentracija u vazduhu veća od 0,18 do 0,26%.

Američka istraživanja obavljena u severnoameričkom koridoru Boston – Njujork – Vašington, gde je gusto naseljeno stanovništvo, pokazala su da putnički automobili zagađuju vazduh 30 puta više, dok autobuski saobraćaj 24 puta više nego brza gradska železnica.

Železnička vučna vozila kao pretvarači energije imaju značajnog uticaja na prirodnu sredinu, što zavisi od vrste i tipa vučnog vozila. Dizel-vučna vozila su značajni zagađivači prirodne sredine zbog emisije izduvnih gasova. Električna vučna vozila su to u najmanjoj meri jer koriste ekološki čistu električnu energiju.

Od ostalih zagađenja zbog saobraćaja posebno je opasno zagađenje okolnog zemljišta, vode i vodotokova duž pruge, stanica, lokomotivskih depoa i radionica koje može nastati zbog rasipanja i odlivanja raznih otpadnih voda, materija i opasnih tereta koji se transportuju. Osim toga, prirodna sredina je izložena u mnogim drugim štetnim uticajima od saobraćaja, kao što su:

– izloženost dejstva elektromagnetnog polja;
– izloženost opasnostima od rasipanja nafte, naftnih derivata, raznih hemikalija i opasnih materija iz transportnih sredstava;
– požari i eksplozije vozova i drugi vanredni događaji.

2.3. Uticaj saobraćaja na potrošnju energije i zauzimanje prostora

Saobraćaj je veliki potrošač energije. U pogledu potrošnje energije u saobraćaju, koja zavisi od stepena korišćenja saobraćajnih sredstava, železnica i vodeni saobraćaj su najmanji potrošači energije sa oko 0,6 MJ/tkm.

Za stopu korišćenja prevoznih kapaciteta kod voza i autobusa od 100%, što takođe zavisi od brzine i vremena trajanja prevoženja, imaju najmanju specifičnu potrošnju od oko 0,29 MJ/pkm sa izvesnom prednošću koja je na strani voza. Dok npr. jednodelni kamion sa 100% iskorišćenja nosivosti ima specifičnu potrošnju od 1,55 MJ/tkm.

Vazdušni saobraćaj ima najveću specifičnu potrošnju energije u poređenju sa ostalim vidovima saobraćaja. Tako npr. avion u vazdušnom saobraćaju ima za oko 2 – 3 puta veću specifičnu potrošnju energije nego brzi voz.

Voz ICE1 ima ekvivalentnu potrošnju energije od 2,5 l goriva na svakih 100 pkm, naspram putničkog automobila koji troši 6,1 lit/100 pkm ili aviona 7,7 lit/100pkm.

U narednom prikazu data je specifična potrošnja energije po jedinici prevoznog rada u putničkom sao-

braćaju (pkm) i teretnom saobraćaju (tkm) uporedno za određene vidove saobraćaja

I. Za putnički saobraćaj	indeks specif. potrošnje
1. *Električna vuča železnice*	1,0
2. *Autobuski javni saobraćaj*	3,5
3. Železnička dizel–vozila	4,5
4. Putnički automobilski saobraćaj	10,8
5. Vazdušni saobraćaj	27,8
II. Za teretni saobraćaj	
1. Električna vuča železnice	1,0
2. Pomorski saobraćaj	1,3
3. Železnička dizel–vuča	3,5
4. Rečni saobraćaj	3,7
5. Drumski kamionski javni saobraćaj	12,9
6. Drumski kamionski saobraćaj za sopstvene potrebe	22,9

Navedena istraživanja (2) su pokazala da kamionski saobraćaj za prevoz 1 tone, u zavisnosti od njihove nosivosti i stepena iskorišćenja, troši 7,2 – 20 puta više energije u odnosu na železnički šinski saobraćaj.

U zavisnosti od vida saobraćaja u ukupnoj potrošnji energije približno učestvuju: drumski saobraćaj sa oko 84,4%, vazdušni sa oko 11,1%, železnički sa oko 2,5% i vodeni saobraćaj za oko 2%.

U pogledu zauzuimanja prostora, železnica sa svojim prugama, stanicama i sotalim pratećim objektima infrastrukture zauzima za oko 2 puta manje prostora nego drumski saobraćaj.

Američka istraživanja (2) su izučavala odnose u nivoima saobraćajne bezbednosti kod prevoza putnika u pojedinim vidovima saobraćaja iskazano prema broju poginulih putnika na $100x10^6$ putničkih milja kod kojih je utvrđeno da je putovanje vozom bezbednije od putovanja avionom za oko 2,3 puta, od putovanja autobusom za oko 2,7 puta, a od putovaja putničkim automobilom za oko 2,7 puta.

U pogledu saobraćajne bezbednosti železnica je najbezbednija sa najnižim stepenom ugroženosti nastradalih lica, posle čega slede vazdušni, pa drumski saobraćaj sa najvećim stepenom ugroženosti bezbednosti prevoženja.

Zaključak

Na osnovu poznatih činjenica komparativne prednsoti železničkog saobraćaja u odnosu na ostale vidove saobraćaja sastoje se u: manjoj potrošnji energije i nižim troškovima transprota, manjem zauzimanju prostora, većoj bezbednosti saobraćaja i većoj ekološkoj zaštiti.

U budućim istraživanjima razvoja i gradnje železničke i ostale saobraćajne infrastrukture, voznih sredstava i njihove eksploatacije, mora se težiti ka daljem poboljšanju njihovih ekoloških karakteristika, kao i unapređenju postojećih i uvođenju novih energetskih tehnologija.

LITERATURA

(1) Ekonomika železničkog saobraćaja, knjiga II, dr V.Kolarić, 1986.g. Beograd

(2) Zelena knjiga Evropske zajednice o uticaju saobraćaja na čovekovu sredinu, Brisel, 1992.g. (Železnice, 9/94)

(3) Optimizacija razvoja saobraćajnog sistema Jugoslavije, knjiga II, Savetovanje 1990.g., Beograd

(4) Materijali sa savetovanja o zaštiti na radu u železničkom saobraćaju iz 1992, 1993, 1994. i 1995.g.

(5) Dugoročan program ekonomske stabilizacije, Komisija saveznih društvenih saveta, Beograd, 1983.g.

Nove tehnologije u železničkom saobraćaju za rešenj problema buke kao ekološkog faktora

Dragana STOŠIĆ
dipl. ing., samostalni stručni saradnik u
Sektoru za tehničke poslove ZJŽ, koordinator
JŽ–UIC za zaštitu životne sredine

Suočeni smo danas sa globalnim promenama prirodnih uslova, koji su posledica loše vođene politike zaštite čovekove okoline. Efekat staklene bašte, oštećenje ozonskog omotača, pojava kiselih kiša, nestanak nekih biljnih i životinjskih vrsta, sve su to posledice nekontrolisanog privrednog razvoja, sa nesagledivim posledicama. Zagađenje čovekove okoline je akutni problem čovečanstva u celini i zaveštanje koje ostavljamo budućim generacijama.

U Brazilu je 1992. godine održana II Konferencija UN o životnoj sredini i razvoju čija je tema bilo uravnoteženje privrednih i ekoloških ciljeva i uspostavljanje interakcije između privrede i čovekove okoline. Na ovoj konferenciji zaokružen je koncept održivog razvoja (sustainable development) sa osnovnom idejom da se mere zaštite životne sredine integrišu u ekonomski rast i upravljanje privredom.

1.Uticaj saobraćaja na okruženje

Razvoj tehnologije, snažan tempo industrijalizacije i urbanizacije i stalna potreba za kretanjem ljudi i dobara doveli su do toga da jedan od osnovnih problema savremenog društva, naročito u većim urbanim područjima, bude problem zaštite životne sredine od negativnog uticaja saobraćaja. U razvijenim zemljama savremenog sveta saobraćaj ima ogroman udeo u zagađivanju vazduha i jedan je od glavnih izvora buke.

Osnovni negativni uticaji saobraćaja na okruženje mogu se svrstati u sledeće grupe:

- zagađenje vazduha ugljovodonicima, ugljenikovim i azotnim oksidima, olovom, raznim česticama itd. zavisno od vrste goriva koje koriti saobraćajno sredstvo;
- buka i vibracije (zavisno od vrste saobraćajn sredstva i tehnologije saobraćaja);
- zauzimanje prostora za saobraćajnu infrastrukt ru, što predstavlja ekološku štetu trajne prirod zbog izmene izgleda terena, kao i problem kasni alternativne upotrebe prostora sa zastarelom sa braćajnom infrastrukturom;
- korišćenje energije i neobnovljivih prirodnih resu sa za izgradnju saobraćajne infrastrukture i sa braćajnih sredstava;
- čvrsti otpaci, nastali prilikom građenja infrastruktu ili zamene prevoznih sredstava i ostale opreme;
- otpadne vode, koje nastaju u procesu eksplo cije i održavanja saobraćajnih sredstava i in strukture:
- saobraćajne nezgode;
- zagušenja u saobraćaju, koja dovode do ve negativnog uticaja drugih faktora (emitovanje duvnih gasova, buka) kao i do gubitka vreme koje bi se moglo iskoristiti za druge aktivnosti;
- ekološke štete nastale u procesu prevoza o snih materija (hemijskih i nuklearnih).

2. Eksterni efekti saobraćaja i politika int nalizacije

Između različitih saobraćajnih grana postoji velika r ka kada se govori o tzv. negativnim eksternim efektima.

Rešavanje problema negativnog uticaja saobra na okruženje može se globalno izvesti na tri načina. M se smanjiti obim saobraćaja uopšte, mogu se pobol

ekološke performanse pojedinih saobraćajnih grana ili se određeni obim prevoza iz grana manje sigurnih i nepovoljnijih po okruženje može prebaciti u druge saobraćajne grane.

Međutim, mnogo je lakše govoriti o prebacivanju određenog obima prevoza iz jedne u drugu saobraćajnu granu, nego što se to može stvarno i učiniti. Mnogi transportni zadaci u modernom društvu ne mogu se izvesti na drugi način a da to ne smanji njihovu efikasnost. Štaviše, administrativne mere ne dovode do dugoročnog rešenja. Zbog toga svi troškovi jednog vida transporta moraju biti sadržani u ceni koju kupac mora da plati za transportnu uslugu, što bi smanjilo nesrazmere koje u ovom trenutku vladaju na tržištu saobraćajnih usluga i preusmerilo potražnju u pravcu veće ekonomske i ekološke efikasnosti i manjeg zagađenja okoline.

U okviru programa rada Međunarodne železničke unije - UIC rađena je studija o profilu i veličini eksternih troškova, na evropskom nivou. Studija je obuhvatila podatke iz 17 evropskih zemalja (sve članice Evropske unije, Švajcarska i Norveška)[1]. Analiza je rađena za četiri saobraćajne grane: drumski, železnički, vazdušni i saobraćaj na unutrašnjim vodnim putevima, sa posebnim naglaskom na prva dva. Sa duže liste mogućih eksternih troškova analizirani su i kvantitativno procenjivani troškovi okruženja i sigurnosti (zagađenje vazduha, promene klime, buka, nezgode) i sistemski troškovi (nepokriveni infrastrukturni i, eventualno, operativni troškovi).

Glavni rezultati studije - ukupni apsolutni eksterni troškovi zagađenja okoline i nezgoda u EUR 17 (u milijardama ECU) po saobraćajnoj grani i vrsti uticaja-prikazani su u tabeli 1.

Ukupni eksterni troškovi zaštite čovekove okoline i troškovi nezgoda su oko 50 puta veći za drumski saobraćaj nego za železnički (250 milijardi ECU prema 5 milijardi ECU). Drumski saobraćaj ima najveće apsolutne eksterne troškove obzirom na svoj najveći udeo u ukupnom obimu saobraćaja i na veličinu relativnih eksternih koeficijenata, kad se porede sa železnicom. U relativnim eksternim troškovima drumskog saobraćaja preovlađuju visoki troškovi saobraćajnih nezgoda dok su kod železničkog to, uglavnom, nepokriveni infrastrukturni troškovi.

Politika etapne internalizacije eksternih troškova, za koju se zalaže i UIC, mora da sadrži četiri grupe instrumenata:

- destimulativna ekonomska opterećenja u vidu poreza na potrošnju energije i emitovanje CO_2
- destimulativna opterećenja prema grani saobraćaja i negativnim uticajima koje izaziva u okruženju
- regulativne instrumente, prema vidu i efektima
- komplementarnu politiku intermodalne koordinacije

Predloženi instrumenti po pojedinim saobraćajnim granama su:

a) Drumski:
- Snižavanje troškova saobraćajnih nezgoda uvođenjem striktnijih kaznenih mera i bonus/malus sistema premija osiguranja (pored tehnoloških unapređenja).
- Porezi zavisni od emitovanja "zagađenja" (buka, zagađenje vazduha) sa bonus/malus sistemom (što podrazumeva odgovarajuće standarde kao komplementarni instrument).

b) Železnički:
- Dinamički standardi za emitovanje buke za nova vozna sredstva, plus plaćanje troškova zagađenja po bonus/malus sistemu.
- Program modifikacije postojećih voznih sredstava i infrastrukture u cilju smanjenja buke.

c) Vazdušni:
- Dinamički, na emitovanju zasnovani porezi za sletanje (komplementarni minimalni standardi).

EKSTERNI TROŠKOVI ZAŠTITE ČOVEKOVE OKOLINE u EUR 17 prema vrsti uticaja

Tabela 1.

	Drumski				Železnički		Avionski		Brodski	UKUPNO	
	Automob.	Autobusi	Motori	Kamioni	Putnički	Teretni	Putnički	Teretni	Teretni	Putnički	Teretni
Efekti	u 1000 miliona ECU										
Nezgode	106	4.2	16.0	21	0.5	0.2	1)	1)	1)	126	22
Buka	15	1.9	4.4	12	0.9	1.2	2.1	0.7	1)	24	14
Zagađenje vazduha	22	1.8	0.6	13	0.6	0.2	3.5	1.1	0.5	28	14
Klima	22	1.2	0.3	10	0.8	0.3	6.8	2.2	0.2	31	13
UKUPNO	164	9.1	21.0	56	2.8	1.8	12.0	4.0	0.7	209	63

1) ne postoje podaci
Izvor: Iternalisation of External Costs: Stepwise Toward Sustainable Mobility – Dr. S.P. Mauch, Dr. R.Iten

1 Grupa EUR 17

3. Problem buke na železnici i načini njegovog rešavanja

Osnovni ekološki "greh" koji se, sa razlogom, pripisuje železničkom saobraćaju je buka.

Ovaj problem danas ne može da rešava svaka železnica posebno. Da bi nacionalni propisi svake zemlje o dozvoljenim nivoima buke u dnevnom i noćnom periodu mogli da se primene u saobraćaju na međunarodnom nivou neophodno je da se emitovanje buke tipičnih formacija vozova svede na standardne vrednosti. Dozvoljene vrednosti nivoa buke treba da se definišu

a) generalno, kao funkcija brzine

b) specifično, za različite kategorije vozila (teretni vagoni, putnička kola, lokomotive, garniture vozova za velike brzine).

Postojeći i budući propisi u ovoj oblasti postaviće oštre granice nivoa buke koju proizvodi železnički saobraćaj u urbanim sredinama. Pridržavanje graničnih vrednosti može se postići merama na izvoru (tj. smanjenjem intenziteta i/ili brzine saobraćaja, smanjenjem noćnog saobraćaja, uvođenjem voznih sredstava koja emituju manje buke), merama na prenosnom putu buke (zvučne barijere, izbegavanje gradnje zgrada) ili merama u tački dejstva (ugradnja zvučne izolacije na zgradama). Namera železnice je da poveća i brzinu i intenzitet saobraćaja, a naročito da poveća kapacitet svoje železničke mreže u toku noći i to prevashodno za teretni saobraćaj. Očigledna posledica ove situacije je usvajanje druga dva rešenja: skupih i ružnih zvučnih barijera i izolacije zgrada. Obzirom da propisi koji se odnose na teretna vozila na nivou svake zemlje posebno ne bi bili efikasni obzirom da veći deo voznih sredstava na mreži jedne železnice dolazi iz inostranstva, javni propisi svake zemlje nastoje da nametnu železnici da troši više novca i napora na manje poželjna rešenja. Stoga je potreban zajednički pristup rešavanju problema buke i prilagođavanju voznih sredstava standardima na evropskom nivou.

U tom cilju je Evropski institut za istraživanja na železnici ERRI, pod pokroviteljstvom IV okvirnog programa Evropske unije, započeo tri projekta, čiji rezultati treba da počnu da se primenjuju u toku 1996 god. U svim projektima traže se rešenja koja treba da dovedu do znatnog snižavanja nivoa buke, uz prihvatljive troškove. To su:

Tihi teret (vozilo)

Cilj projekta "Tihi teret" je redukcija generisanja buke na dodiru točak/šina pomoću promene parametara voznih sredstava i razvoj novih rešenja, kako za postojeća, tako i za nova vozna sredstva. Očekuje se da će se, primenom rezultata ovog, kao i projekta "Tiha pruga" nivo emitovane buke sniziti najmanje za 10 dB. U izradi ovog projekta koristi se, i istovremeno usavršava ERRI-jev ekspertni sistem TWINS koji simulira dodir točak/šina i generisanje šuma, koje odatle proističe.

Ključni elementi projekta su:

- Modifikacija TWINS programa tako da se prilikom određivanja pobude vibracija točka i šine uzme u obzir i efekat transverzalnog profila točak/šina.
- Razvoj novih simulacionih modela za emitovanje buke točkova i njihova in-tegracija u TWINS
- Projektovanje i atestiranje optimiziranih točkova sa minimalnim generisanjem buke.
- Projektovanje rubova točkova (da bi se kontrolisalo širenje buke od trćećeg stroja, vešanja itd.).
- Razvoj metoda analize buke koju proizvodi sanduk vagona i projektovanje i atestiranje tehnika za smanjenje buke iz tih delova.

Tiha pruga

Obzirom da mere koje se primenjuju samo na šine ili samo na vozna sredstva mogu da imaju samo ograničen efekat ovaj projekat komplementaran je projektu "Tihi teret". Glavni cilj ovog projekta je razvoj novih tehnologija za železničku infrastrukturu koja treba da proizvodi buku nižeg nivoa. U okviru njega razviće se određeni broj novih tehničkih rešenja za primenu na postojećim prugama koja će smanjiti buku za 2.5 dB, a više od 10 dB u kombinaciji sa merama na voznim sredstvima.

Eurosabot

U ovom projektu specijalno se obrađuju vozila opremljena kočnicama sa papučama. Za-datak projekta je iznalaženje relativno jeftinih rešenja za modifikaciju materijala i pro-jektovanih komponenti, da bi se minimiziralo habanje točka u interakciji točak/kočioni blok i postiglo snižavanje nivoa buke između 5 i 12 dB. Rešenja treba da budu takva da se sa minimalnim troškovima mogu ugraditi na postojeća vozila.

Rad na projektu se sastoji od:

- razvoja pogodnih modela za razumevanje uticajnih faktora koji dovode do habanja točkova,
- korišćenje kočionih dinamometara za proučavanje efekata različitih materijala za blokove, kao što su nepravilnosti na površini i raspodela temperature,
- razvoj i laboratorijsko i terensko ispitivanje novih materijala za blokove,
- korišćenje posebnih metoda za identifikaciju buke iz pojedinih točkova,
- korišćenje (i mogući dalji razvoj) programa TWINS.

ERRI planira da svoj dalji rad na problemu buke, koji se obavlja u stalnoj radnoj grupi C 163 u koordinaciji sa Grupom za zaštitu životne sredine UIC i ad hoc Radnom grupom za buku, usmeri na sledeće aktivnosti:

- izradu zajedničkih evropskih standarda za emitovanje buke železničkih vozila,

- izradu studije o prostiranju buke i metodama snižavanja njenog nivoa na mestu uticaja u urbanim sredinama,
- izradu studije o buci određenog, unapred poznatog spektra učestanosti (npr. na mestu napajanja gorivom dizel lokomotiva),
- izradu studije o poboljšanju adhezionih karakteristika točka u krivinama malog poluprečnika,
- izradu studije o usavršenim tehnikama merenja buke,
- razvoj i korišćenje ekspertnih sistema za razvoj sistema sa nižim nivoom buke.

4. Umesto zaključka

Buka postaje jedno od ključnih pitanja zaštite životne sredine u Evropi. Ukoliko se ovaj problem ne rešava pomoću novih tehnoloških rešenja biće mu nametnuto rešavanje pomoću određene kaznene politike. Železnica mora da uzme u obzir da je automobilska industrija, pod pritiskom javnosti, u poslednjoj deceniji znatno poboljšala energetsku i ekološku efikasnost drumskog saobraćaja a da se težnjom za povećanjem brzine vozova povećavaju potrošnja energije i pojačava buka. Ova dva trenda posmatrana zajedno sužavaju ekološku prednost železničkog saobraćaja nad drumskim i sužavaju veličinu tržišnog segmenta na kome saobraćajna politika može da favorizuje železnicu zbog ekoloških razloga. Da bi železnica zadržala svoje pozicije neophodno je formulisanje konkretnih programa, aktivno učešće u formulisanju transportne politike, učešće u izradi standarda koji neće železnici nametati neprihvatljiva rešenja, snažan istraživački rad i dalji rad na razvoju novih tehnologija za poboljšanje ekoloških performansi železničkog saobraćaja.

LITERATURA

Dr S.P. Mauch, Dr R. Iten: INTERNALISATION OF EXTERNAL COSTS: STEPWISE TOWARDS SUSTAINABLE MOBILITY

Mr Th. Weis, Mr P.E. Gautier, Mr W. Bird: RESEARCH ON RAILWAY NOISE IN EUROPE

Lj. Dedović: ZAŠTITA ŽIVOTNE SREDINE - FAKTOR STRUKTURE SAOBRAĆAJNOG SISTEMA

Dr Ž. Ristić: EKOLOŠKI MENADŽMENT

CIP - Каталогизација у публикацији
Народна библиотека Србије, Београд

629.4(062)(082)

ИНТЕРНАЦИОНАЛНИ научно-стручни симпозијум
(7; 1996; Београд)

Tehnika železničkih vozila: železničko mašinstvo / Internacionalni VII naučno-stručni simpozijum. Oktobar 1996. god.; (odgovorni urednik Momčilo Živić; organizatori Univerzitet u Nišu Mašinski fakultet (i) Javno železničko transportno preduzeće "Beograd"). - Beograd: Želnid,

1996 (Beograd: Želnid). - 301 str. : ilustr. ; 26 str.

Tiraž 300. - Na vrhu nasl. str.: Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet. - Bibliografija uz sve radove.
ISBN 86-7307-021-X
1. Живић, Момчило
625.143(063)(082) 625.151(063)(082)
a) Железничка возила - Зборници b) Железничке шине - Зборници c) Железничке скретнице - Зборници
ID=49101324

