Naučno-stručni časopis JŽ • UDK 656.2 (05) • Yu ISSN 0350-5138

ŽELEZNICE

Vol. 48 • N° 10 • Strane 1081-1200 • Beograd • Oktobar 1992. godine

TRADICIJA KOJA VUČE NAPRED

s i m p o z i j u m

o železničkom mašinstvu

Niš, 1992.

TRADICIJA KOJA VUČE NAPRED

Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu ove godine, po peti put u svojoj istoriji, organizovao je naučni simpozijum o železničkom mašinstvu. Vreme održavanja – kao i obično, prva polovina oktobra. Mesto – prostorije Mašinskog fakulteta Univerziteta u Nišu. Učesnici – profesori fakulteta, istraživači, železničari – svi oni koji na bilo koji način učestvuju u ovoj oblasti ljudske delatnosti.

Suorganizatori su ove godine bili Javno železničko transportno preduzeće "Beograd", Holding kompanija MIN - fabrike "Lokomotiva" i "Vagonka" iz Niša, Holding kompanija "Goša" - Fabrika šinskih vozila iz Smederevske Palanke, Fabrika vagona iz Kraljeva, Fabrika "Bratstvo" iz Subotice i Fabrika "Heroj Srba" iz Smedereva.

Simpozijum se organizuje već deset godina, što znači svake druge godine. Sadržaji su slični, pošto je osnovna tema - železničko mašinstvo. Ti sadržaji su se menjali - nekad bili širi, nekad uži - učestvovali su i stručnjaci iz inostranstva. Ove godine je skup bio čisto "domaći" - blokada je zatvorila vrata stranim stručnjacima čak i na naučnim skupovima poput ovog.

Kada kažemo da je ovo tradicionalni skup, onda ne govorimo o tradiciji kao o nečemu što vraća u prošlost, što vuče nazad. Reč je o skupu koji je postao tradicija Mašinskog fakulteta u Nišu i železničara, ali tradicija koja je u celini okrenuta prema budućnosti. Jer, železničko mašinstvo o kome je reč na ovom skupu, menja se gotovo dnevno, a ne po godinama, odnosno decenijama. Ono o čemu je na prvom skupu pre jedne decenije bila reč – odnosno najveći deo toga, danas je velikim delom prošlost, istorija – promenjeno je. U svetu železničko mašinstvo napreduje, a mi moramo da pratimo te promene. Razvoj nauke i tehnike u kinetici vozila, sistemima upravljanja, novine u korišćenju energije u ekologiji, nove tehnologije, poluprovodnici, svetlosna vlakna, elektronika, čipovi, digitalna tehnika, elektronsko povezivanje železnica i prikupljanje podataka, čitava ta visoka tehnologija stiže i u ovu oblast, postepeno zauzima svoje mesto u mašinstvu preko kontrolnih ili upravljačkih uređaja, preko razmene podataka, načina projektovanja, sve redovnije upotrebe kompjutera u svakodnevnom životu.

Brzi vozovi traže novu tehnologiju izrade vučnih i vučenih voznih sredstava, što korenito menja neke elemente železničkog mašinstva.

Moto ovogodišnjeg - Petog simpozijuma – indikativan je u tom smislu. On glasi: "Železnički saobraćaj teži u prevozu ljudi i stvari da sigurnošću, brzinom, ekonomičnošću i komforom, prestigne drumski i rečni, a približi se vazdušnom i time osvoji masovnost i puno uključivanje u međunarodni železnički sistem saobraćaja."

Iskustvo naših železnica u razvoju vozila i železničke tehnike, od preko sto godina, ima veliku šansu u sadašnjosti i budućnosti"

Takav moto definiše i odnos samog skupa prema vremenu - okrenut je sadašnjosti i budućnosti. Sadašnjost - radi opredljenja prema budućnosti. A budućnosti - jer železnice u borbi za svoje mesto na tržištu tansportnih usluga moraju tako da budu usmerene. Ta usmerenost je dete potrebe, potrebe da se u sve oštrijoj borbi za tržište ostane na površini, odnosno u prvim redovima, ostvari zarada, obezbedi mesto, ne samo kod putnika, već i kod države koja mora da preuzme infrastrukturu pod svoje okrilje. Bar je tako u svetu, u većini razvijenih evropskih država koje imaju i naprednu i razvijenu železnicu.

Embargo, blokada i sadašnji položaj Jugoslavije otežali su i položaj Jugoslovenskih železnica. No, blokada ne sme da nas potpuno onemogući u napretku, u misaonom i intelektualnom uzletu. Zato je cilj Simpozijuma formulisan kao pogled napred. Doduše, taj cilj su organizatori formulisali kao upoznavanje naučne i stručne javnosti sa naučnim i stručnim dostignućima u oblasti železničkog mašinstva (posebno vozila u želznickom saobraćaju, kao i aktivnosti na razvoju železničkih vozila za velike brzine u nas.

Za svako od ovih savetovanja prijavljivali su se autori, ljudi iz neposrednog saobraćajnog procesa i iz neposredne proizvodnje vozila, znači iz fabrika koje proizvode vozila ili delove za njih. Broj prijavljenih radova (ovoga puta bilo ih je 46) i prijavljenih učesnika, odnosno autora kojih je gotovo dvo-

struko više nego radova) istovremeno je i priznanje organizatorima.

Kada smo kod organizatora, red je, pogotovo ovog prilikom, vratiti se delom u prošlost, u vreme nastanka ovog savetovanja. Njegov idejni tvorac, te organizator sva četiri prethodna savetovanja, (naučna skupa ili simpozijuma) beše profesor dr Stojadin Stojičić, profesor Mašinskog fakulteta u Nišu i Beogradu, čovek koji se sav beše posvetio ovoj problematici. Učesnici Petog naučnog skupa o železničkom mašinstvu odadoše mu počast minutom ćutanja, a jedan od autora, dr Katica HEDRIH mu je posebno posvetila svoj rad - saopštenje za ovaj skup. Takav odnos prema idejnom tvorcu savetovanja pokazuje opravdanost njegovog zalaganja za ovakvu vrstu razmene naučnih i stručnih znanja, kao jedan od najboljih vidova našeg ostanka i opstanka u savremenom železničkom razvijenom saobraćaju.

Program ovog naučnog skupa obuhvatao je nekoliko oblasti. Pored opštih tema, a to je bio uvodni tekst o zahtevima razvoja železničkog mašinstva sa stanovišta evropskih železnica - interakcija razvoja železnica i ukupnog okruženja, kao i izlaganja o jugoslovenskoj pruzi za saobraćaj vozova velikih brzina, svi ostali radovi odnosili su se na neke detalje iz železničkog mašinstva.

Železničko mašinstvo razmatrano je kroz više oblasti, a posebna pažnja poklonjena je novom železničkom vagonu koji fabrika "Goša" treba da uradi za potrebe ŽTP "Beograd", odnosno za brze pruge Srbije. Ovaj vagon je u osnovi proizvod domaće pameti i tehnologije, on predstavlja i vanredan privredni poduhvat, posao koji će da zaposli fabrike i pogone jugoslovenske privrede u celini. Istovremeno, razgovori o mašinstvu, lokomotivama, vagonima, vratima, klima-uređajima, sistemima upravljanja u vozilima pokazuju koliko su, posle raspada bivše Jugoslavije, neki strategijski proizvodi, ostali izvan granica sadašnje Jugoslavije, što je znak za buduće planove privrede da tim pitanjima pokloni posebnu pažnju.

Oblast koja je razmatrana na niškom naučnom skupu bila je i kvalitet vozila. To je, hteli mi ili ne, jedan od veoma važnih uslova za ulazak u savremeni evropski železnički saobraćaj. Taj savremeni saobraćaj traži brzinu, pouzdanost, kvalitet delova, ali i kvalitet putovanja vozovima, što je presudno u borbi železnice za njeno parče transportnog kolača.

Eksploatacija i održavanje železničkih vozila zaslužuju (i dobili su) posebnu pažnju učesnika skupa, jer sada je gotovo nemoguće nabaviti nova vozila (čak i rezervne delove za njih), pa održavanje postaje "spiritus movens" redovnog železničkog saobraćaja u celini.

Poruke ovog skupa posebno ćemo objaviti u narednim brojevima. U njima su izrečeni oni zaključci koji predstavljaju, odnosno trebalo bi da predstavljaju osnovne smernice razvoja železničkog mašinstva u nas. Objektivne, naučne smernice, nezavisne od trenutne situacije i stanja u našoj zemlji. To znači da nauka traži bez odlaganja modernizaciju železničkog saobraćaja koju treba da koordiniraju naučne institucije. Ova modernizacija i obnova trebalo bi da obuhvati pruge, vozila, postrojenja, informatiku, pa i organizaciju (o čemu smo već pisali), ali tako da svi ovi elementi, da se izrazimo računarskim jezikom – budu kompatibilni.

Posla ima, nije da nema. Tako je, recimo, od 3.950 km pruga u Saveznoj Republici Jugoslaviji, sada elektrificirano samo 1.340 km (sa 25 kV), što je nedovoljno u odnosu na Evropu, a u ovo vreme naftne krize, teško je obezbeđivati i naftu za potrebe saobraćaja na ovom delu pruga. Razume se, trebalo bi bar magistralne pruge, pogotovo zbog pretendovanja na uvođenje vozova velikih brzina, budu izgrađene kao dvokolosečne pruge, pogotovo pruga koja povezuje Beograd i Niš.

U porukama se zahteva i nešto što na Simpozijumu, bar ovog puta, nije razrađeno u saopštenjima učesnika - povezanost železničkog, drumskog, rečnog i vazdušnog saobraćaja, jedinstven i povezan red vožnje za sve saobraćajne grane, odnosno za teretni saobraćaj - integralna racionlizacija, to jest razvijanje kombinovanog transporta. Takva povezanost u svetu je uobičajena, a usklađivanje redova vožnje biće samo prednost za putnike, ali i za saobraćajne grane sada u novoj konstelaciji.

Jedan od zaključaka skupa beše da se radovi sa Petog simpozijuma objave u časopisu "Železnice" broj 10. Međutim, broj saopštenja je prešao 40 (bilo ih je 46), a po obimu svaki rad obuhvata po desetak strana teksta, tabele, grafikone i slike, tako da, bez obzira na popriličan obim redovnih brojeva časopisa "Železnice", radovi sa Simpozijuma ne mogu da se smeste ni u dva kompletna broja časopisa, naravno kada se ima u vidu da Redakcioni odbor časopisa neće da se odrekne ustaljenih rubrika (doduše u smanjenom obimu). Zato će se radovi sa Simpozijuma pojaviti u četiri broja (ovom i tri naredna) časopisa

Ima i jedna novina - na Simpozijumu su se ove godine pojavili radovi studenata Mašinskog fakulteta iz Niša i Beograda. Kao podsticaj tim mladim ljudima, nadamo se budućim istraživačima i stručnjacima u železničkom saobraćaju Jugoslavije, mimo svojih principa, objavićemo i njihove radove, u posebnoj rubrici u sklopu Savetovanja. Do sada smo to činili samo ako je reč o inovacijama tih mladih ljudi, ali - zar budućnost ne leži na mladima?

Eto, zato je veći deo ovog broja posvećen naučnom skupu o železničkom mašinstvu, skupu za koji rekosmo da je okrenut sutrašnjici. Njegove poruke i sadržaji izlaganja su neka vrsta garancije naših stručnjaka da neće, bez obzira na blokade i sve druge nevolje koje nas snalaze, odustati od uključenja u Evropu, u savremeni evropski železnički saobraćaj.

Reč strunjaka o železničkom mašinstvu

U Nišu, u prostorijama Univerziteta, tokom prva dva oktobarska dana 1992. godine održan je Peti naučno-stručni simpozijum o železničkom mašinstvu. Po peti put tokom poslednjih deset godina sastali su se stručnjaci zaposleni u železničkom saobraćaju, profesori fakulteta koji se bave mašinstvom i saobraćajem, istraživači iz raznih instituta, predstavnici proizvodnje iz fabrika čiji je posao "okrenut" ka železnici. Tokom dvodnevnog rada razmenili su iskustva iz svog rada i istraživanja, izneli neka svetska dostignuća u ovoj oblasti, prezentirali svoje mogućnosti i planove proizvodnje, prikazali rezultate naučnog istraživanja i svakodnevne prakse.

Železničko mašinstvo najneposrednije je vezano i za opšti razvoj i napredak privrede, posebno mašinske industrije, što je izazvalo i interes grada domaćina, a situacija u kojoj se Jugoslavija , ne svojom voljom, našla, još više je aktuelizirala mnogobrojne probleme i otvorila neke nove mogućnosti za zapošljavanje industrijskih kapaciteta koji mogu da stvore proizvode koji će da supstituišu mnoge elemente i sklopove neophodne železničkom saobraćaju.

Skup je održan u velikoj sali zgrade niškog Univerziteta, a otvorio ga je predsednik Organiozacionog odbora, **prof. dr Ranđel Bogdanović**. Prisutni su minutom ćutanja odali poštu preminulom profesoru **dr Stojadinu Stojiću**, koji je bio pokretač i organizator svih dosadašnjih skupova o železničkom mašinstvu.

Skup je ispred Železničkog transportnog preduzeća "Beograd" pozdravio **dr Dragoslav Durković**, ističući da je železnica ne samo sponzor, već i veoma zainteresovana za sve aktivnosti u ovoj oblasti.

– Naslovi tema koje se prezentiraju ovom skupu, istakao je dr Durković, ukazuju, što nas raduje, na veoma širok spektar interesovanja stručnjaka i istraživača u ovoj oblasti. ŽTP "Beograd" ima ambiciozan program razvoja koji je prihvatila i Skupština Srbije. Jedan od najvećih programa je izgradnja pruge za brzine od 250 km/h od Subotice do Dimitrovgrada. Za učesnike ovog skupa je veoma značajno što ŽTP namerava da program proizvodnje voznih sredstava ostvari najvećim delom u domaćoj industriji. Kod putničkih i teretnih kola postoje već značajna iskustva, tako da nema mesta sumnji da će ovaj zadatak biti obavljen kako treba. Kada su u pitanju vučna vozila - onda sam obavezan da pozovem ovaj skup da se angažuje zajedno sa železnicom da prevaziđemo i te probleme. Objektivne mogućnosti za to postoje, a nadam se da će to ući i u vaše lične i preduzetne planove.

U pozdravnoj reči dekana Mašinskog fakulteta u Nišu, prof. dr Slobodana Lakovića, istaknuta je dragocenost saradnje nauke i prakse koja se uspešno ostvaruje preko sličnih sku-

Slika 1 – Otvaranje Petog naučnog simpozijuma o železničkom mašinstvu - pozdrav predsednika Organizacionog odbora, dr Ranđela Bogdanovića

Slika 2 – Snimak za uspomenu: autori saopštenja fotografisali su se za sećanje na ovaj skup, koji je za deset godina postojanja izrastao u poznat i cenjen skup stručnjaka iz ove oblasti

pova ove vrste. Svakako da je neophodno, bez obzira na trenutne proizvodne mogućnosti raditi na naučnom definisanju pojedinih sklopova ili kompletnih voznih sredstava, ostajući tako u matici svetskih zbivanja u saobraćaju - istakao je profesor.

Predstavnik "Goše" iz Smederevske Palanke poželeo je skupu da uspešno radi, ističući i mesto svoga preduzeća u programu razvoja železnica Srbije.

Sponzori Petog simpozijuma o železničkom mašinstvu su pored Železničkog transportnog preduzeća "Beograd" i Mašinska industrija iz Niša, Fabrika "Bratstvo" iz Subotice i "Heroj Srba" iz Smederevske Palanke.

Poruke Simpozijuma usvojene na kraju dvodnevnog rada definišu i usmeravaju na određen način dalje aktivnosti u ovoj oblasti u kojoj je kriza poboljšala saradnju i pospešila rad na nekim razvojnim i proizvodnim programima.

Simpozijum o železničkom mašinstvu je ove godine bio bez predstavnika iz Insotranstva. Blokada je zatvorila ta vrata, ali je otvorila mnoge domaće ventile koji treba da ostvare neke ideje i inicijative koje će ovu oblast nauke, struke, ali i industrije povući napred.

Zahtevi razvoja železničkog mašinstva sa stanovišta razvoja Evropskih železnica

UDK 621.33:656.2(4)

Milan M. GRUJIĆ, dipl.ek.

1. UVOD

Evropske železnice su se opredelile da izgrade zajedničku međunarodnu razvojnu strategiju. Takvoj odluci prethodio je niz značajnih dokumenata (preporuke, odluke, direktive, itd.), EZ i Međunarodne železničke unije (UIC). Rezultat takvog usmerenja je i poslednji dokument pod radnim nazivom "Akcioni plan za međunarodno poslovanje železnica". Plan ustvari predstavlja operacionalizaciju ranije donetih i usvojenih dokumenata. (Direktive o razvoju železnica Zajednice), zatim UIC ("Železnice bez granica", "Transformacija međunarodnog železničkog sistema u okviru nove evropske saobraćajne politike", "Strategija za međunarodni železnički saobraćaj").

Takva, zajednička strategija železnica Evrope od bitnog je uticaja na poziciju mašinskog kompleksa i ujedno opredeljuje njegovu buduću ulogu koja se ocenjuje jednom od ključnih. To iz razloga što se mnoge tačke kao i strateški ciljevi upravo zasnivaju na potencijalnim mogućnostima i praktičnim dostignućima nauke iz oblasti mašinstva.

Pored ostalih, glavne oblasti saradnje i ujednačavanja uslova u evropskim železničama mogu se definisati u okviru sledećih osnovnih zadataka:

"Bela knjiga" UIC iz oktobra 1991. godine ("Uključivanje međunarodnog železničkog sistema u novu saobraćajnu politiku u Evropi"), donela je sledeće zaključke:

"Međunarodna zajednica železnica se obavezuje:

– da podstakne uključenje istočnoevropskih železnica u zapadnoevropsku železničku mrežu,

– da podnese i realizuje međunarodni plan infrastrukture za saobraćaj vozova velikih brzina, za klasični saobraćaj, za kombinovani saobraćaj, za teretni saobraćaj velikih brzina i za ostale vrste međunarodnog saobraćaja,

– da osnuje poslovne jedinice ("Business Units") i druge organizacije, da bi se ojačao međunarodni železnički saobraćaj,

– da na osnovu zajedničkog planiranja razvije nove koncepte za međunarodni putnički saobraćaj; između ostalog, za brze i efikasne železničke veze između evropskih privrednih centara,

– da reorganizuje i međunarodni teretni saobraćaj na osnovama zajedničkog planiranja,

– da razvija moderne sisteme za elektronsku obradu podataka (EDK), uključujući telekomunikaciona sredstva za međunarodni saobraćaj,

– da za evropske železnice izradi jedan program informisanja i komuniciranja na tržištima,

– da se sačini i realizuje zajednički program istraživanja i razvoja,

– da se uvede novi sistem obrazovanja cena za međunarodni putnički i teretni saobraćaj evropskih železnica".

Direktivom 91/440 o razvoju železnica EZ, usvojenom u julu 1991. godine, Evropski savet ministara je postavio politički kamen - temeljac za trajnu novu organizaciju i razvoj. Mnogi zaključci iz Bele knjige se u više zemalja već nalaze na dnevnom redu. Mnoge zemlje koje nisu članice EZ, prilagođavaju se takođe Direktivi EZ, koja, između ostalog, propisuje sledeće osnovne principe:

– preduzetničku samostalnost,

– uklanjanje starih dugova,

– računsko razdvajanje puta vožnje od eksploatacije,

– naknadu za korišćenje puta vožnje bez diskriminacije,

– mogućnost da se osnivaju nova železnička preduzeća,

– pravo pristupa novih železničkih preduzeća i međunarodnih grupacija korišćenju puta vožnje,

– posebna prava pristupa korišćenju puta vožnje za učesnike u kombinovanom saobraćaju.

Železnice su čvrsto rešene da uskoj saradnji u međunarodnom saobraćaju daju najveći perioritet. Ubeđene su da podsticaji konkurencije u kombinovanom saobraćaju tome daju potrebne impulse. Železnice za ovu kooperaciju moraju da obezbede neophodne finansijske i organizacione instrumente, istovremeno da održe izvesnu umerenost u konkurenciji i da spreče zloupotrebe, pre svega, geografskim položajem uslovljene nadmoćne pozicije nekih učesnika.

Aktivnosti radi sprovođenja Akcionog plana za međunarodno poslovanje železnice vodiće se u raznim oblastima:

2. PRIMENE ZAKLJUČAKA CEMT[1)]

Evropske železnice postoje više od jednog stoleća, negde i 150 godina. Istorija Evrope prethodna dva veka pot-

1) CEMT - Evropska konferencija ministara saobraćaja.

vrdila je snažnu nacionalnu težnju železnica. Geografski, tehnički i pravno gledano železnice su nacionalna preduzeća čija je uloga završavana na granicama njihovih zemalja. Toga u budućnosti neće biti. Stvara se jedinstveni železnički evropski sistem. Njegove osnovne oblasti saradnje i zajedničke komponente ogledaće se u sledećem:

– međunarodna saradnja u sve većoj meri na načelima rukovođenja "po proizvodu" (ne postoji jedinstveno tržište putničkog ni robnog saobraćaja te se železnice povezuju u okviru UIC koja brine o koherentnosti i koordinaciji, dok svaka železnica prema korisniku istupa kao jedini partner),

– sve železice primenjivaće harmonizirane metode istraživanja tržišta,

– osnovna bitka će se voditi na skraćivanju (uštedi) vremena putovanja (u tome, u najvećoj meri, međunarodni saobraćaj biće odvojen od unutrašnjeg),

– razvoj ponude za specifične potrebe tržišta,

– aktivnosti u tarifskom sektoru (svaka železnica će pred korisnicima nastupati kao pretstavnik jednog jedinstvenog "evropskog" preduzeća),

– izgradnja evropske mreže kvalitetnih vozova - "EUROCITI" (izrada kataloga koji sadrži norme za konstrukciju, izgradnju i uslove eksploatacije voznih sredstava)[2].

– železnica prodavac može da određuje cene u robnom saobraćaju bez pitanja učestvujućih železnica i ponašaće se kao predstavnik jednog jedinog prevozioca (više železnica ali samo jedan partner prema korisniku),

– železnice će se osposobiti za pružanje čitavog paketa logističkih usluga (često u saradnji sa privatnim preduzećima za usluge koje izlaze iz sopstvenog okvira),

– poboljšanje karakteristika infrastrukture (u čemu je osnovno veće brzine i nosivost),

– otklanjanje tehničkih neusaglašenosti (na primer, dvo ili trosistemske lokomotive radi izbegavanja teškoća zbog različitih vučnih sistema)[3],

– uvođenje optimalnih kapaciteta (posebno zadovoljavajući rezultati postignuti su uvođenjem kola za kombinovani saobraćaj), itd.

Ovom prilikom zaobiđena su vrlo značajna pitanja za sprovođenje ovako definisane strategije železnica kao što su:

– uloga vlada (posebno ministarstva za saobraćaj - naročito o definisanju saobraćajne politike sa aspekta društva - države),

– problemi finansijskog saniranja železnica,

– normalizacija računa između železnice i države,

– pitanja oko uzimanja u obzir eksternih troškova,

– racionalnost potrošnje energije u saobraćaju, itd.

3. STRATEŠKI PRAVCI RAZVOJA ŽELEZNICE

Osnovne strateške tačke razvoja železnice uslovljene su mogućnostima "praćenja" njihovog razvoja od strane mašinskog kompleksa.

Železnice mogu opstati kao priznati partner u konstituisanom tržišnom opredeljenju na konkurenciji. U tim uslovima, njene razvojne šanse su u sledećim oblastima:

– putnički saobraćaj (kod nas učešće u prihodu (8%-18% u evropskim železnicama 40%-60%),

– valorizacija ukupnih društvenih graničnih troškova (eksterni troškovi bezbednosti, zastoja u saobraćaju, zagađenja životne sredine, saobraćajne buke, zauzimanja površina, itd.),

– diferencijacija prevoza i resursa na načelima rentabilnosti (komercijalni i socijalni prevozi), rentabilne i nerentabilne pruge, itd.),

– konkurentnost pouzdanosti prevoza, cena i kvaliteta,

– informatičko upravljanje procesima,

– uspostavljanje logističkog sistema prema korisnicima (korisnici očekuju rešenje svih logističkih problema a ne samo klasičnu uslugu prevoza),

– organizaciono prestrukturiranje,

– optimalizacija razvoja,

– dinamično uključivanje u projekte evropskih železnica, itd.

Železnice moraju svoje zajedničke strategije usmeriti na četiri osnovna područja:

– velike brzine u putničkom saobraćaju,

– podizanje brzina u robnom saobraćaju na viši nivo,

– kombinovani saobraćaj, i

– logistika i informatika.

3.1. Izgradnja pruga za velike brzine i njihova rekonstrukcija na magistralnim pravcima

Železnice Srbije predstavljaju intregralni deo evropske železničke mreže. Dolina Dunava i pravac Berlin-Beč-Budimpešta-Beograd ("BBBB") predstavljaju glavnu, geografski predodređenu vezu između severozapada i jugoistoka kontinenta. U toj celini značajan deo trase prolazi kroz Srbiju na relaciji od Subotice do Dimitrovgrada.

Ovaj magistralni pravac ima presudan uticaj na odvijanje celokupnog železničkog saobraćaja kod nas (zajedno sa vezama Beograd-Bar i Niš-Skoplje-Grčka).

Na njima se odvija preko 60% prevoza pri čemu je stepen iskorićenosti na pojedinim deonicama oko 90%.

Usled toga dolazi do zagušenja saobraćaja, što izaziva troškove i železnici i korisnicima i umanjuje mogućnosti tranzitnog saobraćaja.

Realizacijom projekta velikih brzina ostvariće se više korisnih efekata:

– povećanje komercijalnih brzina putničkih i teretnih vozova za oko 30 - 40%,

– povećanje propusne moći pruge za oko 25% (čime će se povećati neto devizni priliv od tranzitnog saobraćaja za oko 30 - 40 miliona USD,

2) "EUROCITI" je očigledan primer međunarodnog menadžmenta. Ovde su sve železnice ovlastile jednu ličnost da na sopstvenu odgovornost upravlja ovim saobraćajem, sa posebnim, od svih finansiranim budžetom.

3) Primera radi, u Švajcarskoj za skraćenje vremena putovanja od 1 minuta potrebno je uložiti u građevinske radove na pruzi oko 25 miliona švajcarskih franaka. Po pravilu, jedna izmena lokomotive traje 5 - 10 minuta.

– značajno povećanje bezbednosti saobraćaja i povećanje korišćenja ukupnih kapaciteta (kola i lokomotiva kroz smanjeno zadržavanje i efikasniji obrt, tj. poboljšanje interne ekonomije), itd.

U okviru svoje nove poslovne orijentacije i politike, ŽTP "Beograd" je napustilo koncept "kupiti i ugraditi" koji je primenjivan do sada u odnosu na sredstva iz međunarodnih kredita namenjenih železničkoj infrastrukturi. Novo pravilo glasi: "Uložiti u domaću privredu i napraviti pa potom ugraditi". No, obzirom da se radi o novim tehnologijama to nije nimalo ni lako, ni jednostavno. Naša preduzeća u kooperaciji sa stranim partnerima treba da osvoje nove tehnologije, da primene strana iskustva i istovremeno izvrše tržišno i svojinsko prestrukturiranje. Po završetku posla na modernizaciji srpskih železnica ona u tom slučaju mogu da konkurišu kao ravnopravan partner na narednim deonicama (Bugarska, Turska, Bliski Istok, prostranstva bivšeg Sovjetskog Saveza, itd.).

U ovakvim aranžmanima otvaraju se neslućene perspektive i izvanredne mogućnosti upravo za mašinsku, elektro industriju i informatiku[4].

Osim u oblasti nove železničke infrastrukture pruge velikih brzina postavljaju nove tehnološke zahteve i pri rešavanju sledećih problema:

– usklađivanje postojeće mreže i izgradnja nove generacije voznih sredstava,

– kabinska signalizacija sa diskontinualnim i kontinualnim vođenjem vozova (nova tehnologija signalno-sigurnosnih postrojenja i telekomunikacija),

– elektronske postavnice za osiguranje železničkih stanica,

– nove radio-lokomotivske dispečerske veze (pored prenosa službenih telefonskih saopštenja, ostvaruju i prenos podataka između vozova u pokretu i informacionih sistema za vođenje saobraćaja),

– modifikacija klasičnih železničkih radio-veza (prijem radio-programa, informisanje putnika, rezervacije) itd.

3.2. Integralni transport

Razvoj ovog vida transporta u našoj zemlji je u znatnom zaostajanju u odnosu na druge železnice, a isto tako i u odnosu na potrebe naše privrede, posebno u njenoj izvoznoj orijentaciji. Dosadašnjim ulaganjima i merama regulative, nisu postignuti odgovarajući efekti i nije došlo do stvaranja jedinstvenog sistema u našoj zemlji i njegovog povezivanja sa takvim sistemima u Evropi i svetu.

Ovakav sistem, baziran na unutrašnjoj meri robno-transportnih centara i povezan sa međunarodnim sistemom integralnog transporta, omogućiće iskorišćenje geografskog položaja Jugoslavije kao pomorske i podunavske zemlje, i prirodne tranzitne veze sa Grčkom i Bliskim Istokom.

Sistem treba da ima takvu organizaciju transporta, koji će poboljšati kvalitet prevozne usluge i omogućiti brže kretanje roba od proizvođača do potrošača uz niže ukupne troškove prevoza (prevoz "od vrata do vrata").

Projekt je usmeren na razrešavanje ovih zahteva i predlaganje drugih relevantnih uslova neophodnih za skladan razvoj integralnog transporta u našoj zemlji, uz izradu i uvođenje jedinstvenih standarda, tipizaciju sredstava i opreme, izradu odgovarajuće regulative i drugih tehičko-tehnoloških uslova.

U okviru ovog globalnog projekta, biće posebno razrađeni podprojekti integralnog (kombinovanog) saobraćaja sa nama susednim zemljama Grčkom, Turskom, Bugarskom, a prioritet je dat modeliranju rešenja i definisanju ostalih uslova za konkretan sporazum sa Italijom.

Rezultati evropskih napora u oblasti kombinovanog (integralnog) saobraćaja mogu biti prikazani kroz:

– razvoj kontenerskog transporta sa raznim tipovima kontenera - standardnim ili specijainim, namenjenim za prevoz određenih vrsta proizvoda,

– razvoj saobraćaja sa prevozom teretnih drumskih vozila železnicom, i to:

– prevoz kamiona,

– prevoz sedlastih poluprikolica sa hirizontalnim ili vertikalnim pretovarom,

– prevoz sedlastih poluprikolica sa horizontalnim ili vertikalnim varom.

Ovakav razvoj uslovio je i razvoj određenih kategorija sredstava, i to:

– pretovarnih (stabilnih i mobilnih) koncentrisanih u terminalima - mestima za promene transportnog sredstva (drum - železnica - drum),

– prevoznih-kola za prevoz kontenera i izmenljivih kamionskih sanduka i specijalnih kola za prevoz kamiona i za prevoz sedlastih poluprikolica.

Po obimu prevoza izuzetno dinamičan rast ima prevoz izmenljivih kamionskih sanduka, blag porast ima prevoz sedlastih poluprikolica, a prevoz kamiona uglavnom stagnira u svim zemljama, izuzev Austrije i Švajcarske i to u tranzitu sa Italijom. Slična kretanja očekuju se i u budućnosti.

Za razvoj sredstava kombinovanog saobraćaja u zemljama Evrope presudan značaj imaju mere saobraćajne politike svake zemlje, a naročito saobraćajne politike EZ, prvenstveno, u oblasti investicija i subvencija za pokriće dela troškova.

4. TEHNIČKO-TEHNOLOŠKA SARADNJA SA ASPEKTA POSLOVNE I RAZVOJNE STRATEGIJE EVROPSKIH ŽELEZNICA

Tehničko-tehnološka saradnja evropskih železnica odvija se u okviru UIC-a (Međunarodna železnička unija), kroz komisije, podkomisije i radne grupe iz oblasti saobraćaja, voznih sred-

4) Već do kraja ovog veka biće povezani najvažniji evropski gradovi prugama za velike brzine. Tako na primer sa savladivanje rastojanja London Pariz biće potrebno 2,1 h, Pariz-Barcelona 4,45 h itd.

Ova nova vremena vožnje označiće novi kvalitet putovanja u Evropi. Putovanje vozovima sa velikim brzinama predstavlja idealno rešenje za evropske prilike, zbog relativno malih udaljenosti evropskih centara (200-1000 km), što odgovara dnevnom putovanju od maksimano 4-5 sati. Na dužim prugama (do 2500 km) koristiće se noćni vozovi sa voznim vremenom od 6 do 12 časova.

Velike brzine u putničkom saobraćaju (na rekonstruisanim prugama preko 200 km/h i novoizgrađenim prugama preko 250 km/h) nude železnici velike prednosti. Brzina prevoza je dvostruko veća nego automobila i dvostruko jeftinija od prevoza avionom. Svi ovi razlozi, kao i činjenica da je avionski saobracaj u Evropi dostigao svoje granične mogućnosti, doveli su do izrade Projekta evropske mreže pruga za velike brzine, koji obuhvata dvanaest zemalja EZ, Austriju i Švajcarsku.

stava, pruga, stabilnih postrojenja električne vuče, signalno-sigurnosnih postrojenja, telekomunikacija, informatike i standardizacije.

JŽ kao član UIC primenjuju objave UIC (koje su u stvari međunarodni železnički standardi) i ravnopravno učestuju u njihovoj izradi i donošenju radom u komisijama, potkomisijama i radnim grupama, na žalost u vrlo malom broju. UIC je veoma aktivan u odnosu na standardizaciju EZ koju predstavljaju CEN (Komitet evropske standardizacije) i CENELEC (Komitet evropske standardizaije za elektrotehniku). CEN i CENELEC treba da usklade i objedine najznačajnije standarde 12 zemalja EZ koji bi bili jedinstveni za njih. Stav UIC je da su svi standardi (nacionalni i međunarodni) blaži u odnosu na zahteve objave UIC i želi da i dalje ostane u tom nivou strožih zahteva.

Radi toga formiran je tzv. Railways Task Force (RTF) odnosno grupa za izradu predloga uključivanja u CEN i CENELEC kroz tzv. Railways TC odnosno železničke tehničke komitete. Cilj je da objave UIC i u okviru CEN i CENELEC zadrže svoju autonomnost i nivo zahteva, jer njih koriste sve članice UIC, a ne samo 12 uprava.

Jugoslovenska standardizacija u čijem je sastavu i standardizacija JŽ, putem Saveznog zavoda za standardizaciju teži da se što brže uključi u CEN i CENELEC uz pomoć i podršku Privredne komore Jugoslavije i Nove orijentacije jugoslovenske standardizacije svojevremeno prihvaćene od SIV-a. Naime, ISO (Međunarodna organizacija za standardizaciju) i IEC (Međunarodni elektrotehnički komitet) već uspostavljaju određene odnose sa CEN i CENELEC u okviru učešća standardizacije zemalja EZ i ISO i IEC u kojima i jugoslovenska standardizacija aktivno učestvuje u skladu sa svojim mogućnostima (koje su finansijski veoma skromne).

U okviru UIC je i Ured za istraživanja i ispitivanja (ORE). Komiteti stručnjaka, koji se formiraju za svaku studiju, razmatraju, ispituju i daju svoje mišljenje o svrsishodnosti uvođenja nove opreme i novih tehnologija u oblastima voznih sredstava, pruga, signalno-sigurnosnih i telekomunikacionih postrojenja i informatike i predlažu nove pravce razvoja u saradnji sa odgovarajućom industrijom. Učešćem naših stručnjaka u radu ovih komiteta otvaraju se velike mogućnosti za JŽ i našu industriju da idu u korak sa savremenim tokovima razvoja železničke opreme i sredstava. Ispitna stanica ORE u Beču (Arsenal) omogućava kompletna savremena merodavna ispitivanja novih sredstava (od manjih uređaja do kola i lokomotiva) koje proizvodi naša industrija ili ih JŽ nabavljaju od stranih proizvođača.

Sa tehnološko-organizacionog aspekta železnice EZ usko sarađuju na planu organizacije saobraćaja, a naročito u oblasti EURO-CITY vozova, vozova, noćnog saobraćaja, kao i u teretnom saobraćaju na principu maršrutizacije vozova između dve ili više železnica.

5. UMESTO ZAKLJUČKA

1. Budući razvoj i planovi železnica zahtevaju sklad između narastajuće tehničke osnove rada i znanja za njegovu realizaciju i primenu. Radi toga neophodne su skokovite promene u obezbeđenju znatno višeg i savremenijeg nivoa znanja. Ukratko, potrebna je dinamička konkurencija znanja na svim nivoima. U tom smislu neophodno je napraviti radikalni zaokret u planiranju i obezbeđenju savremenih kadrova. Znanje mora postati proizvodni faktor tj. "snaga razvoja". Radi toga potrebno je osmisliti i projektovati razvoj obrazovanja za potrebe železnica a isto tako, bez odlaganja izmeniti i koncept naučno-istraživačke delatnosti.

2. Šansa za preporod železnice ujedno je i šansa za preporod i većg dela privrede. Železnica ima poslovne veze sa preko 1000 preduzeća iz Srbije koja takođe treba da se direktno ili posredno uključe u njene projekte. Železnica je ogromni potrošač materijalnih dobara (i proizvodne i lične i opšte i investicione potrošnje).

Domaća privreda, prema tome, veliki deo svoje proizvodnje plasira u železnicu kao svoje tržište.

Poznato je da se jedan dinar uložen u železnicu multiplicirano vraća (direktno ili posredno) kroz 4-5 dinara. Stoga, država i privreda, treba realno železnicu da vide kao tržišni subjekt. S druge strane, železnica treba da koristi i afirmiše svoju snagu tržišnog subjekta, da razvije kriterijume i interese tržišnog vrednovanja.

U formiranju novog sistema železničkog saobraćaja vrlo je bitna dimenzija "razvojnog jezgra" ili ekceleratora razvoja domaće privrede, obzirom na njegovu direktnu povezanost praktično sa svim granama privrede i većinom privrednih subjekata.

Poslovnom i razvojnom politikom železnica treba da eksploatiše svoju tržišnu vrednost, a razvojni programi treba da ističu ekonomski razvoj domaće privrede.

3. Tehničko-tehnološka integracija naših i evropskih železnica je stvarnost, realnost i neminovnost.

Ta integracija realizovaće se kroz:

– zajedničko planiranje razvoja sredstava i opreme (potrebe, konstrukcije, tehnologije, gradnje, ispitivanje, prijem i sl.),

– zajedničko organizovanje održavanja sredstava i opreme (racionalizacije putem specijalizacije, obezbeđenje remontne dokumentacije, kontrole i sl.),

– organizovanje centralne tehničke arhive za tehničku dokumentaciju,

– reorganizovanje službi za standardizaciju,

– saradnju u oblasti obuke kadrova, njihove specijalizacije i informisanja,

– organizovanje centralne stručne biblioteke, itd.

4. Intenzivno će se razvijati bilateralna saradnja sa stranim, prvenstveno susednim železnicama, kao i multilateralna saradnja a naročito:

– saradnja železnice balkanskih zemalja,

– saradnja "užih grupa železnice" u okviru UIC,

– saradnja železnica Nemačke, Austrije, Srbije i Grčke u unapređenju saobraćaja radi povezivanja područja EZ i Grčke,

– saradnja sa svim ostalim železnicama po pitanju projekata od zajedničkog interesa,

– saradnja u okviru UIC na svim važnijim strateškim pitanjima.

Rezultati ove saradnje sa železnicama zemalja-članica EZ manifestovali bi se kroz:

– utvrđivanje mreže i realizaciju projekta izgradnje i modernizacije železničkih pruga za saobraćaj vozova velikih brzina,

– otklanjanje tehničkih neusaglašenosti,

– uključivanje u jedinstveni informacioni sistem,

– organizaciju međunarodnog putničkog i teretnog saobraćaja,

– zajedničke tarife i komercijalnu saradnju, itd.

5. Radi ostvarivanja planova i strategije razvoja železnice, poseban doprinos i podruška u oblastima razvoja, prilagođavanja i izgradnje novih kapaciteta uglavnom se očekuje od strane nauke i privrede iz oblasti mašinstva:

– razvoj železničke infrastukture (pruge, stabilna postrojenja električne vuče, signalno-sigurnosna postrojenja, telekomunikaciona postrojenja i sistem veza,

– razvoj voznih sredstava (putnička kola, lokomotive, elektromotorni vozovi,

– razvoj kapaciteta kombinovanog saobraćaja,

– razvoj informacionih sistema,

– osposobljavanje kadrova, itd.

6. Ističe se nesporan interes železnice i privrede, posebno mašinske industrije, elektroindustrije, elektronskih i informatičkih preduzeća, građevinske operative, kao i ostalih privrednih grana na realizaciji programa razvoja evropskih i srpskih železnica.

Programi razvoja železnice u našim uslovima i postojećem ambijentu, vođeni na potrebnom stručnom i profesinalnom nivou, objektivno mogu postati "akceleratori razvoja" ukupne privrede. Pri tome, uz obezbeđenje odgovarajuće finansijske podrške interes ni jedne, ni druge strane se ne dovodi u pitanje, već čak, postaje imperativ.

LITERATURA

Rad je rezultat sinteze sledećih dokumenata:

UIC:

– Akcioni plan za međunarodno poslovanje železnica, 1992. godina

– "Memorandum žleznica za saopštenje CEMT-a" 1989.

—"Ukupni društveni granični troškovi kao osnova obračuna"

– "Uloga železnice na unutrašnjem ekonomskom tržištu" 1989.

—Studije: Tauern-axe, Balkan-axe, Adria-axe,ter

– Materijali pojedinih komisija i radnih tela (planiranje i razvoj) komercijala, saobraćaj, tehnika, finansije, informatike)

CEMT:

– "Izveštaj o planiranju, oceni i izboru investicionih projekata"

– "Izveštaj o investicijama u transportnu infrastrukturu u zemljama CEMT"

– "Odnosi između evropske zajednice i članica CEMT-a koje nisu članice EZ posle 1992. godine, uloga CEMT-a kao organizacije"

– "Aktivnost CEMT-a u 1988. godini u pojedinim oblastima:

A. železnica

B. kombinovani saobraćaj

F. saobraćaj i okruženje..."

EZ:

– KOMISIJA EVROPSKE ZAJEDNICE - "Ostvarivanje unutrašnjeg tržišta - Bela knjiga"

– EVROPSKI PARLAMENT - "Odredbe o odnosima među državama članicama i železnicama..."

– ZAJEDNICA EVROPSKIH ŽELEZNICA -"Evropska mreža vozova za velike brzine" 1989.

– EVROPSKI PARLAMENT - "Izveštaj gospodina Topmana", 1988-1989.

– SAOBRAĆAJNI INSTITUT CIP: - "Uticaj transportnih troškova na privredu", 1988., - "Komparativna analiza potrošnje energije u saobraćaju", 1988.

– ZAJEDNICA JŽ: - "Teze o prestrukturiranju železnice u skladu sa tržišnim uslovima privređivanja", 1988. godine, - "Program globalnog prestrukturiranja železnice prema tržišnim uslovima privređivanja", 1989.

(Adresa: Milan GRUJIĆ, dipl.ek., pomoćnik generalnog direktora ŽTP "Beograd")

NOVO – NOVO – NOVO – NOVO – NOVO – NOVO

Zbog velikih potreba, kao i velikog interesovanja železničkih radnika, zavod za NIPD JŽ je izdao:

Priručnik iz organizacije prevoza stvari sa načinom računanja prevoznine

Autori: Svetozar Stamenković i Miljko Selaković

sa sledećim poglavljima:

a) Računanje prevoznine stvari u unutrašnjem saobraćaju i

b) Računanje prevoznine stvari u međunarodnom saobraćaju i primene tarife Jugoslavija – SSSR (SMGS). Sve sa praktičnim primerima.

Priručnik sadrži celokupnu materiju iz sledećih oblasti:

– transportno-manipulativnog postupka sa pošiljkama pri prijemu, prevozu, izdavanju i posebnim slučajevima;

– potražno-reklamacionog postupka;

– carinskog postupka pri uvozu, izvozu i prevozu carinske robe;

– tarifskog sistema i računanja prevoznine za denčane i kolske pošiljke iz unutrašnjeg i međunarodnog saobraćaja, sa primerima izračunate prevoznine posebno za svkao pravilo iz odnosne tarife.

Priručnik je štampan u formatu B–5, obima oko 200 strana.

Cena knjige je 850.– dinara.

Narudžbe prima izdavač: ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ, 11000 BEOGRAD, Nemanjina 6

Elektrifikacija pruga sa stanovišta zaokruženosti vučnih rejona

UDK 6562:621.331 (497.11)

Dr Dragoslav DURKOVIĆ

U početku elektrifikacije naših pruga pošlo se od elementarnih uslova, koji su, najprostije rečeno, bili realnost na nekoj pruzi. Imamo, na primer, određeni bruto rad na nekoj pruzi, a zapravo pruga je spremna za elektrifikaciju, ako ima, grubo rečeno, obim rada od 5.000.000 tona. Zajedno sa tim postojali su efekti elektrifikacije koji su se delili na direktne i na indirektne. Od direktnih, pomenimo uštede u tro- škovima pogonske energije, održa-vanja vučnih vozila, uštede u vremenu vožnje, povećanju kvaliteta usluga, smanjenju broja vučnog osoblja, boljem korišćenju, odnosno smanjenju parka voznih sredstava, povećanju propusne i prevozne moći pruge i dr. Ekonomske efekte treba korigovati za troškove investicija za elektrifikaciju, što kod nas, inače, nije u potpunosti rađeno. Smatralo se da je to investicija koja je sama po sebi, dovoljno opravdana, pa efekti nisu praktično nikada umanjivani za troškove investicije.

Kod indirektnih efekata bilo je, takođe, nekoliko bitnih elemenata: bolje korišćenje toplotne energije i uglja preko električne vuče, (mogu se koristiti slabiji ugljevi u odnosu na parnu vuču), elektrane se grade blizu rudnika pa nema troškova transporta, koriste se vrlo različiti vidovi elektro-energije, odnosno, načini dobijanja (hidro, termo, atomske i slično), ravnomerno korišćenje energije u toku 24 časa što mnogo znači za elektroprivredu, a železnica tu može pomoći time što će imati povećan noćni teretni saobraćaj (svojevremeno je postojao voz "noćni skok") a moguće su još veće uštede pri većem radu noću kada nema mnogo drugih potrošača energije iz mreže za privredu. Pomenimo i veća ubrzanja vozova, što je značajno za prigradski saobraćaj, ravnomerniji rad pogonskih točkova, što znači manje trošenje šina, nezagađivanje sredine itd, itd.

U stvari, da bi se jedna pruga elektrificirala, postoji čitav skup parametara koji se moraju sagledati sa stanovišta celishodnosti. To su tehnički, tehnološki i ekonomski parametri.

Od tehničkih parametara pomenimo trafo-stanice, dalekovode, elektro-vučne podstanice, postrojenja za sekcionisanje, centre postrojenja za daljinsko upravljanje, kontaktnu mre-žu, radionice za održavanje kontaktne mreže, rekonstrukcije koje uslovljava elektrifikacija pruge, stanice, tunele, signalno-sigurnosna postrojenja, tip i broj lokomotiva prema strukturi itd.

Tehnološki parametri su: bruto i neto težine vozila, odnos bruto i neto težine, statičko i dinamičko opterećenje kola, koeficijent praznog trčanja kola, prosečan broj kola u vozu, broj pari vozova, mehanički rad lokomotiva, mehanički rad sila otpora, utrošak pogonske energije, obrt kola i lokomotiva, srednje dnevno trčanje i lokomotiva i kola, proizvodnost lokomotive i kola, vreme vožnje, odnosno, vreme putovanja voza, tehničku i komercijalnu brzinu voza, neto i bruto gustinu saobraćaja, broj lokomotivskog i vozopratnog osoblja i drugi.

Od ekonomskih parametara pomenimo pokazatelje prihoda, dobiti, odnosno, drugih koristi i troškova od investicija u elektrifikaciju pruga i troškove eksploatacije. To su, znači, parametri koji se moraju uključiti da bi se utvrdilo da li je elektrifikacija neke pruge isplativa ili nije.

Pored svih ovih parametara, bitno je da postoji uslovljenost koja je nesporna za elektrifikaciju pojedinih pruga, iako smatram da imamo dobar razvojni ciklus elektrifikacije pruga, Ta karakteristika je povezanost mreže. To, praktično, znači da promenom tipova vrsta vuče, znači dizel ili parne, na elektro prugu, imamo velike gubitke u promeni lokomotive, odnosno, promeni sistema vuče. S druge strane, imamo program koji za narednih nekoliko godina predviđa elektrifikaciju oko 1.100 km pruga, tako da bi sa 1170 km već elektrificiranih imali otprilike 2/3 elektrificiranih pruga. To je blizu onoga što imamo nameru da uradimo do kraja programa razvoja elektrifikacije na našim prugama. Najznačajnije pruge koje treba da se elektrificiraju u narednom periodu su, rekao bih, po prioritetu: Požega-Kraljevo-Stalać, Kraljevo-Lapovo, i naravno odmah iza toga Kraljevo-Đeneral Janković, Niš-Dimitrovgrad, uzimajući u obzir izgradnju brze pruge kroz našu

zemlju. Ostaje potom Požarevac-Zaječar, Niš-Prahovo, Valjevo-Loznica, Ruma-Zvornik i, naravno, Beograd-Vrašac, posle elektrifikacije pruge do Pančeva, što je logična posledica nastavka elektrifikacije kao i preko Zrenjanina do rumunske granice. Kako će se stvari razvijati sa vraćanjem u funkciju uslovno da kažem predratne mreže bivše Jugoslavije, to će odlučujuće uticati na to da li će se elektrificirati pruge u Vojvodini. Ako to, međutim, bude ostvareno, prva pruga koja dolazi u obzir je Ruma-Zvornik, zbog povezivanja sa novom prugom Valjevo-Loznica, koja će biti elektrificirana tokom izgradnje, a zatim pruga Subotica-Doboj. To su, znači, pruge koje imaju prioritet u našem planu rada.

Ako pogledamo mrežu pruga ŽTP Beograd, iz nje se da lako shvatiti da odlukom o gradnji pruge Valjevo-Loznica, dolazimo u situaciju da drugačije razmišljamo o zaokruženosti vuč-nih sistema i redosledu elektrifikacije pruga. Prvo što se nameće je potreba da se posle izgradnje pruge Valjevo-Loznica što pre "sklone" vozovi sa pruge Beograd-Bar, i to se prvo, nažalost, može učiniti tek od Požege. To znači, da vozovi iz pravca Bara, da ne bi zauzimali celu prugu, treba što pre da se "sklone", posebno oni koji će voziti za južnu i srednju Srbiju, odnosno, za niški region. Samim tim, po prioritetu se nameće potez Požega-Kraljevo-Stalać. Ona će se elektrificirati kao logična posledica završetka pruge Valjevo-Loznica, odakle će novo bruto u Valjevu dolaziti na prugu Beograd-Bar, pa odatle ići ka Beogradu ili ka Baru, odnosno za jug Srbije, (misli se, pre svega, na ugalj iz tuzlanskog basena). Kada pogledamo mapu, postavlja se logično pitanje: "kako možemo napraviti, da tako kažem, slovo A između Beograda i Bara, i Beograda preko Niša, ako prečaga između Požege i Stalaća preseca elektrovučom sve elektrificirane pruge?"

Postavlja se i pitanje šta sa prugom Lapovo-Đenaral Janković-Skoplje. Stvar je raznih procena i tokova bruta, da li će prvo ići Kraljevo-Stalać, ili Kraljevo-Lapovo. Lično sam mišljenja da da će prioritetnije biti da se elektrificira pruga Kraljevo-Stalać, zbog sve izraženijeg skretanja tereta, pa i putnika, prema Baru, jer luka Solun, nije u ovim vremenima tako lako pristupačna kao što je luka Bar. Naravno, ne govorimo o vremenu blokade, nego o Jugoslaviji kao državi bez blokade. Mi, znači, do Bara idemo svojom teritorijom, a do Soluna kao luke, moramo ići preko države Makedonije i države Grčke. Znači, kada se elektrificira pruga Požega-Kraljevo-Stalać, odmah se nameće apsolutni zahtev za zaokruženošću vučnog rejona, da se elektrificira i pruga Lapovo-Kraljevo. Kraljevo kao raskrsnica je izuzetno važan železnički centar i u ovom momentu postoje kapaciteti ložionice Kraljevo, koji mogu prihvatiti određe-nu vrstu održavanja elektrolokomotiva; ima dovoljan broj staničnih, radioničkih i ložioničkih koloseka, pa je prihvat lokomotiva osiguran bar u jednom kraćem periodu. Završetak elektrificiranja pruge ka Kosovu Polju i Skoplju,znači od Lapova do Kraljeva, pa preko Kosova Polja do General Jankovića, ipak zahteva da se u Kraljevu organizuje servis tih lokomotiva. Znači, tada ćemo imati zaokružen sistem povezivanja pruge Beograd-Bar, sa istočnom, odnosno srednjom Srbijom, preko Požege-Kraljeva ka Lapovu i našem najvećem korisniku usluga Smederevu, a sa druge strane Požega-Kraljevo-Stalać-Niš i region koji Niš pokriva, tako da ćemo imati potpuno zaokružen sistem vuče.

Koji su direktni efekti toga? Ako pogledamo sredstva kojima radimo, mislim na lokomotive sa kojima radi sekcija za vuču vozova Kraljevo, dolazimo do činjenice da Kraljevo u datom momentu ima 15 lokomotiva serije 661 i 5 lokomotiva serije 662, koje su uglavnom za putnički saobraćaj i još 6 lokomotiva serije 641 za manevru. Ako uzmemo samo u obzir 15 lokomotiva serije 661 i 5 lokomotiva serije 662 čiji je tehnički vek upravo već istekao, potrebno je u vrlo kratkom roku da se ili fabrički regenerišu, ili da se umesto njih kupe nove. Potreba za tim sredstvima je nesporna, a ona su vrlo velika. Ako bismo rekli da tih 20 lokomotiva koštaju, po gruboj proceni, između 50 i 60 miliona dolara, onda bismo se morali zapitati koliko, pokrivajući region vuče Kraljeva, kilometara možemo elektrificirati. Moram se ovde osloniti na standardni podatak koji govori da je za elektrifikaciju kilometra pruge potrebno otprilike oko 250 hiljada dolara. Ako je pruga Požega-Stalać dugačka 140 km, Lapovo-Kraljevo-General Janković 313 km, to je onda ukupno, 115 miliona dolara. Treba tu međutim, uključiti i lokomotive koje posedujemo za vuču južno od Kraljeva (sekcija za vuču vozova Kosovo Polje) pa bi praktično u ovo trebalo uključiti samo Stalać-Požega i Lapovo-Kraljevo što otprilike iznosi ukupno 230 km, ili ako 60 miliona dolara.

Za taj trougao Požega-Kraljevo-Stalać i Kraljevo-Lapovo, za tih približno 240 km potrebno je, grubo rečeno, 60 miliona dolara, koliko treba samo za zamenu dizel lokomotiva. Elektrifikacija, znači, nije jeftina investicija, ali njome mnogo dobijamo.

Dobijamo to da konačno ne moramo više da se mučimo sa nabavkom dizel voznih lokomotiva za region Kraljeva, smanjujemo broj ljudi na održavanju, povećavamo dnevnu kilometražu, možemo računati da ćemo značajno smanjiti troškove goriva. Njih nikad ne treba nikad tretirati samo u tekućim cenama, već kroz potrošnju energije za izvršeni rad.

Potrošnja toplotne energije za izvršeni rad pri vuči voza izražen u brutotonskom kilometru iznosi: za parnu vuču (po mojim proračunima) 1993 kilodžula po 10 m bruto tona, za dizel

vuču - 333 na 10 m bruto tona i kod elektro vuče 74 kilodžula na 10 m bruto tona. Znači - ne vodeći računa na koji način je došla nafta u lokomotivu, i ne vodeći računa o tome na koji način je proizvedena struja (da li je iz atomske, hidro ili termo-centrale) već samo kako lokomotiva za vuču voza troši energiju, vidimo da je taj odnos kod elektro i dizel vuče negde oko 1:5, odnono preko 1:4 je potrošnja veća kod dizel vuče. O parnoj vuči da i ne govorimo, ona je već prošlost. Dakle, uvek možemo reći da dizel vuča ima četvorostruko, do petorostruko veći gubitak toplotne energije, koju za dizel vuču moramo uvoziti. Naravno, i svetske cene su povoljnije za elektroenergiju. Što se tiče potrošnje kod nas, to je otprilike 20 kilovatčasova po bruto toni. Znači, sa aspekta utroška energije, stepen povraćaja investicija u elektro mrežu za elektrifikaciju pruge nije tako atraktivan, naročito ne kod pruga sa manjim radom, ali je višestruko značajan za čitavu zemlju. Značajan je zbog zavisnosti uvoza dizel goriva, zbog ekologije koja više nije moda, a koja je kod nas prešla granicu zabrinjavajućih zagađenja, zbog buke, koju, inače, stvara dizel lokomotiva, i zbog mnogih, mnogih drugih razloga, kakvi su, na primer, uslovi rada mašinovođa, koji su nemerljivo bolji kod elektro lokomotiva. Kod korišćenja elektrolokomotiva, zbog zaokruženosti sistema, na primeru tretirane pruge, može se videti da, samo menjajući sistem vuče, možemo uštedeti otprilike po vozu jedan sat čistog lokomotivskog rada, što je značajno kada se zna da je dnevni rad jedne lokomotive u najboljem slučaju između 10 i 12 časova (kod elektrolokomotiva).

To znači da bismo, pri svakoj promeni sistema vuče u jednom i drugom pravcu, a to su kratke relacije, (Požega - Kraljevo), mogli da odvučemo taj voz do mesta opredelje-nja. Ako bismo morali obrnuto da lokomotivu menjamo ponovo (kada se vraća voz) u Požegu, to je taman toliko vremena za koje bi ta ista lokomotiva vratila voz u Požegu. To su naravno uprošćeni odnosi, ali su vrlo značajni da se pokažu uštede u lokomotivskim časovima rada, što povlači za sobom uštedu u radu lokomotivskog osoblja, u radu vozopratnog osoblja i mnogo drugog.

Sve ovo upućuje na potrebu posebnog razmatranja elektrifikacije naših pruga sa aspekta zaokruženosti vučnih rejona, što, razume se, ne isključuje druge i bitne karakteristike za donošenje investicionih odluka o elektrifikaciji.

(Adresa: dr Dragoslav ĐURKOVIĆ, dipl. inž., pomoćnik gen. dir. za naučno-istraživački rad JŽTP "Beograd").

NOVO – NOVO – NOVO – NOVO – NOVO – NOVO

Zbog velikog interesovanja železničkih jedinica i putničkih agencija, Zavod NIPD JŽ priprema za štampu

Priručnik za transportno računovodstvo i blagajničko poslovanje na železničkim stanicama

Autor: dipl. ek. Jovan Šever

Priručnik objašnjava izvršenje odredaba Pravilnika o transportnom računovodstvu i blagajničkom poslovanju železničkih stanica, postupak naplate, zaračunavanja i uračunavanja prevoznih troškova, način izdavanja prevoznih dokumenata i drugih priznanica za naplaćene iznose, sastavljanje i zaključivanje propisanih računa, zaključke blagajni i postupak sa naplaćenim transportnim prihodima.

Priručnik sadrži i postupke koji se primenjuju pri utvrđivanju odgovornosti radnika zbog povreda radnih obaveza, postupak oko primanja i predaje blagajni kao i povremenu kontrolu blagajničkog poslovanja.

Osim toga, propisi o kojima je reč u ovom priručniku važe i za blagajne putničkih agencija sa kojima je sklopljen ugovor o ustupanju prava prodaje železničkih voznih karata ukoliko ugovorom sa određenim ŽTP nije odobren poseban način obračuna i uplata transportnih prihoda za prodate prevozne karte.

Knjiga će se štampati u formatu B–5.

Obim 550 strana, cena 7.700.– dinara.

Narudžbe prima izdavač: ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ, 11000 BEOGRAD, Nemanjina 6

Naša pruga za saobraćaj vozova velikih brzina

UDK 625.1:629.4.016.56

Živojin GOSPIĆ, dipl. inž.

Usvajanje Mreže pruga za velike brzine EZ i početak rada na jedinstvenoj Mreži pruga za velike brzine Evrope iskorišćen je da se aktivno uključimo u ovaj rad na svim nivoima na kojima se on odvijao.

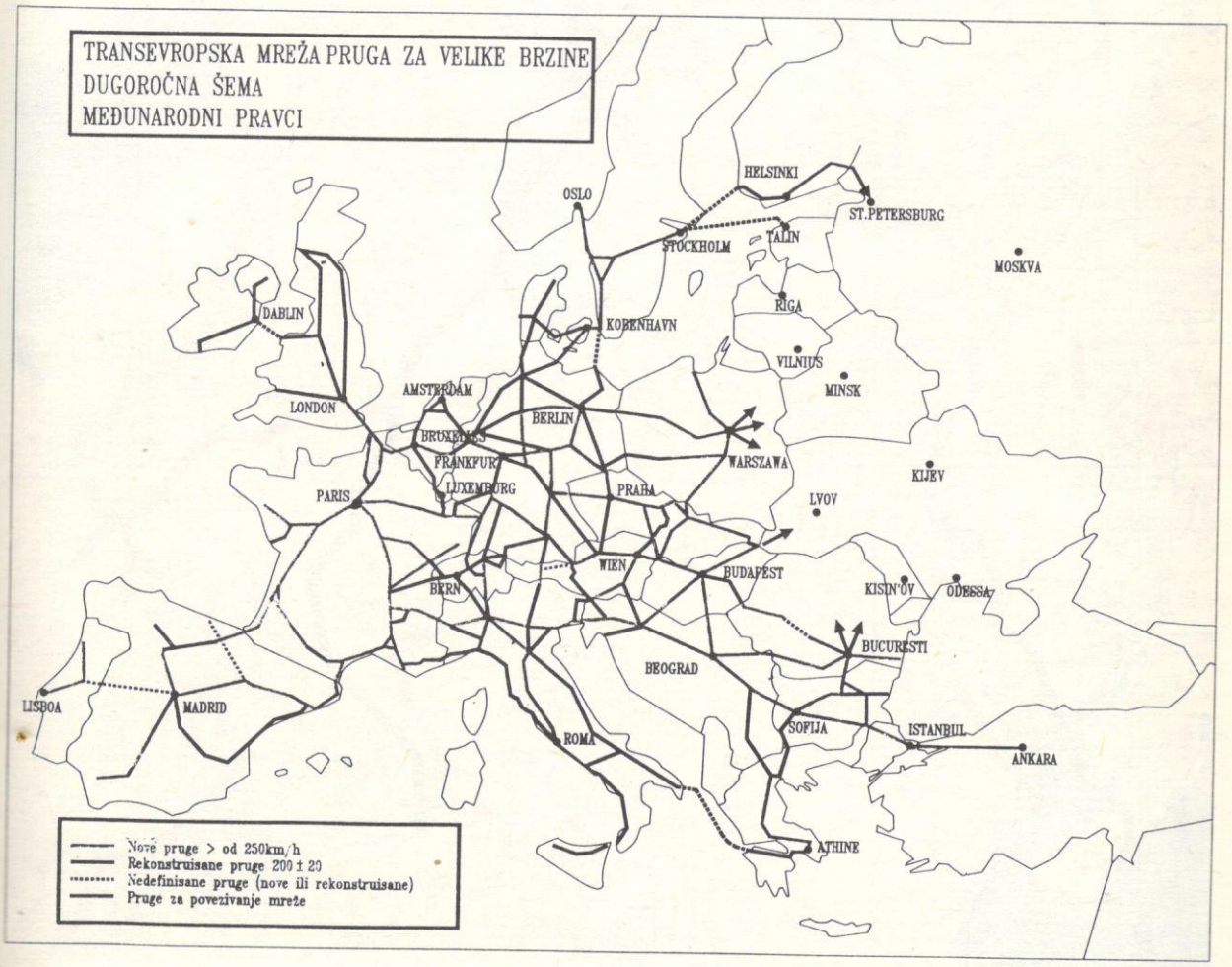
1. U Grupi na visokom nivou EZ u svojstvu posmatrača (na državnom nivou preko SIV-a).

2. U Misiji za velike brzine EZ prvo u svojstvu posmatrača, a poslednjih godina i kao aktivni članovi (na železničkom nivou preko ZJŽ)

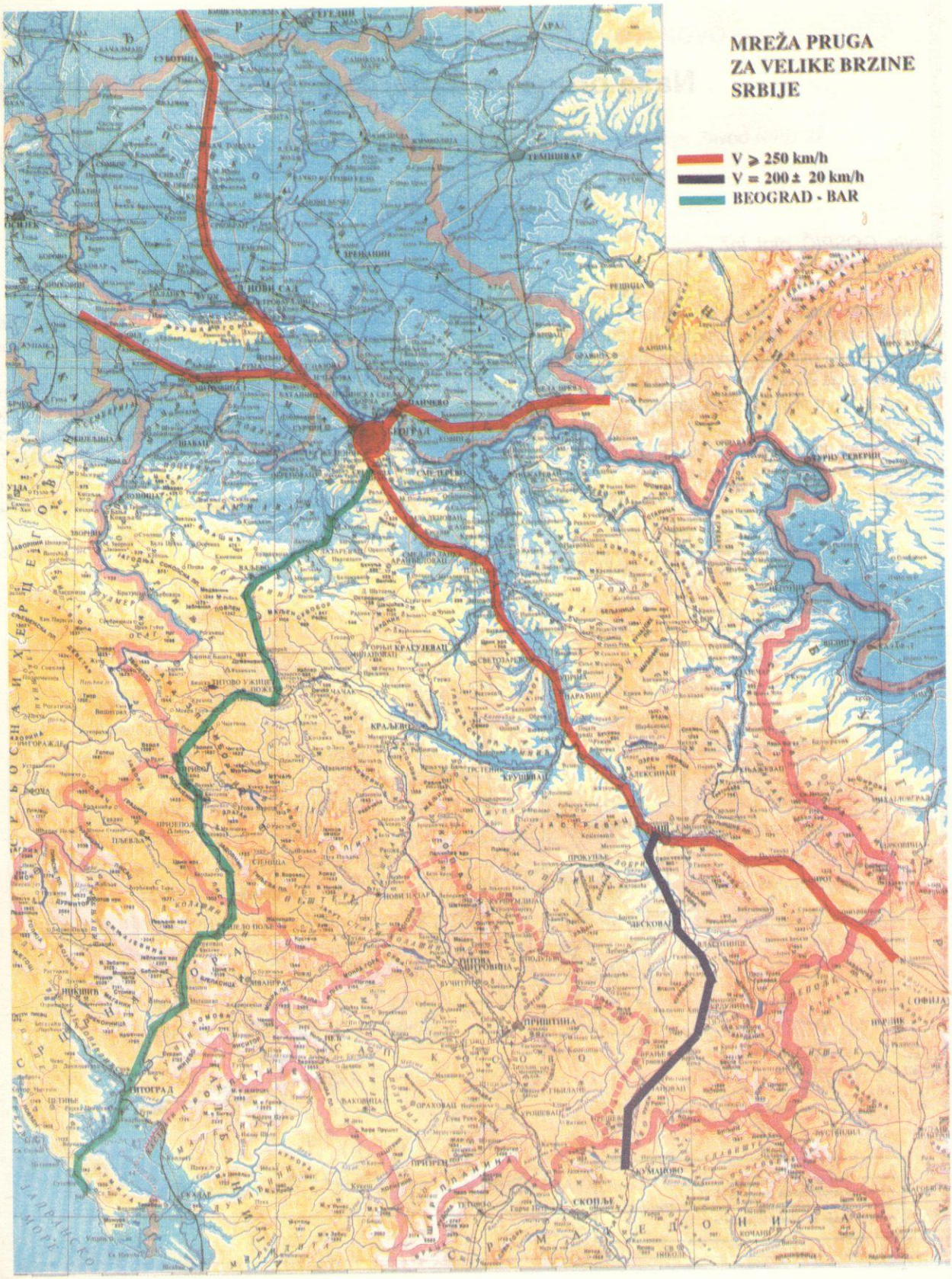
3. U Grupi mreža UIC kao aktivni učesnici u formiranju Mreže pruga za velike brzine Evrope.

Rezultat ovih aktivnosti je usvojena Mreža pruga za velike brzine Evrope u kojoj Beograd kao centar i pruge za velike brzine Srbije zauzimaju značajno mesto.

Naš doprinos formiranju Mreže pruga za velike brzine Evrope, promocija Projekta "BPS" i istupanje našeg predstavnika na Kongresu EURAILSPEED 92 u Briselu visoko su ocenjeni, a početak radova na pruzi Beograd - Su-



Slika 1


MREŽA PRUGA
ZA VELIKE BRZINE
SRBIJE
V ⩾ 250 km/h
V = 200 ± 20 km/h
BEOGRAD - BAR

Slika 2

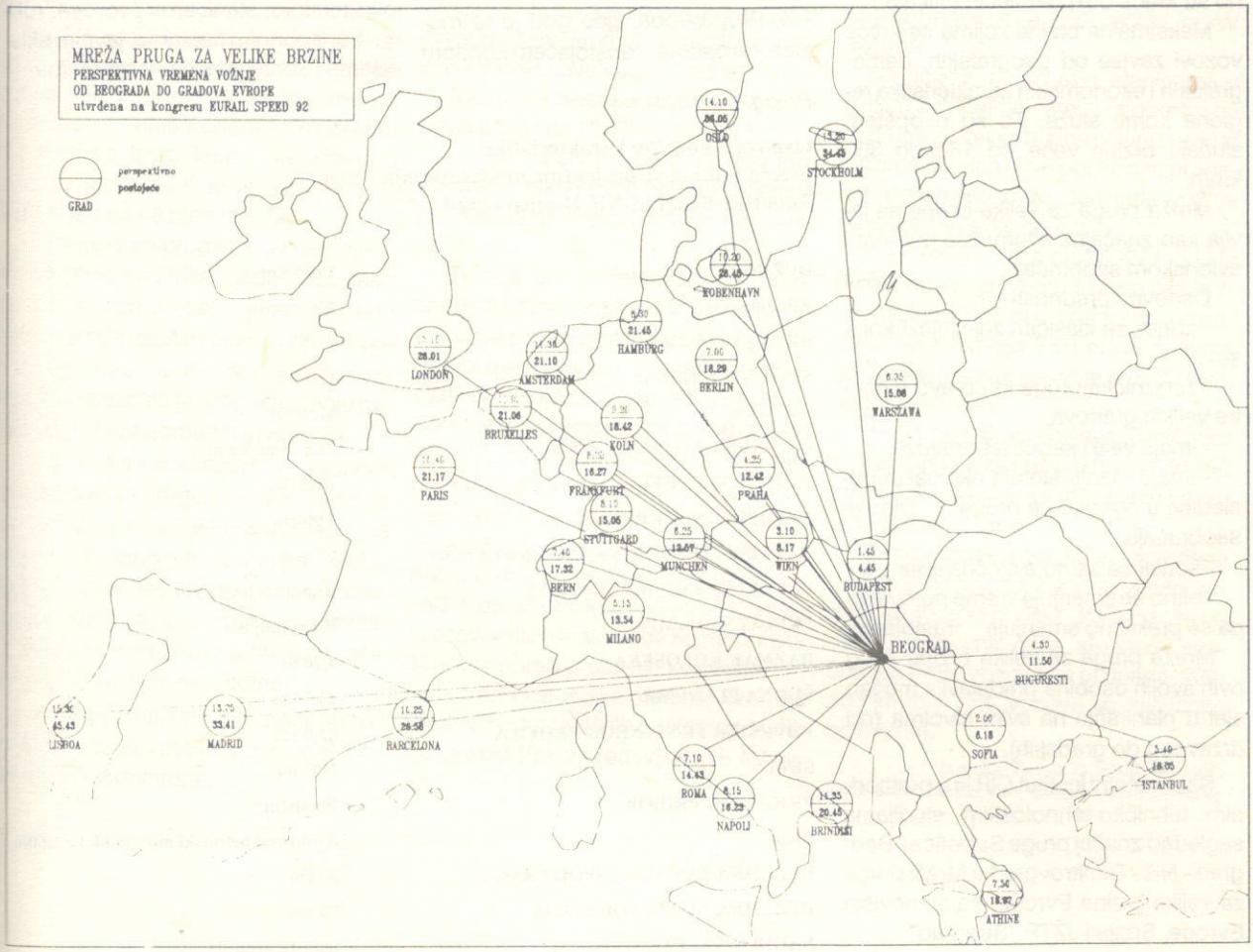
botica naišao je na puno razumevanje i podršku UIC i železničkih foruma Evrope.

Formirana Mreža pruga za velike brzine Evrope predviđena je u dve faze, Nivo 2000 i Dugoročni plan (slika 1).

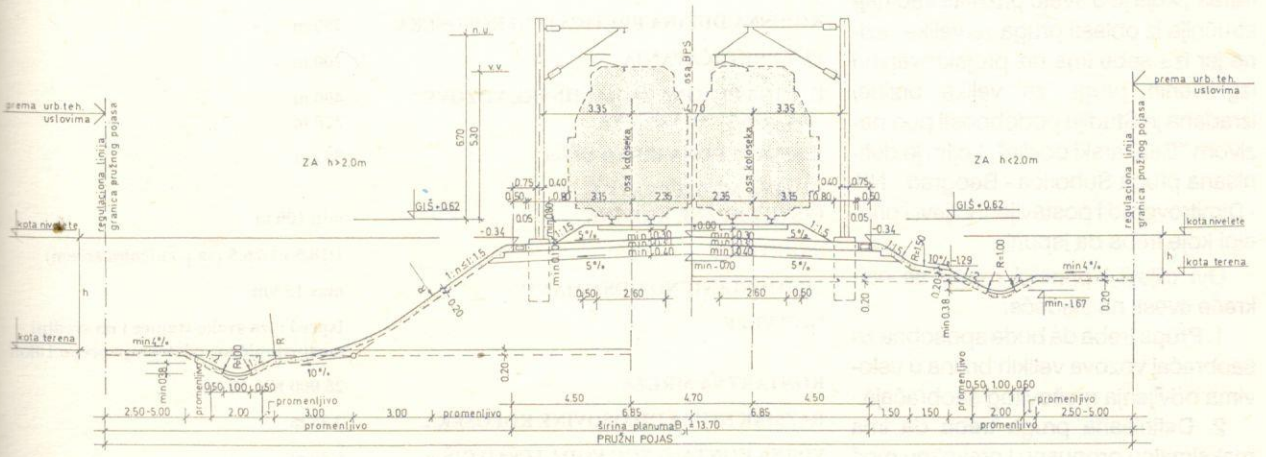
Pruga Subotica - Beograd - Niš - Dimitrovgrad ušla je u sastav Mreže pruga za velike brzine Evrope Nivo 2000, a pruge Niš–Tabanovci, Pazova–Šid i Beograd - rumunska granica se nalaze u Dugoročnom planu.

Pruge za velike brzine zajedno sa prugom Beograd - Bar pokrivaju sve značajne međunarodne saobraćajne koridore SR Jugoslavije (slika 2).

Termin "velike brzine" koristi se da opiše novi kvalitet usluge koji je aktue-



Slika 3



Slika 4 Standardni normalni poprečni profil za dvokolosečnu prugu u nasipu

lan u Evropi poslednjih godina.

To su znatno veće komercijalne brzine i u vezi sa tim bitno smanjena vremena putovanja.

Vremena vožnje koja se postižu izgradnjom Mreže pruga za velike brzine od Beograda do gradova Evrope znatno su kraća od postojećih (slika 3.)

Maksimalne brzine kojima se kreću vozovi zavise od geografskih, demografskih i ekonomskih karakteristika regiona kome služe. To su u opštem slučaju brzine veće od 160 do 300 km/h.

Mreža pruga za velike brzine se javlja kao značajna alternativa putnom i avionskom saobraćaju.

Osnovne prednosti su:

- koristi se klasičan železnički kolosek,
- železničke pruge idu pravo u centre velikih gradova,
- imaju veliki kapacitet prevoza,
- imaju manje štetnih ekoloških posledica u odnosu na druge vidove saobraćaja,
- koristi se samo eletrična energija i
- bitno se smanjuje vreme putovanja pa se praktično smanjuje rastojanje.

Mreža pruga za velike brzine zbog ovih svojih osobina predstavlja moćan alat u planiranju na svim nivoima (od državnog do gradskih).

Saobraćajni institut CIP je u prethodnim tehničko-tehnološkim studijama sagledao značaj pruge Subotica - Beograd - Niš - Dimitrovgrad u Mreži pruga za velike brzine Evrope, sa stanovišta Evrope, Srbije i JŽTP "Beograd".

Zajedno sa francuskom firmom "Sofrerail", koja je u svetu priznata kao najstručnija iz oblasti pruga za velike brzine jer iza sebe ima niz projektovanih i izgrađenih pruga za velike brzine, izrađena je Studija podobnosti pod nazivom "Bankarski dosije", kojim je definisana pruga Subotica - Beograd - Niš - Dimitrovgrad i postavljeni ciljevi i principi koje treba da ispuni.

Ovi ciljevi i principi mogu se najkraće svesti na sledeće:

1. Pruga treba da bude sposobna za saobraćaj vozova velikih brzina u uslovima odvijanja mešovitog saobraćaja.

2. Definisana pruga treba da ima maksimalnu propusnu i prevoznu moć u datim uslovima.

3. Pruga mora da ispuni sve uslove AGC Sporazuma u pogledu brzine vožnje, nagiba nivelete, dužine preticajnih koloseka, dužine perona, osovinskih opterećenja, gabarita, denivelacije puteva vožnje i putnih prelaza i druge uslove.

4. Pruga treba, gde god je to moguće, da ostane u postojećem koridoru i zadrži železničke kapacitete na postojećim lokacijama.

5. Projektom pruge treba ostvariti povezivanje sadašnje i planirane privrede u koridoru pruge sa železnicom preko industrijskih koloseka i stanica, sa težnjom koncentracije loko rada u loko-teretnim stanicama čvorova, robno- transportnim centrima, javnim skladištima i kontejnerskim terminalima.

Prilog 1

Osnovne tehničke karakteristike prema kojima se projektuje modernizacija pruge Subotica-Beograd-Niš-Dimitrovgrad

DUŽINA	501,5 km
BRZINA VOŽNJE	250 km/h
BROJ KOLOSEKA	2
ŠIRINA KOLOSEKA	1,435 m
SAOBRAĆAJ	Mešovit
OSOVINSKO OPTEREĆENJE	22,5 tona, 8 t/m
SLOBODNI PROFIL	UIC GC
POLUPREČNIK KRIVINE	5 000 m
NADVIŠENJE SPOLJNE ŠINE (h=7,1V2/R)	90 mm
PRELAZNA KRIVINA (L=10hV)	Klotoida L=225 m
PRELAZNA RAMPA	Pravolinijska
RAZMAK KOLOSEKA	4,70 m
ŠIRINA PLANUMA	13,70 m
POVRŠINA TUNELSKOG PROFILA	82,0 m2
ŠINA	UIC 60
PRIČVRSNI PRIBOR	Elastični
PRAG	Armirano betonski monoblok l=2,60m
DEBLJINA ZASTORA ISPOD PRAGA	30 cm
DEBLJINA ZAŠTITNOG SLOJA	70 cm
NAGIB NIVELETE	max 12 promila
ZAOBLJENJE PRELOMA NIVELETE	min 20 000 m, max 40 000 m
KORISNA DUŽINA PRETICAJNIH KOLOSEKA	750 m
PUT PRETRČAVANJA	200 m
DUŽINA PERONA ZA DALJINSKE VOZOVE - ZA LOKALNE VOZOVE	400 m 220 m
VISINA PERONA IZNAD GIŠ-a	55 cm
DUŽINA MEDJUPRAVE I ČISTE KRUŽNE KRIVINE	min 100 m
SKRETNICE	1:18,5 i 1:26,5 (sa pomičnim srcem)
MEDJUSTANIČNO ODSTOJANJE	max 15 km
"AV" VEZE	Ispred i iza svake stanice i na sredini medjustaničnog odstojanja preko 10km
KONTAKTNA MREŽA	25 000 KV, 50 Hz
RAZMAK STUBA OD OSOVINE KOLOSEKA	3,35 m
VISINA KONTAKTNOG VODA IZNAD GIŠ-a	5,30 m
OSIGURANJE	Dvojno (klasično i kabinsko)

6. U svim stanicama (u kojima se obavlja) manevarski rad mora biti izdvojen od saobraćaja na pruzi posebnim izvlakačem.

7. Pri projektovanju modernizacije pruge voditi računa o prostornim celinama koje pruga preseca, zaštiti prirode, kulturno istorijskih spomenika i životne sredine imajući u vidu prednosti ovog vida saobraćaja u odnosu na druge i uticaju njenog kvaliteta prevoza na prostorni plan koridora. Pri svemu tome treba imati jasnu predstavu o značaju jedne ovakve pruge i meri lokalnih uticaja na njen kvalitet.

8. Projektom pruge predvideti njenu modernizaciju u više etapa i faza tako da svaka faza predstavlja zaokruženu tehničko tehnološku celinu koja se odmah po izgradnji može uključiti u eksploataciju uz što je moguće manje privremenih i prevremenih investicija.

To u suštini podrazumeva projekat modernizacije pruge sa rešenjima koja su tehničko tehnološki savremena, sa visokim stepenom bezbednosti u odvijanju saobraćaja, ekonomski najracionalnija, uklopljena u sadašnju i planiranu prostornu strukturu u koridoru pruge uz zaštitu životne sredine.

Svi ovi principi i ciljevi ugrađeni su u projekat modernizacije pruge od Subotice do Dimitrovgrada.

Pruga je projektovana kao dvokolosečna za mešovit saobraćaj i brzine vožnje od 250 km/h. Poluprečnik horizontalne krivine je 5000 m sa nadvišenjem spoljne šine u krivini od 90 mm. Izuzetak su delovi trase pruge u čvorovima Subotica, Novi Sad, Beograd, Svetozarevo, Niš i Dimitrovgrad u čijim glavnim stanicama je predviđeno zaustavljanje vozova velikih brzina.

Razmak koloseka iznosi 4,70 m, a širina planuma 13,70 m (slika 4.)

Raspored stanica na pruzi glavnom odgovara sadašnjem rasporedu stanica. Međustanična odstojanja ne prelaze 15 km.

Stanice su projektovane sa korisnom dužinom preticajnih koloseka od 750 m sa putem pretrčavanja od 200 m. Peroni u stanicama u kojima se zaustavljaju daljinski vozovi su 400 m, a za lokalne vozove predviđeni su peroni od 220 m. U svim stanicama su predviđeni podhodnici za vezu putničke zgrade sa peronima. Visina perona je 55 sm iznad giš-a. Peroni su projektovani pored preticajnih koloseka osim u stanicama velikih gradova u kojima se zaustavljaju i vozovi velikih brzina gde su peroni postavljeni pored prolaznih koloseka.

Ispred i iza svake stanice, kao i na sredini međustaničnih odstojanja većih dužina od 10 km predviđene su AV veze.

Brzina vožnje u skretanje na preticajne koloseke je 100 km/h, a brzina pri prelasku sa jednog koloseka na drugi preko AV veza je 130 km/h.

U prvoj fazi je predviđeno odvijanje saobraćaja kao na klasičnoj dvokolosečnoj pruzi, a u drugoj fazi je predviđena banalizacija saobraćaja sa AV vezama.

Na prilazima ranžirnim stanicama u velikim čvorovima, teretni saobraćaj se sa pruge za velike brzine odliva i u nju iz ranžirne stanice uliva posebnim prugama, denivelisano sa putevima vožnje na pruzi za velike brzine.

Kontaktna mreža od 25 KV i 50 Hz projektovana je na stubovima čije je lice udaljeno 3,35 m od osovine koloseka, a ivica temelja 3,00 m od osovine koloseka. Kontaktni vod je na 5,30 m iznad vozne ravni.

Pruga će biti opremljena klasičnom signalizacijom za vozove brzine do 160 km/h i kabinskom signalizacijom za vozove velikih brzina.

Ovako projektovana i izgrađena pruga biće sposobna za bezbedan i redovit saobraćaj od 200 - 220 vozova na dan u uslovima naše strukture saobraćaja (30% vozova sa brzinama 200-250 km/h i 70% vozova sa klasičnim brzinama).

(Adresa: Živojin GOSPIĆ, dipl. inž., Saobraćajni institut CIP, Beograd, Nemanjina 6)

Vagon budućnosti

UDK 626.2:629.023./.067+629.454

David VOJINOVIĆ, dipl.inž.

Železničko transportno preduzeće "Beograd", transportni sistem u razvoju, imalo je u svojim prioritetima, u okviru modernizacije (Program "Nove železnice Srbije" koji je usvojila vlada Republike Srbije i program "Brze pruge Srbije") i jednu od vitalnih investicija koje bi trebalo da završi do kraja 1993. godine – kupovinu 23 vagona tipa Z1 UIC za brzine od 200 km/sat.

OPŠTE NAPOMENE

Ideja datira odranije, formulisana je pre ovih programa, jer smo hteli da se znatno ranije uključimo u evropski sistem saobraćaja EuroCity vozova i da za železnice (u ono vreme JŽ), a sada kao srpske železnice damo sopstveni doprinos evropskoj mreži brzih vozova.

Pre nas, u ovaj program su se uključile slovenačke i hrvatske železnice sa po jednom garniturom vozova koje je izradila fabrika šinskih vozila "Goša" iz Smederevske Palanke. Tako smo mi prvi put bili - drugi, jer je ranije uvek ŽTP "Beograd" (kao kupac najbliži proizvođaču) kupovao nulte serije, pa smo morali da povučemo konsekvence koje su iz toga proizilazile - u prvom redu zbog nedovoljne pouzdanosti vagona. Jer, po pravilu, u garantnom roku dolaze do izražaja sve slabosti proizvoda, dečje bolesti nulte serije. Grubo rečeno imali smo ulogu poligona za eksploataciona ispitivanja izvedenih tehničkih rešenja, a drugi su ulazili u kupovinu vagona sa proverenim, modificiranim rešenjima, čime su izbegli povećane troškove zbog čestih i neplaniranih zastoja u eksploataciji. Slovenci i Hrvati su u ovom projektu bili prvi kupci u "Goši", pa su i svi problemi probne eksploatacije ovog tipa kola i povećani troškovi koji prate ove probleme pali na njihov konto.

Mora se istaći da su njihove tehničke komisije radeći na ovom projektu dale značajan doprinos razvoju ovih kola, naročito u oblasti dizajna.

Eksploataciona iskustva od blizu godinu i po dana na prugama Evrope ukazuju da su ovi "Gošini" "prvenci" veoma dobro primljeni od tehničkog javnog mnenja na zapadu, kao moderni i savremeni vagoni koji po opremi, dizajnu, komforu, mirnoći hoda - predstavljaju vagone na svetskom (evropskom) nivou.

Prema tome možemo konstatovati da je naša radna grupa opredeljujući se za ovaj projekat imala pred sobom vagon poznate i u eksploataciji proverene konstrukcije, pa je svoj rad pri izradi tehničkog opisa mogla usmeriti ka analizi izvedenog stanja u definisanju zahteva za otklanjanje uočenih nedostataka.

Treba, takođe, reći da su vagon kao celina i oprema koja je u njemu ugrađena u skladu su sa UIC propisima uspešno izdržali niz tipskih i serijskih ispitivanja u mestu i na pruzi. Pomenućemo samo najvažnija: proveru termotehničkih karakteristika i pouzdanosti rada klima-uređaja u intervalu promena spoljne temperature od -30 do 40 stepeni Celzijusovih, kao i proveru dinamičkih karateristika (mirnoće hoda) i pouzdanosti sistema za kočenje pri brzinama do 200 km + 10%.

Bitna razlika u našem projektu u odnosu na prvu seriju vagona je pooštren zahtev u oblasti komfora, koji se odnosi na klima-uređaj i vrata, čija će konstrukcija biti izvedena u tzv. "druck-dicht" sistemu. Ovaj sistem štiti putnike od nagle promene pritiska u salonu kola do kojeg dolazi pre svega pri mimoilaženju dva voza velikih brzina, odnosno pri njihovom prolasku kroz tunel.

PRIPREMA UGOVARANJA

Sama složenost konstrukcije i visoka cena ovakvog vagona (cca jedan milion dolara) zahtevali su jednu studioznu stručnu i efikasnu pripremu ovog posla u prvom redu na izradi tehničkih uslova. Dobro definisani tehnički uslovi olakšavaju postupak samog ugovaranja, pre svega u oblasti definisanja upita za prikupljanje ponuda za uvoznu i domaću opremu, kao i u fazi analitičkog razmatranja komercijalnih uslova.

Najpre je formirana jedna tehnička komisija od pet stručnjaka ŽTP, koja je imala zadatak da izradi tehničke uslove. Komisija je proučila sve UIC i druge tehničke norme koje sankcionišu uslove za projektovanje, izgradnju, kontrolu i preuzimanje ovakvog vagona. Samopregornim radom u roku od šest meseci, konsultujući široki krug stručnjaka ZJŽ (ondašnje Jugoslavije) i pribavljajući mišljenja kompetentnih komisija ZJŽ za novogradnju putničkih kola, Komisija je sačinila pomenute tehničke

uslove. Tehničke uslove su prihvatili i merodavni stručnjaci "Goše" radi usklađivanja sa mogućnostima prateće tehnologije prodavca i njegovih subliferanata. Nalogom generalnog direktora formiran je stručni tim za realizaciju ovog projekta tako što su komisiji pridodati po jedan ekspert za tehnička i komercijalna pitanja sa ovlašćenjima za izbor opreme i tehničko-komercijalnog definisanja ugovora za vagon sa "Gošom", odnosno sa ino-dobavljačima za uvoznu opremu.

Ono što posebno karakteriše ovaj ugovor jeste član 12 koji predviđa, pored uobičajene tehničke garancije za ovu vrstu proizvoda i klauzulu garancije za dobro obavljen posao. Ovom klauzulom se daje pravo kupcu da, ukoliko prodavac ne ispuni ugovorne parametre pouzdanosti u periodu garancije, a koji se iskazuju za svaki vagon preko:

– broja kvarova na pretrčanih 300.000 kilometara koji može biti 1;

– imobilizacije koja po svim osnovama ne sme biti veća od 4 % po vagonu godišnje,

– umanji ukupnu ugovorenu cenu prodavca za 10% i to za svaki parametar posebno.

Ako smo rekli da je ugovorna cena za 23 vagona cca 23 miliona USD, onda nije teško zaključiti u kakvoj se poziciji može naći prodavac ako ne ispuni bilo koji od pomenutih kriterijuma.

Ova klauzula nije nepoznata u svetu, ali se kod nas nije primenjivala. Ona nema za cilj da kažnjava prodavca, već naprotiv, da ga stimuliše za poštovanje tehničkih uslova kod izbora materijala koji ugrađuje u proizvodnji i kontroli kvaliteta, da bi se jednim terotehnološkim pristupom stvorili preduslovi za dobar kvalitet i visoku pouzdanost vagona.

ŽELEZNICA NOSILAC TRANSFERA TEHNOLOGIJE

ŽTP "Beograd" kao nosilac aktivnosti u programu "Nove železnice Srbije" je kroz ovaj posao pri ugovaranju uvozne opreme imalo za cilj maksimalno uključivanje domaće industrije bilo kroz tehničku saradnju, bilo kroz industrijsku kooperaciju i transfer novih tehnologija. Da bi se ovaj cilj postigao radni tim je razradio strategiju pregovora, tako od svakog ponuđača, srazmerno tehničko-tehnološkoj pripremljenosti naše privrede, izvuče što je moguće više. To postići nije bilo jednostavno s obzirom da svako uključivanje subliferanata iz Srbije izaziva produženje rokova isporuke i pogoršava uslove za zadovoljenje parametara pouzdanosti sistema, kao okosnice osnovnog ugovora.

No, i pored istaknutih problema sa kojima smo se suočili, kao i zbog teškoća u kojima se našla naša zemlja uoči blokade, do sada je ugovorena oprema za četvoronaponski pretvarač i kočnicu, a privode se kraju pregovori sa ponuđačima za klima-uređaj, vakuum toalet i vrata (čeona i bočna).

Gotovo kod svakog dela opreme se javilo više ponuđača, izuzev kod kočnice, gde se tek na više urgencija javio, uoči embarga, drugi ponuđač, firma KNORR-Bremse iz Minhena.

Ono što karakteriše gotovo sve ponude su značajne razlike ne samo u

Slika 1 – Jedan iz prve serije vagona t1 koji je isporučen britanskim železnicama

ceni, nego i u tehničko-tehnološkim nivoima ponuđenih rešenja. Posebno su nas iznenadile razlike između ponuđača jedne iste korporacije.

Zašto je GEC-ALSTHOM iz Vilerbana najpovoljniji ponuđač za statički pretvarač?

Na ovo pitanje se može dati veoma kratak i jednostavan odgovor.

Povoljna cena i uslovi plaćanja, najviši tehničko-tehnološki nivo izvedbe, visok kvalitet izrade i pozdanost (MTBF: manje od jednog kvara na 15.000 radnih časova), visok procenat uključivanja domaće industrije kroz kooperaciju i transfer tehnologije.

Pored pomenutog opredeljenja za ALSHTOM, firmu koja je napravila TGV, sa gotovo najbogatijim iskustvom u Evropi u gradnji monofaznih električnih vučnih sredstava (električne lokomotive i motorni vozovi) za sisteme napajanja 25 kV/50Hz, otvara prostor za dugoročnu saradnju na rekonstrukciji sadašnjeg voznog parka i gradnji novih lokomotiva i motornih vozova za potrebe ŽTP "Beograd".

ZAŠTO KOČNICA SAB WABCO WESTINGHOUSE?

Zato što je po kvalitetu u samom svetskom vrhu, po ceni i uslovima plaćanja mnogo povoljnija od konkurencije (KNORR Bremse AG, Minhen) prihvata obavezu da sklopi ugovor o industrijskoj kooperaciji i transferu tehnologije sa PPT - Trstenik - Fabrika kočne opreme, garantuje visoku pozdanost opreme (MTBF: manje od jednog kvara na 10.000 radnih časova) i što je iskazao bezrezervnu spremnost da uđe sa nama u posao i uslovima embarga, što se ne može reći za njegovog konkurenta.

Šinske kočnice za ove vagone isporučiće firma MINEL - ELVO iz Beograda nakon uspešno izvršene homologacije na opitnom poligonu u Češkoslovačkoj.

Embargo je ubrzao supstituciju bočnih (druck-dicht) vrata u "Goši".

Kod vrata i bočnih i čeonih bilo je više ponuđača: IFE - AG - AUSTRIJA, WINER METALLWERK G-es.m.b.h - Austrija, WABCO WESTINGHOUSE Compagnia - E.p.a - Torino, Italija i FAIVELEY SAINT - Anen Cedox France i "Goša" fabrika šinskih vozila Smederevska Palanka.

Analizirajući sve ponude radna grupa se opredelila za firmu IFE - Austrija, jer su njihovi proizvodi po kvalitetu i pouzdanosti u samom svetskom vrhu.

Posebno je dogovarana mogućnost transfera tehnologije i industrijske kooperacije sa "Gošom" i PPT - Pneumatika - Trstenik i to ne samo na ovom programu već i šire.

Ugovor nije sklopljen jer je ova kompanija odbila saradnju sa nama još u fazi najave embarga.

Pošto je u "Goši" već poodmakao razvoj bočnih vrata u druck-dicht izvedbi, radna grupa nije imala drugog izbora već da ukaže poverenje domaćem ponuđaču, iako se radi o pototipu na kome tek treba da se izvrši homologacija na probnom stolu i u eksploataciji. Verovatno će ovo opredeljenje imati za posledicu smanjenu pozdanost vagona u eksploataciji, ali se sve to može nadokanditi brzim i efikasnim intervencijama.

DA LI ĆE SE ODRŽATI ROKOVI?

Da smo uspeli da izvršimo uplate avansa pre embarga kao svoju ugovornu obavezu mogli smo očekivati do kraja 1992. godine isporuku kočnice, a u martu naredne godine početak isporuke pretvarača. Računali smo da prva garnitura voza (sa nekoliko rezervnih vagona) uđe u eksploataciju sa novim redom vožnje za 1993/94. godinu, a krajem 1993. godine da se uvrsti u saobraćaj i druga garnitura.

Možda će ponegde doći i do pomeranja rokova zbog embarga, blokade, rata i svega što trenutno pogađa našu zemlju. Ipak održavaju se stalni, da se ne kaže svakodnevni, kontakti sa proizvođačima. Nameravamo da se obratimo i Organizaciji UN za dozvolu uvoza, jer se predviđeni vagoni ne proizvode za rat, ponajmanje za rat u Bosni, već za međunarodni saobraćaj, za udoban i komforan prevoz putujućeg sveta preko naše zemlje.

Blokada nije propast sveta. Zato i razmišljamo o vremenima posle blokade, jer ona ne može da bude večita. Izgradnja ovih vozova je solidan privredni program, značajan ne samo za železnicu, već za privredu zemlje. U Evropu ne možemo bez ovoga vagona, a sada za brzine od 200 km/sat nemamo nijedan vagon. Ako želimo da se uključimo u EuroCity mrežu - bez ovog vagona nema ništa od toga.

Vagon je, smatram, uspeo tehnički i tehnološki. Oko toga politici nema mesta, jer je u tehnici potrebno znanje, a ne improvizacije. Od postavljenih zahteva ne može se odustajati. Moramo u ovom poslu imati svetski pristup, rigoroznu kontrolu, posebno onu pri ulazu materijala i pojedinih sklopova, jer se od slabih komponenti ne može napraviti dobar proizvod. Tu treba da se ugledamo na ALSHTOM, koji je uložio oko 16 miliona dolara u probnice.

Moje kolege i saradnici pripremili su radove i govoriće detaljnije (verovatno i stručno preciznije) o pojedinim elementima ovog vagona, a ovo je samo neka vrsta uvoda u ta izlaganja.

(Adresa: David VOJINOVIĆ, dipl.inž., direktor Sektora za održavanje vučnih i voznih sredstava ŽTP "Beograd")

Klima uređaj i zatvoreni toaletni uređaj za kola tipa Z1

UDK 629.4.047+629.4.046.7

Uroš VUKOBRAT, dipl.inž.

OPŠTE NAPOMENE

Brzine vozova u Evropi od 200 km/h se već smatraju normalnim, a realno je očekivati da će to uskoro biti i brzine od 300 km/h. Ove brzine daju prednost železnici za kraća i srednja rastojanja ispred aviona i drumskog saobraćaja.

Poboljšanjem komfora uvođenjem klimatizacije, ugradnjom zaštite od buke i od promena pritiska u vozilu, te ugradnjom zatvorenog toaletnog uređaja, osigurava se prednost i perspektiva železničkom saobraćaju u konkurenciji za veće parče transportnog kolača.

Jugoslovenske železnice u tom pogledu prilično zaostaju za vodećim evropskim železnicama i po brzinama i po komforu. Kod nas su do sada samo salonska kola i 20 kola za spavanje građeni sa klima uređajem i sopstvenim izvorom energije za klima uređaj (dizel motor-generator).

Jugoslovenske železnice su obavezne da za međunarodni saobraćaj imaju kola za brzine od 200 km/h i visokim komforom prema zahtevima UIC-a, radi održavanja linija međunarodnog saobraćaja.

1. KLIMA UREĐAJ

Evropske železnice imaju veliki broj putničkih kola za brzine do 160 km/h sa klima uređajem i visokim komforom. Osnovni problem za ugradnju klima uređaja je energija za pogon kompresora i ventilatora.

Starije konstrukcije kola sa klima uređajima, koja su saobraćala uglavnom po neelektrificiranim prugama, snabdevale su se energijom iz sopstvenog agregata (dizel motor sa generatorom).

Danas se Evropska putnička kola snabdevaju energijom za potrebe klima uređaja iz glavnog voda preko statičkog pretvarača.

Klima uređaj mora biti sposoban da normalno radi u trajnom režimu pri temperaturama okoline od -30 do + 40°C i apsolutne vlažnosti od 60 gr/m3 pri brzim promenama temperature vazduha od + 70°C do + 15°C.

Maksimalan nivo buke kada kola stoje, prouzrokovan radom klima uređaja, koji je smešten ispod kola, meren u svim pravcima na rastojanju od 1 m, ne sme biti veći od 80 dB, a nivo buke u unutrašnjosti kola kada kola stoje ne sme biti veći od 55 dB za A kola, a od 60 dB za Bt i WR.

Pod sistemom klimatizacije kola Z1 podrazumevamo grejanje, hlađenje i ventilaciju bez regulisanja procenta vlažnosti.

Novi sistemi klimatizacije razlikuju se od klasičnih u nadgradnji uređaja za zaštitu od promena spoljnog pritiska i po upotrebi rashladnog sredstva R 134A neškodljivog za okolinu, umesto freona R12 i R22.

Tehnički uslovi za projektovanje i gradnju kola za 200 km/h sa zaštitom od poremećaja pritisaka za sada nisu definisani odredbama UIC, ali smo prihvatili uslove definisane normama TL 918095 (norme DB).

S obzirom da se klimatizacija ovih kola razlikuje od klimatizacije ranijih kola samo u novom rashladnom sredstvu i zaštiti od poremećaja pritiska šire ćemo da se osvrnemo na ova pitanja. Primena novog rashladnog sredstva je uglavnom zbog ekološke zaštite, a zaštita od poremećaja pritiska zbog toga što promene nastale povećanjem brzina vožnje pogoršavaju udobnost putovanja i remete normalan rad uređaja.

Uzroci zbog kojih dolazi do promene pritiska izvan kola mogu se svrstati u tri slučaja:

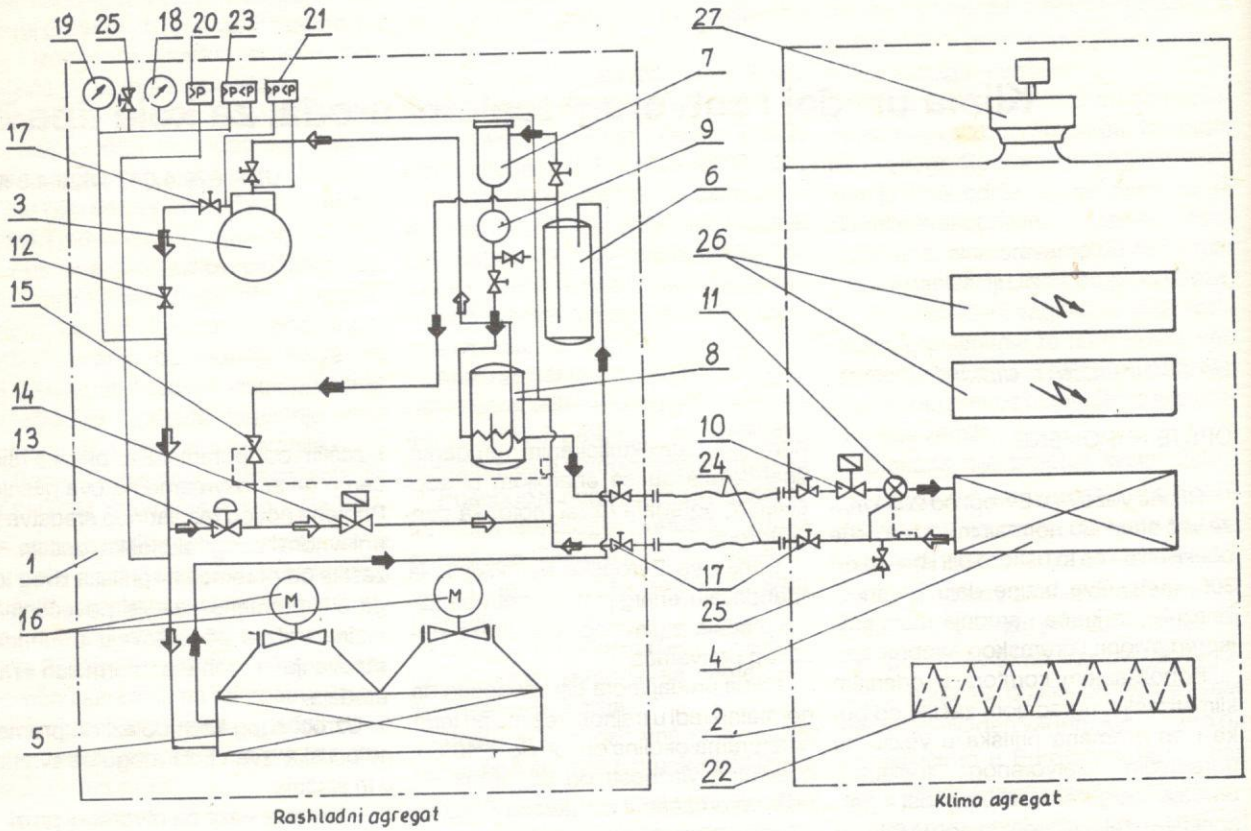
– kretanje voza na otvorenoj pruzi
– mimoilaženje vozova na otvorenoj pruzi i
– kretanje voza kroz tunel.

Pri kretanju voza na otvorenoj pruzi (bez mimoilaženja) na promenu pritiska utiču strujanje vazduha prouzrokovano kretanjem voza i vetar. Zavisno od toga da li je pravac vetra u pravcu ili normalan na kolosek, stvara se podpritisak (vakuum) ili nadpritisak. Ekstremni slučajevi nastaju kada je vetar normalnog pravca u odnosu na kola, odnosno kada duva u pravcu kretanja vozila.

Vetar čiji je pravac paralelan sa bočnim stranicama kola izaziva podpritisak na tim stranicama. Maksimalan aerodinamički efekat nastaće kada se vozilo kreće najvećom brzinom, a brzina vetra i brzina vozila su suprotnog smera.

Na tok promene pritiska kod mimoilaženja utiču udari vetra zbog čega dolazi do devijacije pritisaka koji deluju na pojednim zonama voza.

Da bi se unutrašnjost kola zaštitila od nadpritiska i podpritiska (± 6.000 Pa) koji se javlja u navedenim slučaje-



LEGENDA:

1. Rashladni agregat
2. Klima agregat
3. Kompresor
4. Isparivač
5. Kondenzator
6. Sabirni rezervoar
7. Sušač
8. Izmenjivač
9. Vidno staklo
10. Magnetni ventil
11. Termoekspanzioni ventil
12. Nepovratni ventil
13. Regulator snage
14. Magnetni ventil baj-pasa
15. Ventil za dodatno ubrizgavanje
16. Ventilator za hlađenje kondenzatora
17. Ručni vetnil
18. Manometar niskog pritiska
19. Manometar visokog pritiska
20. Presostat za ventilator kondenzatora
21. Regulacioni presostat za I. kompresor
22. Filter
23. Diferencijalni presostat
24. Elastično crevo
25. Ventil za punjenje instalacije
26. Agregat za grejanje
27. Motoroventilator

Slika 1.- Principska šema rashladne instalacije

vima i postigla zaštita od toga da maksimalna promena pritiska u kolima ne bude veća od 1.000 Pa, odnosno maksimalna brzina promene pritiska da ne bude veća od 200 Pa/s moraju se u vozila za velike brzine ugrađivati uređaji za zaštitu od spoljnih uticaja.

Klima uređaj za koji su se opredelili stručnjaci ŽTP-a za kola At, Bt i WR je jednokanalni. Rashladni agregat i klima agregat smešteni su ispod koša kola, a šematski prikaz dat je na slici 1.

Primarne komponente klima agregata su:

– sistem za filtriranje vazduha (svežeg i opticajnog)

– isparivač rashladnog sredstva sa magnetnim i ekspanzionim ventilom

– grejači osnovnog grejanja (26,4 KW) i dodatnog grejanja (13,2 KW)

– ventilator za vazduh kapaciteta 2500 m^3/h i motorom snage od 2 KW.

Motor ventilatora radi sa tri različita broja okretaja, zavisno od režima rada postrojenja (grejanje, hlađenje i provetravanje). Broj okretaja se reguliše elektronskim putem.

Napajanje grejača osnovnog i dodatnog grejanja vrši se iz visokonaponskog proiaznog voda svim visokim naponima po UIC-u.

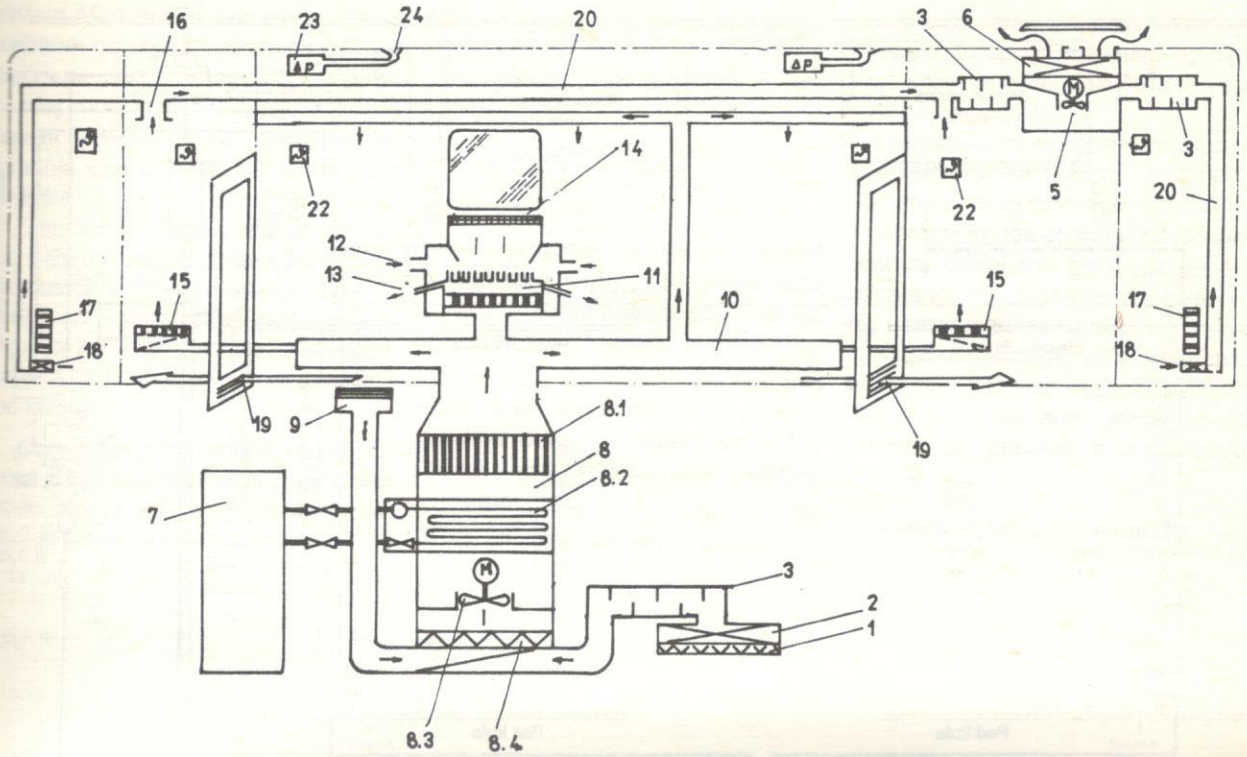
Primarne konponente rashladnog agregata čine kompresor i kondezator.

Kompresor je klipni, šestocilindrični, poluhermetički, a hladi se spoljnim vazduhom i rashladnim sredstvom.

Kondenzator se hladi sa dva motorventilatora koji obezbeđuju strujanje okolnog vazduha preko kondenzatora i kompresora.

Rashladno sredstvo u agregatu je R134A, neotrovno i bezopasno za okolinu.

Klimatizacija kola vrši se vazduhom iz klima agregata koji je šematski prikazan na slici 2.



LEGENDA:

1. usisna rešetka za vazduh
2. zaštitni pritisni ventil za "sveži vazduh"
3. prigušivač buke kanala
4. zaštitni ventilator "sveži vazduh"
5. zaštitni ventilator "odlazni vazduh"
6. zaštitni ventil "odlazni vazduh"
7. rashladni agregat
8. uređaj za preradu vazduha
8.1 visokonaponski registar grejanja
8.2 isparivačka jedinica
8.3 ventilator dolaznog vazduha
8.4 filter za vazduh
9. usisavanje cirkulacionog vazduha
10. mreža kanala za dolazni vazduh
11. izduvne mlaznice
12. usisavanje pomoćnog vazduha
13. izduvavanje – podni prostor
14. izduvavanje vazduha "prozor"
15. WC–izduvavanje vazduha sa dodatnim grejanjem
16. WC-usisavanje vazduha
17. grejanje predulaza
18. usisavanje odlaznog vazduha sa filterom u predulazu
19. rešetka na vratima za otpadni vazduh (osnovno grejanje predulaza)
20. kanal za odlazni vazduh
21. ventilator za provetravanje temperaturnog senzora
22. senzor temperature prostorije sa provetravanjem senzora
23. merač diferencijalnog pritiska
24. provođenje spoljnog vazduha

Slika 2 – Principska šema klima uređaja

Ukupna priprema vazduha vrši se u klima agregatu smeštenom poprečno na uzdužnu osu kola. Vazduh se usisava pomoću ventilatora preko filtera, isparivača i grejača osnovnog i dodatnog grejanja. U režimu grejanja vazduh se zagreva prilikom strujanja preko grejača osnovnog i dodatnog grejanja, a u režimu hlađenja vazduh se hladi prilikom strujanja preko isparivača.

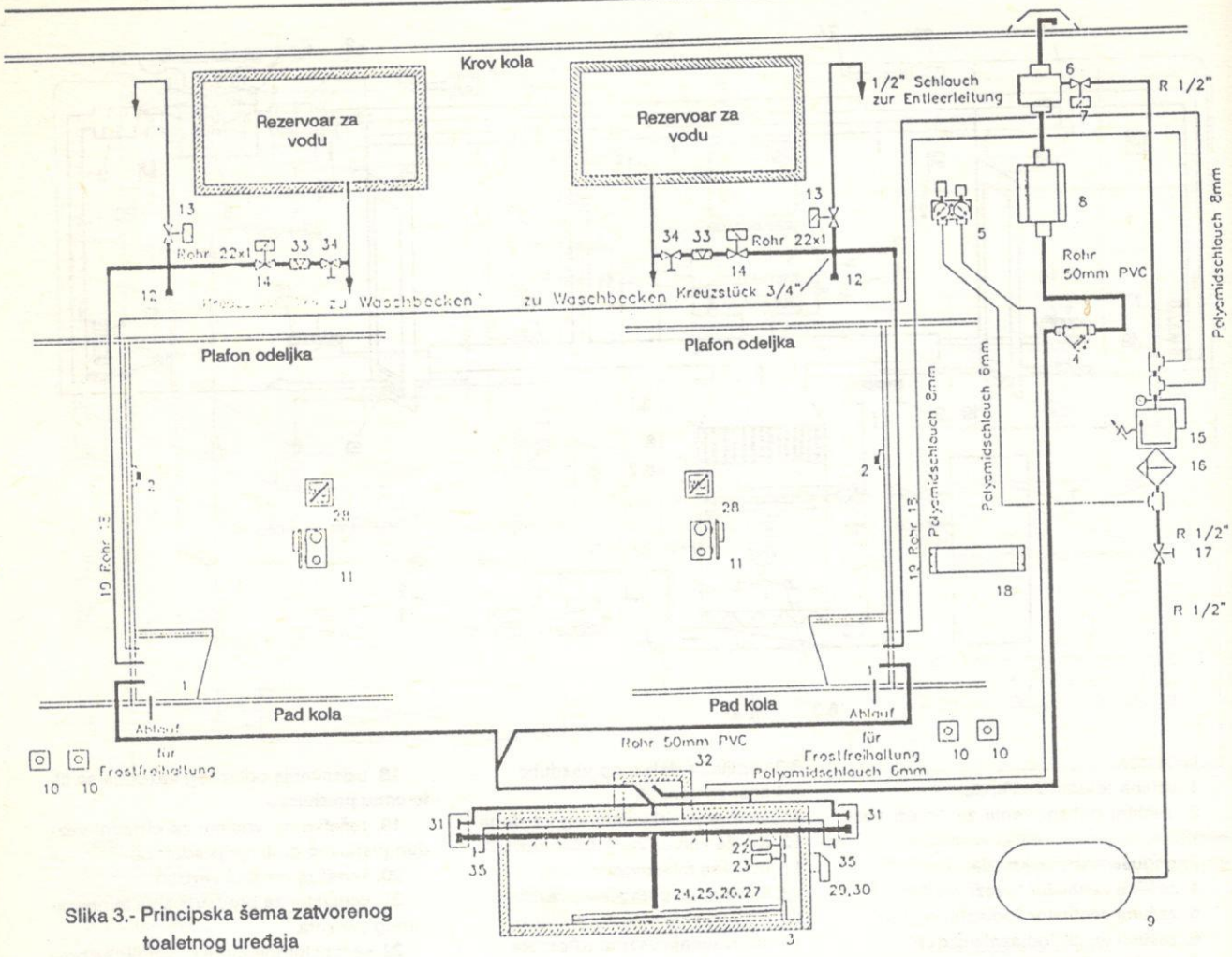
Vazduh iz klima agregata u prostorije kola razvodi se putem kanala ispod i iznad prozora sa obe bočne strane kola. Na kanalima ispod prozora nalaze se jet – air za izduvavanje vazduha. Prostorije se greju posredstvom kanala ispod prozora, a hlade posredstvom kanala ispod i iznad prozora.

U prostoriji za nepušače vlada veći nadpritisak koji omogućava strujanje vazduha iz ove prostorije u prostoriju za pušače. Zagađeni vazduh odvodi se iz kola preko ulazišta sa motor ventilatorima kroz otvore na krovu kola.

Prostor za putnike se klimatizuje vazduhom iz klima agregata, a WC-a vazduhom iz klima agregata koji se u režimu grejanja dogreva električnim grejačem snage 2x2 KW, 220V, dok se klimatizacija ulazišta obavlja kao i WC-a sa razlikom što se u sezoni grejanja u predulaz ubacuje i iskorišćeni vazduh iz prostora za putnike. Predgrevanje kola vrši se opticajnim vazduhom, a opticajni vazduh cirkuliše po kolima i u slučajevima poremećaja spoljnog pritiska u plusu ili minusu (nadpritiska ili podpritiska).

Zaštuta od poremećaja pritiska spoljnog vazduha prouzrokovanog vetrom, kretanjem voza, mimoilaženjem vozova, prolaskom kroz tunele, vrši za blagovremenim zatvaranjem uduvno-izduvnih otvora za vazduh.

Detekcija promene pritiska je zadatak senzora čije su sonde postavljene na bočnim stranama kola i daju komande za uključivanje i isključivanje poti-



Slika 3.- Principska šema zatvorenog toaletnog uređaja

1. WC šolja
1.1 Magnetni ventil za vodu za ispiranje
1.2 Rezervoar za vodu sa magnetnim ventilom
1.4 Senzor za nivo vode WC-a s pojačivačem
1.3 Klizni ventil s magnetnim ventilom i krajnjim prekidačem
1.5 Indikator zamrzavanja
1.6 Magnetni ventil zaštite od zamrzavanja
2 Taster za ispiranje sa svetlosnim signalom
3 Rezervoar za fekalije od cca. 350 l
4 Sakupljač prljavštine (mulja)
5 Vakuumblok:
Vakuummanometar
Vakuumski prekidač
Manometar za komprimovani vazduh
Pritisni prekidač
6 Ejektor
7 Magnetni ventil za ejektor
8 Hemijski filter za miris
9 Rezervoar za komprimovani vazduh
10 Pokazivač nivoa 80% popunjenosti
11 Elektromagnetni otvarač vrata
12 Senzor za svežu vodu
13 Ventil za odstranjenje vazduha
14 Ventil za svežu vodu
15 Regulator pritiska komprimovanog vazduha podešavanje na cca. 5 bar
16 Filter za komprimovani vazduh
17 Ventil za ručno zatvaranje komprimovanog vazduha
18 Upravljačka elektronska kartica
19 Cev za ispiranje
22 Prekidač nivoa 95%
23 Prekidač nivoa 80%
24 Termostat 10ϕC
25 Termostat 5ϕC
27 Grejač 220 V 300 W
26 Grejač 220 V 300 W
27 Grejač 220 V 300 W
28 Signalizacija "WC - zauzeto"
29 Priključak električne komande
30 Priključak grejača 220 V
31 Spojnica za pražnjenje
32 Separator
33 Ventil za vodu 1/2
34 Ventil sa ručnim zatvaranjem
35 Cevi za ispiranje rezervoara za fekalije
36 Ispust za zaštitu od smrzavanja

snih sigurnosnih ventila za zatvaranje usisnih odnosno izduvnih otvora.

2. ZATVORENI TOALETNI UREĐAJ

Oprema za zatvoreni toaletni uređaj namenjena za putnička kola Z1 sa nadpritiskom, a za brzine do 200 km/h mora biti sposobna da radi normalno u trajnom režimu pri spoljnim temperaturama, na raznim nadmorskim visinama i u uslovima relativne apsolutne vlažnosti koji su propisani i za ostalu opremu na kolima.

Osnovna namena zatvorenog toaletnog uređaja je da se otklone zagađenja kola, voza, stanica i pruga. Povećanjem brzine trčanja kola povećavaju se i posledice upotrebe WC-a tako da se kod kola koja saobraćaju sa 200 km/h i više mora ugraditi ovaj

sistem. Međutim, ako se grade kola sa zaštitom od spoljnih promena pritiska, onda se podrazumeva da i toaletni uređaj mora biti konstruisan tako da ispuni uslove koji se postavljaju za gradnju kola sa zaštitom od promena pritiska.

Zatvoreni toaletni uređaj za železnice u Evropi proizvodi nekoliko firmi sa razlikama u rešenju vakuumiranja, a jedno od rešenja prikazano je na principskoj šemi sa ejektorskim vakuumiranjem i jednim rezervoarom za fekalije po kolima.

Oprema za toalet u slučaju neispravnosti ili bilo kakvih smetnji (nedostatak vode, prepunjen rezervoar za fekalije...) je takva da elektronska komanda daje impuls za zabravljivanje vrata WC-a.

Obezbeđeno je autonomno funkcionisanje WC–a.

Pri pojavi vanrednih okolnosti zagarantovan je nesmetan i automatski rad sledećih funkcija:

– rezervoar za svežu vodu i vodovi za ispiranje toaleta se automatski isprazne, ukoliko nastupi opasnost od smrzavanja,

– ukoliko su vodovi za ispiranje prazni, a svi pogonski uslovi zadovoljeni i ne dejstvuju nikakve vanredne pojave, vodovi se automatski napune,

– kada dođe do prepunjenja šolje WC-a, ona se automatski isprazni,

– ako ispusni ventil šolje WC-a nije zatvoren dolazi do automatskog ispiranja kojim se ventil pokušava dovesti u zatvoreni položaj.

Ukoliko se i nakon četiri uzastopna (automatska) ispiranja to ne dogodi, daje se signal za smetnje.

Oprema za toalet mora u celini garantovati apsolutnu sigurnost od eksplozije zapaljivih gasova koji se razvijaju u rezervoaru za fekalije.

Nagomilavanje papira u rezervoaru za fekalije (od upotrebljenih papirnih ubrusa i dr.) ne sme prouzrokovati smetnje za pravilno funkcionisanje opreme.

Adresa: Uroš VUKOBRAT, dipl.inž. ŽTP "Beograd" - Nemanjina 6)

Statički pretvarač

UDK 656.2:629.4.028

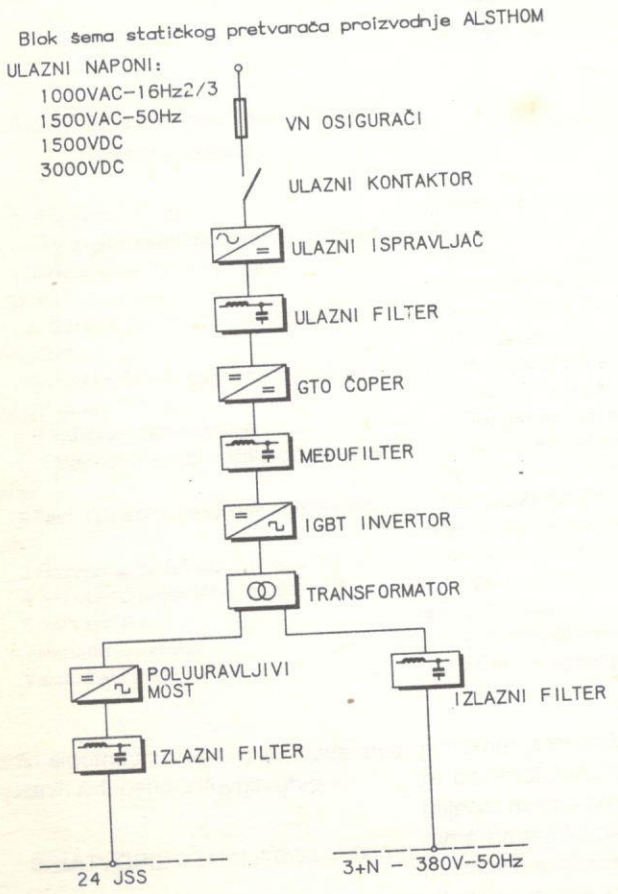
Miodrag MLADENOVIĆ, dipl. inž.

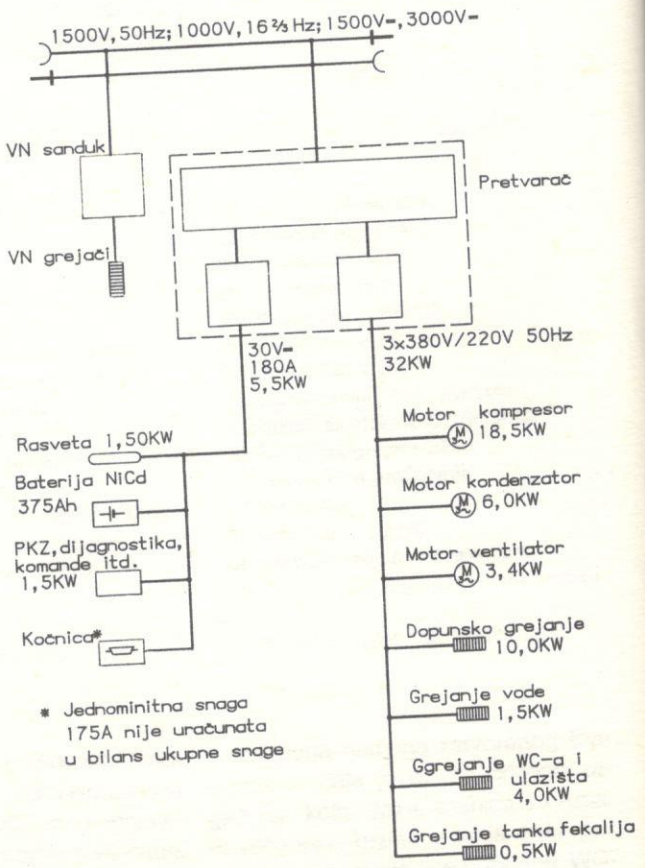
1. UVOD

Savremeni putnički vagon poseduje niz prijemnika električne energije koji obezbeđuju visoki komfor putovanja. Puna klimatizacija, motor – kompresor, motor - ventilator, grejač, osvetlenje i ozvučenje, kontrolni i zaštitni uređaji i, najzad, dijagnostičke jedinice, sve su to prijemnici koji zahtevaju sigurno i kvalitetno napajanje električnom energijom. S obzirom da se potrebne snage ovih prijemnika za putnička kola sem vagon - restorana kreću od 50 KW, a za WR i do 100 KW napajanje električnom energijom se može izvesti jedino preko prolaznog voda iz lokomotive. Primena osovinskih generatora čije se maksimalne snage kreću do 12 KW je nemoguća.

Električna energija dobijena posredstvom prolaznog voda ne može se, sem za grejanje, direktno koristiti za priključene prijemnike zbog nivoa i vrste napona napajanja Zbog toga mora da se pretvara energija u nivo i vrstu napona koji odgovara prijemnicima, a to su naponi jednosmerni 24 V i naizmenični 380/220V. Ovu funkciju pretvaranja obavlja statički pretvarač.

Danas u Evropi čitav niz fabrika proizvodi statičke pretvarače i mi smo





zatražili i dobili ponude od:

- SAB – WABCO – WESTIHGHAUZ – Italija
- GEC ALSTHOM – Francuska
- SIEMENS – Austrija
- AEG – Nemačka
- ACEC – Belgija

Analiza tehničkih karakteristika kao i komercijalnih usluga pokazala je da je ponuda firme GEC ALSTHOM najpovoljnija te je ona i usvojena.

Prednost rešenja pretvarača ALSTHOM je u načinu hlađenja poluprovodničkih elemenata, tehnologiji izvođenja, stepenu pouzdanosti, težini i gabaritu.

Hlađenje poluprovodničkih elemenata predstavlja vrlo veliki problem. Iustracije radi navešću da je specifično opterećenje po jedinici površine kod grejne ploče električnog šporeta snage 6,4W/cm2 a kod hladnjaka poluprovodničkog elementa 30W cm^2.

Ovaj problem je različito rešavan, od primene motora–ventilatora, posebnog freonskog hlađenja, relativno komplikovanog pa do rešenja koji je primenio ALSTHOM prirodnim strujanjem vazduha sa dodatnim freonskim hlađenjem koji je ukomponovano u kompaktnu ploču malih dimenzija.

Tehnologija koju je primenio ALSTHOM se može reći je vrhunska u svetu u ovoj grani tehnike. Primljena je šestoslojna štampa u SMD tehnologiji. Ova tehnologija kao i ugrađene komponente (mikro kontroler INTEL 80C196, tranzistori snage) su primenjeni kod rešavanja TGV voza, što govori o visokom stepenu kvaliteta i pouzdanosti.

Rezultat takve tehnologije kao i kontrole kvaliteta proizvodnje je visoka pouzdanost pretvarača. ALSTHOM je dao vrednost MBTF (srednje vreme izmedu dve greške) za 50% veće od ostalih ponuđača, (15000h u odnosu na 10000h) i ponudio je dvostruko veće vreme tehničke garancije (24 u odnosu na 12 meseci). I najzad po težini i gabaritima rešenja ALSTHOM je najlakše i najmanjih dimenzija Težina je 2000 kg dok se ostalih kretala do 3200 kg.

2 TEHNIČKE KARAKTERISTIKE

2.1 Ulazni naponi

Statički pretvarač se može napajati sa bilo kojim UIC visokim naponom odnosno

- naizmeničnim naponom 1000V, 16 2/3Hz
- naizmeničnim naponom 1500V, 50Hz
- jednosmernim naponom 1500V
- jednosmernim naponom 3000V

Maksimalni trajni napon je 4000 V, što znači da je pretvarač predviđen da trči i na mrežama kao što je mreža italijanskih železnica u kojoj napon često prelazi do sada dozvoljenih 3900 V

Niski napon napajanja potreban za startovanje elektronike je 24 V a najniža vrednost potrebna za rad je 16,8 V a kratkotrajno 100 ms ide i ispod 12 V, tako da je obezbeđeno startovanje pretvarača i sa polupraznim akumulatorskim baterijama.

2.2.Izlazne karakteristike

Pretvarač ima dva izlaza, naizmenični i jednosmerni.

Karakteristike naizmeničnog izlaza su:

- trofazna mreža sa nultim provodnikom
- nominalni napon 3 x 380V/220V ± 5%
- nominalna frekvenca 50 Hz ± 1%
- Nominalna snaga 35kVA
- faktor snage 0,85
- maksimalna snaga
- startovanja prijemnika 100kVA pri 3s

Predviđeno je da se ovaj izlaz, odnosno ove napone koriste sledeći prijemnici:

- motor ventilator
- motor kompresor
- dodatni grejači

Karakteristike jednosmernog izlaza su:

- nominalni napon 24 V
- maksimalni napon 30 V
- maksimalna ukupna trajna struja 285 A
- snaga 8,5kW

Predviđeno je da se ovaj izlaz, koristi za osvetlenje, punjenje baterije, ozvučenje, kočnicu i ostale potrošače jednosmernog napona.

2.3. Ukupna snaga

Ukupna snaga ovog pretvarača iznosi 36,5 kW odnosno 43,5 kVA.

Stepen korisnog dejstva je 0,82.

2.4. Termičke i mehaničke karakteristike

Pretvarač je smešten u dva sanduka prilagođena za montažu ispod vagona. U jednom sanduku su smešteni poluprovodnički elementi, a u drugom prigušnica i transformator.

Ukupna težina je oko 2000 kg

Dimenzije su 3150 x 1800 x 580 mm

Stepen zaštite sanduka sa poluprovodnicima je IP65, a sanduka sa prigušnicama IP55. Temperature ambijenta u kojima pretvarač normalno radi su od –3°C do +4°C.

Pretvarač pri radu stvara na rastojanju od 1m buku manju od 70 dBA.

3. OPIS ŠEME

3.1. VN osigurač i ulazni kontaktor

Ulazni kontaktor se koristi za priključak pretvarača na visoki napon čim je detektovan visoki napon.

U ovom ulaznom kolu se nalazi jedno pomoćno kolo (kontaktor + otpornik) koje služi da ograniči odgovarajuću struju startovanja.

3.2. Ulazni ispravljač

Kao ulazni ispravljač je diodni most i on služi za ispravljanje naizmeničnih ulaznih napona.

3.3. Ulazni filter

Ulazni filter predstavlja L – C kolo.

Prigušnice ograničavaju više harmonike struje ‘opera i dimenzionisa-

ne su tako da se dobiju vrednosti ulazne impedanse saglasno propisima UIC.

U slučaju nestanka visokog napona kondenzatori se brzo prazne preko otpornika za pražnjenje (50V posle 180s).

3.4. GTO Čoper

Čoper je formiran od dva GTO tiristora vezana u seriju GTO tiristori su vrednosti 4500V/600A proizodnje Mitsubishi.

3.5. Međufilter

Međufilter čini jedno L - C kolo.

3.6. Izlazni invertor

Izlazni invertor čine 6 tranzistora IGBT i daju trofazni izlazni napon. Tranzistori su 1200V/300A, proizvodnje Toshiba.

3.7. TRANSFORMATOR

Trofazni transformator ima dva sekundarna namotaja jedan za napon 380/220 V i drugi za 24 V. Transformator ima i tu funkciju da izvrši galvansko odvajanje visokog i niskog napona.

3.8. Punjač baterije

Punjač baterije, odnosno jednosmerni izlaz sadrži poluupravljeni most i izlazni filter.

4. KONTROLA I KOMANDA

Upravljanje radom pretvarača obavlja se elektronikom sa 2 mikrokontrolera.

Elektronska kola su smeštena u reck sa čeonim konentorom tako da je omogućena laka zamena.

4.1. Upravljanje napajanjem

Startovanje statičkog pretvarača ide preko jednog spoljnjeg kontakta i to automatski čim na ulazu postoji jedan od RIC napona, a čoperom se ostvaruje neki start.

4.2. Regulacija

Napon pretvarača regulisan je preko čopera.

U punjaču akumulatorske baterije upravljanje je preko tiristora i to naponska regulacija sa strujnim ograničenjem.

4.3. Zaštita

Izuzev VN osigurača kompletna zaštita pretvarača je realizovana preko elektronske jedinice. Predviđene su sledeće zaštite:

- minimum i maksimum ulaznog napona
- maksimalni jednosmerni međunapon
- prekostrujna zaštita (pik i trajna)
- prekonaponska zaštita za jednosmerni i naizmenični izlaz
- gubitak kontrole izlaza
- pregrevanje
- greška zemljospoja na naizmeničnom izlazu

Izuzev kod previsokog napona jednosmernog izlaza kod svih grešaka sledi nanovo startovanje pretvarača, s tim što je broj ponovnih startovanja ograničen na 4 kod većine grešaka.

4.4. Mikrokontroler

Upravljanje pretvaračem je bazirano na dva mikrokontrolera visokih performasi. To su mikrokontroleri INTEL 80C 196.

Sve regulacije i zaštite su programirane.

(Adresa: Miodrag MLADENOVIĆ, dipl. inž ŽTP "Beograd")

Konstruktivna koncepcija i izvedba vrata nove generacije kola Z1, proizvodnje "Goša"

UDK 656.2:629.4.023.17

Dragoslav KARANJAC, dipl. inž.

1. UVOD

Ulazna i čeona vrata, budući da se nalaze u osetljivoj graničnoj zoni između unutrašnjosti kola i spoljne sredine, po složenosti konstrukcije i delikatnosti problematike mnogostruko prevazilaze ostala vrata koja pripadaju enterijerima kola.

Tehnička komisija JŽ zadužena za definisanje tehničkih uslova za projektovanje, gradnju i nadzor novougovorenih (1991. godina) kola tipa Z1, sa "Gošom", prilikom izbora konstruktivne koncepcije i izvedbe ulaznih i čeonih vrata, imala je prvenstveno u vidu sledeća opredeljenja:

– moderne koncepcijske trendove kod najrenomiranijih evropskih proizvođača,

– zahteve koje nameću velike brzine: 200 km/h za kola tipa Z1 koja se razvijaju i 200 km/h (250 – 300 km/h), što bi odgovaralo mogućim brzinama nekih mimoilazećih ICE vozova,

– sigurnost konstrukcije i pouzdanu funkciju i u ekstremno nepovoljnim eksploatacionim uslovima: niske i visoke temperature, vlaga, vibracije, slučajevi vandalizma od putnika,

– usaglašenost sa svim odredbama UIC i onim preporukama ORE i UIC za koje je ocenjeno da se uklapaju u one koncepcije ka kojima teži moderna vagonogradnja, te koje imaju izgleda da uskoro prerastu u obavezne odredbe u okvirima internacionalnih železničkih standarda.

Redosled navedenih faktora ne znači njihovo rangiranje po važnosti, jer svaki od njih ima svoj poseban značaj, a i uticaji im se višestruko prepliću.

U ovom radu opredelili smo se za to da ne opisujemo ona koncepcijska i konstruktivna rešenja koja su usvojena od prethodno isporučenih kola Z1 "Goše", već da posebno istaknemo nove domete sopstvenog, domaćeg razvoja u vagonogradnji.

2. IZBOR KONSTRUKTIVNE KONCEPCIJE

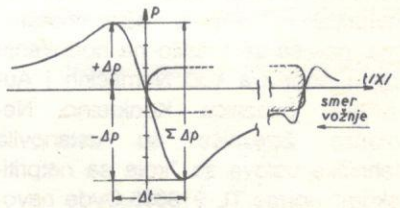
Usvojeno je da ulazna vrata budu izbačno-klizna, sa elektropneumatskim uređajem za zatvaranje i otvaranje i elektropneumatskom blokadom i deblokadom.

Čeona vrata su dvokrilna, na povlačenje sa elektropneumatskim uređajem za zatvaranje i otvaranje.

Predviđeno je da noseća konstrukcija i ulaznih i čeonih vrata bude od lakih legura.

3. UTICAJ VELIKIH BRZINA NA KONSTRUKTIVNU IZVEDBU

ORE B 106/Rp 8 opsežno se studijski pozabavio aerodinamičkim uticajima na kola pri vožnji velikom brzinom u tunelima, ili prilikom mimoilaženja sa drugim vozom na otvorenoj pruzi. Kola su tada izložena intenzivnim i veoma naglim promenama pritiska. Na slici 1 dat je dijagram promene pritiska u zavisnosti od položaja posmatrane tačke duž vozila u pokretu, pri čemu je zavisnost pritiska od položaja praktično identična zavisnost od proteklog vremena, tako da vreme i položaj imaju istu koordinatnu osu (apscisu).



Slika 1 – Dijagram poremećaja pritiska pri velikim brzinama

Prikaz na slici 1 upućuje nas na zaključak da mimoilazeći vozovi dejstvuju uzajamno, jedan na drugoga, kao generatori poremećaja pritiska, pri čemu su intenzitet i brzina promene pritiska direktno proporcionalni brzini. Za brzine 20 km/h/250 km/h (što odgovara maksimalnoj brzini kola tipa Z1 i nekoj pretpostavljenoj mogućoj brzini mimoilazećeg voza od 250 km/h),

ORE B 106/Rp 8 pruža sledeće ekstremne podatke:

– maksimalna vrednost natpritiska: + p = 1.640 Pa

– maksimalna vrednost potpitiska: – p = 2.640 Pa

– vremenski interval promena: t = 1.1 s

Prema opšteprihvaćenim zahtevima za komfor (između ostalog, utvrđenih i standardom Austrijskih

železnica V/4 – stark, 2710), maksimalne, još tolerantne vrednosti promena pritiska su:

– promena pritiska u odnosu na atmosferski pritisak ± 1.000 Pa

– brzina promene pritiska 200 Pa/s

Promene pritiska intenzivnije od navedenih putnici osećaju kao neugodnost, koja je utoliko veća ukoliko su veća i prekoračenja označenih graničnih vrednosti.

Pošto su promene pritiska izvan kola pri mimoilazećim brzinama 200/250 km/h daleko iznad proglašenih za tolerantne, jasno je da su konstruktori koji su sebi postavili za cilj da u unutrašnjosti kola ostvare zadovoljavajući komfor putnika, morali u ovom smislu da preduzmu i konkretne korake. Rezultat njihovih napora bio je razvoj tzv. "kola sa natpritiskom".

Treba naglasiti, da od UIC još nisu utvrđeni tehnički uslovi za "kola sa natpritiskom". Prema našim seznanjima, najviše se uradilo na normiranju ovog područja kod Nemačkih i Austrijskih železnica. Konkretno, Nemačke železnice su ustanovile tehničke uslove za "kola sa natpritiskom" norme TL 918095.Ovde navodimo njihov najbitniji segment koji se odnosi na statičku zaptivnost kolskog sanduka:

– postignuti natpritisak u unutrašnjosti kola od + 4.000 Pa ne sme pasti na + 1.000 Pa za vreme kraće od 50 s.

– postignuti potpritisak u unutrašnjosti kola od – 4.000 Pa ne sme porasti na – 1.000 Pa za vreme kraće od 50 s.

Prihvaćeno je da navedeni tehnički uslovi budu meritorni i za nova kola tipa Z1 koja će graditi "Goša". Međutim, pošto se ti tehnički uslovi odnose na kolski sanduk u celini (kod koga, što se zaptivenosti tiče, pored ulaznih i čeonih vrata, sličnu disfunkciju u pogledu nezaptivenosti imaju i prozori, oplatni lim i druge konstruktivne celine), inženjerima JŽ i "Goše" predstoji delikatan zadatak da na osnovu normi TL 918095 odrede tehničke uslove koji će važiti samo za vrata, i to posebno za ulazna, posebno za čeona.

4. GARANCIJE SIGURNOSTI KONSTRUKCIJE

Tehnički uslovi o kojima je u uvodnom delu bilo reči, tako su koncipirani (uz konsekventne primene svih internacionalnih normi iz ove oblasti) da konstrukcija vrata u celini izdrži i vrata normalno funkcionišu i u ekstremnim eksploatacionim uslovima i uz dejstvo spoljnih izuzetno nepovoljnih agensa:

4.1. Pri temperaturama okoline: – 30°C

4.2. Na nadmorskoj visini do 1.200 m

4.3. U relativnoj vlažnosti od 95% i konstantnoj temperaturi od +40°C

4.4. U apsolutnoj vlažnosti, od 60 gr/m^3 i brzim promenama temperature od +70°C do + 15°C

4.5. Trajne deformacije ne smeju nastupiti ni pri dejstvu ubrzanja od: 5g, u podužnom pravcu kola, 1g, u poprečnom pravcu i 3g, u vertikalnom pravcu.

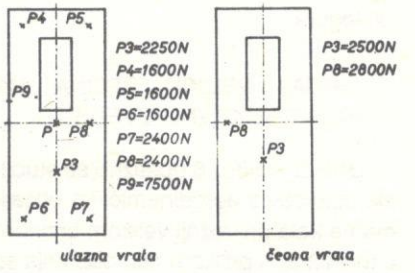
4.6. Vibracije sinusoidalnog oblika, shodno normama IEC 77 i IEC 571 – 1 ne smeju prouzrokovati nikakve štetne posledice po funkciju vrata.

4.7. Statička čvrstoća konstrukcije vrata mora biti takva da se bez trajnih deformacija izdrži:

– kod ulaznih vrata: jednoliko podeljena opterećenja od 2500 N/m^2 i koncentrisanu silu od 800 N u sredini vrata

– kod čeonih vrata: jednoliko podeljeno opterećenje od 2.400 N/m2.

Na slici 2 dati su šema rasporeda i



Slika 2

intenziteti ispitnih sila za ulazna i čeona vrata, koje bi bile korespodentne zahtevima iz navedenih alineja.

4.8. UIC 566 u svojoj tački 2.1.3 daje preporuke da se delovi konstrukcije kola podvrgnu ispitivanju vanrednim silama koje mogu da poteknu od vandalizma. Pošto o navedenoj objavi UIC nikakve dopunske odredbe u pogledu veličine i načina dejstva tih sila nisu date, nego samo načelno uputstvo da ih svaka železnička uprava sama propiše prema sopstvenom iskustvu, stručnim ekipama JŽ i "Goše" predstoji neposredan zadatak da utvrde tehničke uslove i kriterijume ispitivanja silama koje potiču od vandalizma.

Po suštini stvari zahtevi navedeni od 4.1 do 4.6 i pod 4.8 proističu iz zahteva o tehničkim uslovima koji se odnose na kola u celini.

5. VISOKI ZAHTEVI SA POUZDANIM FUNKCIONISANJEM

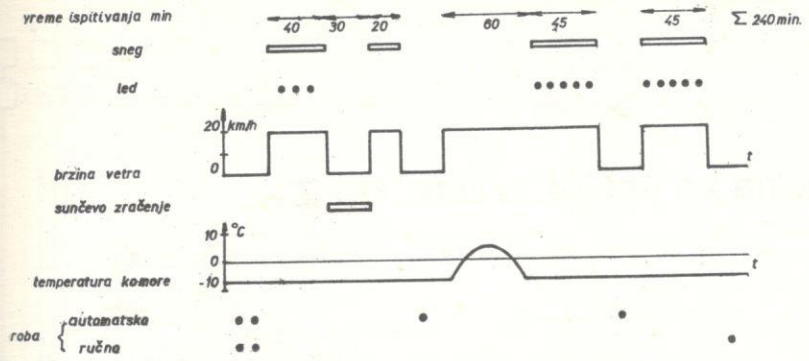
5.1. Dijagnostika kvarova

Svakako da jedna od bitnih preventivnih mera pouzdanog funkcionisanja predstavlja blagovremeno otkrivanje kvarova u začetku, radi sprečavanja njihovog širenja i lančanog nastanka drugih oštećenja, što bi neminovno dovodilo i do duže imobilizacije kola. Otuda su vrata obuhvaćena centralnim elektronskim dijagnostičkim sistemom u kolima, koji otkriva i signalizira kvarove, što je u skladu sa odredbama ORE B166/Rp 2, kojim su definisane direktive za dijagnostičku tehniku kola i to prvenstveno najdelikatnijih i najodgovornijih sklopova među kojima su i vrata.

Dijagnostika kvarova je ostvarena u skladu sa odredbama UIC 557, a dijagnostička kartica je opremljena priključkom koji omogućava komunikaciju sa personalnim računarom i uz to sa konektorom za vezu sa sabirnicom kola, odnosno voza.

5.2. Pouzdanost funkcionisanja ulaznih vrata u zimskim uslovima

Van sumnje je da su ulazna vrata vitalna komponenta kola jer svojom



Slika 3 — Ispitivanje vrata u zimskim uslovima program prema ORE B106/Rp10

funkcijom utiču na dve najbitnije karakteristike saobraćaja: bezbednost i komfr. Svojom konstrukcijom vrata posredno utiču i na brzinu, jer od njihove izvedbe, a naročito od rešenja stepeništa koje je u njihovom sklopu, zavisi brz i lak ulazak i izlazak putnika, što skraćuje zadržavanje voza u stanici. Zbog navedenih okolnosti ORE i UIC su se tokom protekle tri decenije vrlo intenzivno bavili ulaznim vratima, tako da su se iz godine u godinu pojavljivali zahtevi i preporuke da se ona opremaju sve modernijim, ali i složenijim uređajima: elektropneumatsko zatvaranje, blokada otvaranja, prinudna deblokada, mobilni stepenik itd, itd.

Razume se da brojni i složeni uređaji neminovno čine opremu osetljivom na kvarove i upravo se tim pozabavila nadležna studijska grupa ORE, koja je kroz obradu i analizu statističkih podataka utvrdila da su razni kvarovi i disfunkcije kod ulaznih vrata izrazito brojne i frekventne u zimskom periodu. Otuda je u ORE B106/Rp 10 propisan rigorozan program ispitivanja vrata u uslovima koji su ekvivalentni onima koji vladaju u prosečnom zimskom periodu. Predviđeno je da ispitigvanje ukupno traje 240 minuta, u toku kojeg se vrata ciklično izlažu raznim agensima: niskim temperaturama, snegu, ledu. Na slici 3 dat je prikaz toka ispitivanja prema ORE B106/Rp 10.

Programom je predviđeno da se ispituju cela kola i ispitivanjem obuhvate sva četvora vrata, pri čemu tokom ispitivanja moraju biti višestruko proverene sve funkcije vrata.

Tehničkim uslovima za naša nova kola tipa Z1 čija realizacija predstoji, predviđeno je obavezno ispitivanje prema propisima ORE. Međutim, pošto ORE B106/Rp 10 definiše samo program ispitivanja i postupak sistematizovanja rezultata, a ne daje i kriterijume za određivanje nivoa kvaliteta, JŽ i "Goša" postavili su sebi zadatak da definišu te kriterijume na osnovu kojih će biti moguće oceniti da li je ispitivanje dalo zadovoljavajuće rezultate.

(Adresa: Dragoslav KARANJAC, dipl. inž., ŽTP "Beograd")

Kočnica putničkih vagona za velike brzine, tip Z1

Dragiša BANOVIĆ, inž.

OPŠTE

Zbog povećanja brzina putničkog saobraćaja, ukazala se, kod gradnje vagona potreba za razvojem nove kočne opreme.

Kako se pri povećanju brzina problem zaustavljanja voza ne može rešiti samo povećavanjem medjusignalnih rastojanja to su se morala naći nova rešenja kočnica koje bi zadovoljile zahtevane tehničke uslove. U tom smislu Medjunarodna unija železnica UIC usvojila je posebne uslove i preporuke kroz Objavu 546. koja se odnosi na kočnice velike efikasnosti u medjunarodnom saobraćaju.

TEHNIČKI USLOVI

Tehnički uslovi koji se odnose na kočnicu vagona tipa Z1 za ŽTP – Beograd, u porapunosti zadovoljavaju sve zahteve i preporuke iz Objava UIC 540 + 548, uslove RIC-a i JŽS-a.

Ova kola imaju sledeće kočnice:

– automatsku vazdušnu disk kočnicu, sa elektro-pneumatskim upravljanjem (ep) i čisto pneumatskim upravijanjem.

– kočnicu za slučaj opasnosti.

– dopunsku elektromagnetsku kočnicu - Mg. kočnicu

– ručnu kočnicu.

Sve ove vrste kočnica pripadaju grupi kočnica kod kojih se kočna sila ostvaruje pomoću trenja (kočnice sa trenjem).

KOČNA OPREMA

Specifičnosti ili razlike u kočnoj opremi ovih kola u odnosu na vagone koje već imamo u eksploataciji za brzine do 160 km/h - tipa Z2, ogledaju se pre svega kod vitalnih kočnih uredjaja čiji je proizvodjač firma SAB WABCO. Pored toga vagoni tipa Z2 ne poseduju:

– elektropneumatsku kočnicu (ep)

– kočnicu za slučaj opasnosti sa odlaganjem dejstva

– elektromagnetnu šinsku kočnicu - Mg. kočnicu

– protivkliznu zaštitu mikroprocesorskog tipa.

EP KOČNICA

Sam pojam ep. kočnice odnosi se pre svega na način upravljanja automatskom vazdušnom kočnicom. Iz lokomotive se može električnom komandom direktno delovati na elektropneumatske ventile ep. kočnice. Ventil kočenja i ventil otkočivanja, smešteni u kočnoj tabli svakog vagona, povezani su sa glavnim vazdušnim vodom, preko kojih se on prazni ili puni.

Komanda se ovde, može ostvariti posredstvom posebnog voda ep. kočnice ili preko UIC kabla, pri čemu se vodovi trinaestožilnog kabla koriste po sistemu prioriteta.

Komandni vagoni kojima se ostvaruje delovanje ep. kočnice su 24V ili 110V.

Presostati povezani za kočničke spojnice napojnih vazdušnih vodova, pokazuju prolaznost ovog voda duž čitavog voza, a samim tim da su pomoćni vazdušni rezervoari pod pritiskom, čime je ep. kočnica sposobna za dejstvo. U principu se kočenje ep. kočnicom ostvaruje uvek od zadnjeg vagona u kompoziciji.

KOČNICA ZA SLUČAJ OPASNOSTI

Kočnica za slučaj opasnosti sa odlaganjem dejstva ima za cilj da se dozvoli zaustavljanje voza na pogodnom delu pruge. Prvenstveni zadatak ovog sistema je odlaganje kočenja od strane motorovodje na mostovima noću, u slučaju požara u tunelima itd.

Da bi se to postiglo, moraju se, pored opreme ugradjene na vagonima, opremiti odgovarajućom opremom i vučna sredstva (lokomotive).

Ukoliko lokomotive ne poseduju takvu opremu, kočnica za slučaj opasnosti će delovati na klasičan način, odnosno pri povlačenju ručice aktivatora opašće pritisak u komandnom vodu, aktivirće se centralni ispusni ventil i prazniti glavni vazdušni vod.

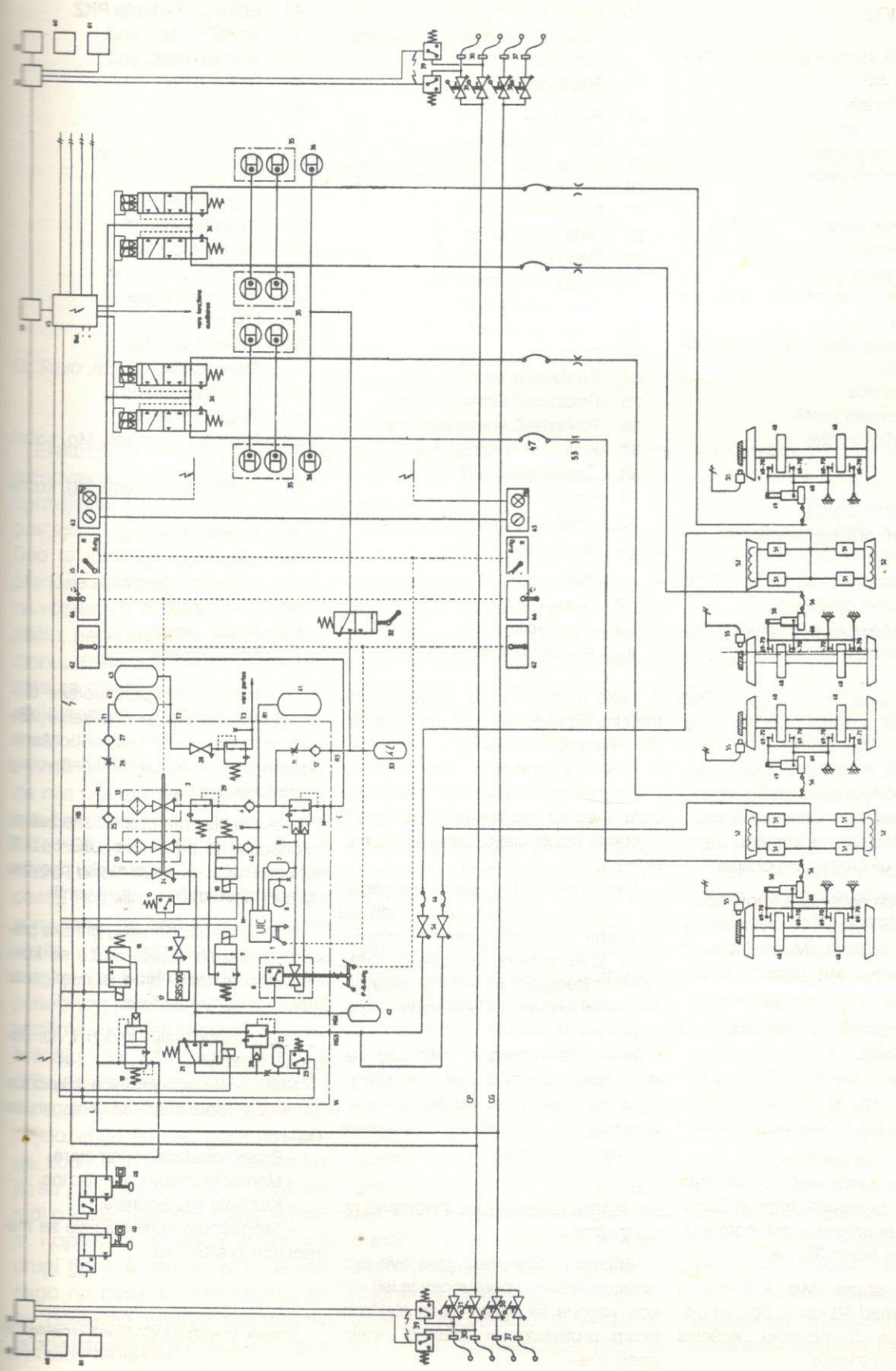
Ovaj postupak je isti i kod odlaganja dejstva, samo što se posredstvom jednog elektropneumatskog ventila zaustavlja pražnjenje komandnog voda, čime se praktično odlaže već započeto kočenje.

Ovo odlaganje ne može biti trajno i kočenje se mora sprovesti na nekom delu pruge. Vraćanje u položaj pripravnosti posle kočenja obavlja se na poznat način.

ELEKTROMAGNETNA KOČNICA - Mg. KOČNICA

Standardna disk kočnica obezbedjuje efikasnost kočnice, izraženu procentom kočne mase λ od 150% + 170%.

Šema kočnice



ŠEMA KOČNICE

1.A. - Kočni sanduk (sadrži pozicije 1 - 29 i 44).
1. - Rasporednik
2. - Prenosač pritiska
3. - Redukcioni ventil
4. - Nepovratni ventil
5.
6. - Menjački uredjaj P-R-R+Mg.
7. - Rezervoar
8. - Rezervoar
9. - Elektro pneumatski ventil ep. kočice
10. - Elektropneumatski ventil ep. kočnice
11. - Prigušnica
12. - Nepovratni ventil
13. - Isključni uredjaj
14.-
15. - Presostat
16. - Isključna slavina
17. - Brzač pražnjenja glavnog voda
18. - Elektropneumatski ventil koč. za slučaj opasnosti.
19. - Ventil kočnice za slučaj opasnosti
20. - Rele ventil Mg. kočnice
21. - Elektropneumatski ventil Mg. kočnice
22. - Rezervoar
23. - Presostat
24. - Isključna slavina
25. - Nepovratni ventil
26. - Prigušnica
27. - Nepovratni ventil
28. - Isključna slavina
29. - Redukcioni ventil
30. - Kočnica spojnica GV
31. - Čeona slavina GV
32. - Ventil ručne kočnice
33. - Rezervoar
34. - Protivklizni ventil
35 - Pokazivač stanja kočnice
36. - Pokazivač stanja kočnice
37. - Kočnička spojnica NV
38. - Čeona slavina NV
39. - Presostat
40. - Aktivator kočnice za slučaj opasnosti
41. - Rezervoar
42. - Rezervoar
43. - Rezervoar
44. - Nepovratni ventil
45. - Elektronska kutija PKZ
46. - Savitljivi vazd. vod.
47. - Savitljivi vazd. vod
48. - Disk ø 610x110
49. - Kočni cilindar
50. - Kočni cilindar
51. - Cilindri Mg. kočnice
52. - Elektromagnet
53. - Prigušnica
54. - Isključna slavina
55. - Davač impulsa
56. - Savitljivi vazd. vod
57. - Razvodna kutija
58. - Utičnica
59. - Razvodna kutija
60. - Slepa kutija
61. - Utikač sa kablom
62. - Otkočni uredjaj
63. - Uredjaj za kontrolu Mg. kočnice
64. - Sanduk upravljanja Mg. kočnicom
65. - Menjački uredjaj
66. - Isključni uredjaj
67. - Konektor Mg. kočnice
68. - Kočno polužje
69. - Nosač umetka
70. - Kočni umetak.

Za brzine iznad 160 km/h do 200 km/h mora se ugraditi i dodatna Mg. kočnica čija efikasnost sa disk kočnicom mora biti min. 208%. Ova kočnica ne zavisi od adhezije izmedju točka i šine, koja je jedan od glavnih ograničavajućih faktora za primenu samo disk kočnice u oblasti ovih brzina.

Mg. kočnica se smatra kao dopunska vazdušnoj kočnici i aktivira se prilikom brzog kočenja. Naime, postoje četiri uslova da bi Mg. kočnica stupila u dejstvo:

– da je kočnica vagona uključena (isključni uredjaj),
– da je menjač vrste kočnice u položaju R + Mg. što znači da smo kompoziciju voza odredili za brzine do 200 km/h
–da je brzina voza veća od 50 km/h
– i da je zavedeno brzo kočenje, odnosno da je pritisak u glavnom vazdušnom vodu ispod 3,2 bar.

Pripravno stanje Mg. kočnice je kod brzina iznad 50 km/h, dok se njeno delovanje u procesu kočenja isključuje kod 20 km/h.

Kako je dejstvo Mg. kočnice automatsko, na vagonu mora postojati i sistem njenog upravljanja.

Ovde je primenjen električni sistem, mada kod nekih železničkih upravu egzistiraju pneumatski sistemi ili kombinacije električnih i pneumatskih.

Izvršni organi Mg. kočnice ugradjeni u obrtna postolja su: cilindri za spuštanje elektromagneta i elektromagneti. Ovu opremu osvojila je firma "MINEL" Beograd, na kojoj su obavljena sva laboratorijska ispitivanja i ispitivanja u vožnji.

Svaki elektromagnet ostvaruje elektromagnetnu silu od 84 KN. Članci magneta izradjeni su od čelika ili modularnog liva. Električne karakteristike odredjene su Objavom UIC 550.

MIKROPROCESORSKA PROTIVKLIZNA ZAŠTITA

Princip i način delovanja ove protivklizne zaštite u potpunosti je isti kao kod vagona sa ugradjenom elektronskom protivkliznom zaštitom analognog tipa.

Primenjena mikroprocesorska tehnologija omogućila je postizanje više kontrolnih programa radi poboljšanja sigurnosti sistema i jednostavnijeg održavanja uredjaja.

U ovom sistemu protivklizne zaštite iskorišćena je preporuka UIC 541-05 koja predvidja da se za svaku osovinu ugradi po jedan protivklizni ventil.

Ispuštanje cilindarskog pritiska preko protivkliznih ventila može se kontrolisati u tri faze, čime je postignuta mala potrošnja vazduha.

Elektronska kutija sadrži i niz dodatnih funkcija:

Elektroniku ep. kočnice i kočnice za slučaj opasnosti sa odlaganjem dejstva.
– Brojač predjenih kilometara.
– Memoriju maksimalne brzine.
– Kontrolu Mg. kočnice.
– Mogućnost komunikacije sa memorijom kvarova itd.

(Adresa: Dragiša BANOVIĆ inž, projektant za kočnicu HK "GOŠA – FŠV"

O dijagnostici na savremenim putničkim kolima

UDK 656.2:629.4.05/.45

Dr Savo JELIĆ, dipl.inž.

Elektrovučna vozila i kola pored raznovrsne električne opreme, upravljačke i regulacione tehnike postaju i informatičko središte. Deo te informatike - prikupljanja, prenosa i obrade podataka, koji se na vozilima ne tretiraju na klasičan način, nego se u tzv. realnom vremenu, dakle odmah po pojavi, koriste za donošenje odluka i formiranje poruka - je dijagnostika kvarova.

Važnost dijagnostike gotovo i da nije potrebno posebno isticati. Iskažimo samo osnovni cilj: što pre i što tačnije utvrditi koji je deo u kvaru i okolnosti pri kojima se kvar desio. Dijagnostičke tehnike su usmerene na veću raspoloživost vozila i na skraćenje vremena i smanjenje troškova opravki. Od posebnog interesa su primene na vozilima u međunarodnom saobraćaju, jer su posledice zadržavanja kola van službe najteže. S druge strane su tamo primene i najsloženije, jer, se, pored ostaloga, kod novih tehnika pomoću kojih se poruke daju jasnim jezikom, radi o višejezičnom komuniciranju. I opravke zamenom ili bilo koji drugi tip intervencije je ovde teži nego na nacionalnom terenu, pa se postavlja pitanje oportunosti izrade istovetnih ili kompatibilnih tj. zamenjivih sklopova na vozilima namenjenim međunarodnom saobraćaju.

Svet razvija, gradi i ispituje nove konstrukcije primenjujući najnovije komponente i programe. Organizovano se razmenjuju informacije o dostignućima - spomenimo samo tri velika međunarodna simpozijuma koje je u toku poslednih 15 godine ORE organizovao o dijagnostici. Reč je o dijagnostici zanovanoj na računarima. Jedan od zaključaka ranijih skupova je da ona svoj puni smisao ima tamo gde računar služi i za upravljanje i regulaciju. U okviru ORE-e je Komitet B166 podneo nekoliko izveštaja o konkretnim, detaljnim primerima primene dijagnostike na vozilima. Intenzivno se priprema nacionalna i međunarodna regulativa. Tako su, na primer, Nemačke železnice i industrija u maju 1988. donele prednorme (od kojih nakon trogodišnjeg iskustva nastaju norme) o serijskom interfejsu i prenosu podataka između računara na železničkim vozilima. U okviru tehničkog komiteta za električnu vuču Međunarodne elektrotehničke komisije radi radna grupa 22 koja je već pripremila četiri knjige podloga o voznoj komunikacionoj mreži. UIC je 1.1.1991. usvojio Objavu 557 "dijagnostičke tehnike na putničkim kolima", koja se odnosi na kola u međunarodnom saobraćaju i pored preporuka ima niz obaveznih odredbi. Početkom ove godine je UIC usvojio šesti nacrt Objave 556, koja tretira pitanja prenosa podataka preko vozne sabirnice izvedene žičnim vezama između vozila u vozu. Ovde se osim prenosa dijagnostičkih poruka računa na prenos informacija vezanih za vrata, osvetljenje, ozvučenje, vuču, kočenje, integritet voza, klima uređaje, snabdevanje energijom i za informisanje putnika.

Tehnički uslovi koje je radna grupa za izgradnju kola za velike brzine ŽTP-a Beograd radila zasnivali su se na odredbama Objave UIC 577 koja predviđa dijagnostiku za podsklopove snabdevanja električnom energijom i vazduhom pod pritiskom, klima uređaja, zatvaranja i blokade vrata, sistema kočenja uključivo PKZ, sanitarnih instalacija, informacionog sistema za putnike, restoraterske opreme i trčećeg stroja. Objavom su propisani načini obaveštavanja o stanju raznih uređaja na jednom mestu, o interflejsu čovek mašina tj. o načinu i sredstvima komuniciranja osoblja sa računarom, o obavezi pamćenja kvarova i priključku za

očitavanje zapamćenog. Prikaz kvarova različitih prioriteta može po ovoj objavi da bude cifarskim šiframa, a može i punim tekstom na lokalnom i službenim stranim jezicima.

Proizvođači opreme, na žalost, imaju mahom lokalnu, često veoma grubu dijagnostiku koja se svodi na poruku da li je ceo uređaj ili eventualno neki od par blokova ispravan ili u kvaru. Većina proizvoda ima bogatu informatiju o stanju i ispravnosti delova i sklopova izvedenu preko svetlećih dioda. Ima međutim i vešto koncipiranih uređaja kod kojih se obimnim autotestovima ispituje funkcionalnost pojedinih delova opreme i locira energetska komponenta, elektronska kartica ili grupa kartica na kojima je kvar. Ima i paketa softvera kojima se preko personalnog računara priključenog na kolsku instalaciju šalju signali i prihvataju odzivi radi nalaženja i lokacije kvara. Na žalost malo je proizvođača opreme koji imaju ugrađenu elektroniku za prenos poruka sa svog uređaja na centralni dijagnostički pano.

Stoga smo prihvatajući lokalnu dijagnostiku ugovorili prenos do razvodne table samo elementarnih informacija o tome da li uređaj kao celina ispravno funkcioniše. Uz to smo u većini slučajeva ugovorili slobodna mesta za komunikacione kartice koje bi se eventualno kasnije ugradile.

Nevolje na koje smo prikupljajući ponude za kola velikih brzina naišli u pogledu različitog hardvera i softvera, različitih komunikacionih mogućnosti i organizacije, različitog nivoa dijagnostike i drugog, možemo ubuduće izbeći ako kao naručioci (ŽTP) ili proizvođači ("Goša") blagovremeno utvrdimo jedinstvene uslove izrade, ispitivanja, primene bitnih komponenata, organizacije softvera i drugog za sve potencijalne proizvođače pojedinih kolskih sklopova i uređaja.

Dijagnostičke tehnike spadaju u područje koje se intenzivno razvija. Mi smo u pogledu njihove primene na samom početku. Ni radi naših kola i njihovog uključivanja u međunarodni saobraćaj niti zbog šansi za izvoz koje će zasigurno zavisiti i od ovih tehnika ne smemo ostati na repu događaja.

Nužni su kontakti sa svetom, ne samo sa jednom firmom, kao i učešće u radu međunarodnih tela koja pripremaju propise, organizovan razvoj uz korišćenje inostranih rezultata i domaćih naučnih resursa.

Mnoge smo stvari u proteklom vremenu zanemarili, propustili, promašili, izgubili. To naročito važi za one koji odgovaraju za vođenje poslovanja železničkih i privrednih preduzeća, te za njihov razvoj. Ne smemo sebi dozvoliti luksus ponavljanja tih grešaka.

(Adresa: dr Savo JELIĆ, dipl.inž. ŽTP "Beograd" Beograd, Nemanjina 6)

Kinetika železničkih vozila

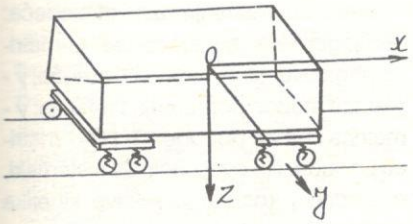
UDK 656.2:629.4.017.2

Dr Ranđel BOGDANOVIĆ, dipl. inž.

UVOD

Železničko vozilo kao dinamički sistem bazira na pronalasku točak - (kolski slog) - šina. Na istom principu rade vučna i vučena vozila. Od primenjenog Stefansonovog (Stephanson) rešenja iz 1825. godine do danas sistem točak-šina nije promenjen, sem usavršavanja tehnologije izrade i svestranog naučnog proučavanja odnosa točak – šina.

Od prvih vozila brzine 16 km/h dostignute su brzine veće od 500 km/h[1] uz predviđanje da je klasičnim sistemom, moguće postići brzine do 1000 km/h. Povećanjem brzina na železnici istakli su se problemi i nedostaci konvencionalnog rešenja kinetike[2] železničkih vozila i železničkog puta. Šema idealizovanog železničkog vozila data je na slici 1.

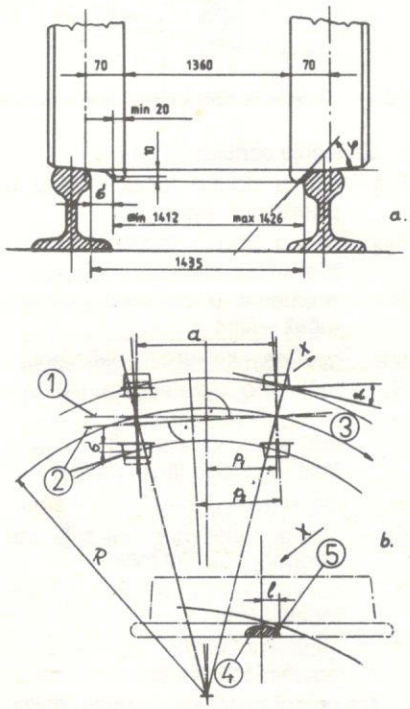


Slika 1 – Šema osnovnog tipa četvoroosovinskog železničkog vozila

Rešavanje problema pruga se odvija kroz poboljšanje podloge, jačina i kvaliteta šina i ispravljanje krivina pruge.

1) Kinetika je deo mehanike koji proučava kretanje i sile koje ga uzrokuju.
2) Brzinu od 515,5 km/h postigao je voz tipa TGV-Atlantik francuskih železnica 1991. godine.

Problemi kinetike na vozilu su složeniji, jer ima cilj da se obezbedi kvalitetno, sigurno, udobno i ekonomično kretanje železničkog vozila velikim brzinama. Velike brzine istakle su nedostatke vozila kao što su: velike vodeće sile točkova u krivinama i pri kretanju pravom prugom zbog vijugavog kretanja vozila, savlađivanje krivine i mirnoća vožnje. Ove pojave su uzroci niza nepoželjnih posledica koje utiču na kvalitetno i ekonomično kretanje



Slika 2 – a) sistem točak zazor između točkova i šina
b) položaj četvoroosovinskih vozila u krivini

(korišćenje) vozila. Grafički prikaz ovih kinetičkih pojava dat je na slici 2.

Kompleks kinetičkih problema točak – šina i vozila je rešavan u oblasti dinamike lokomotive koja se kreće po neravnoj pruzi, a ima kruti kolski slog.

Sistem krute osovine je istražen i otkrivene su pojave odnosa točak -šina; analitički i empirijski rezultati su dobijeni za određene modele lokomotiva pomoću računara i detaljnim ispitivanjima. Vršena su ispitivanja i analize vožnje železničkih vozila, kola i lokomotiva, na pravoj i na prugama sa krivinama. Sva naučno-teoretska i eksperimentalna istraživanja su usmerena na rešavanje problema dinamičkog ponašanja šinskog vozila sa klasičnim kolskim slogom; radi davanja mogućnosti da projektantima da mogu proniknuti u dinamičke probleme ponašanja vozila i daju rešenja za probleme voznih osobina i dinamičkog naprezanja vozila preko proračuna i konstrukcije.

KINETIKA VOZILA

Razmotrićemo problem kretanja železničkog vozila kroz krivinu kao opšti problem savladavanja krivine i smanjenja vodeće sile vozila po šinama. Problem se odnosi na smanjenje veličine vodeće sile u kretanju vozila i po neravnoj pravoj pruzi, prelazu u krivinu i kretanje vozila kroz krivinu (sistem prikazan na slici 2).

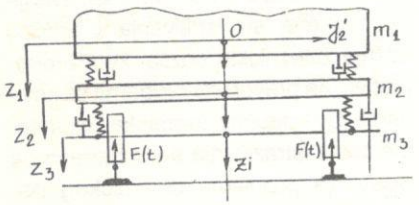
Slučajni procesi kretanja železničkog vozila po šinama pokazuju ne-

ravomernosti oscilacija stohastičkog[3] karaktera. Navodimo jednu metodu za sračunavanje srednje vrednosti veličine ascilacije-stohastičkog karaktera za vremenski interval $t_1 \leqq t \leqq t_2$:

$$f(t) = \frac{1}{t_2 - t_1} \int f(t)dt = \int_{-\alpha}^{+\infty} x\, f(x)\, dx$$

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} Xi$$

Osnovne pobude oscilovanja lokomotive su neravnine koloseka (ako zanemarimo uticaj vetra i pogonskih uređaja). Neravnine koloseka se izražavaju preko šina u vertikalnom i horizontalnom pravcu. Eksperimenti pokazuju da su vertikalne, poprečne i uglovne neravnine statistički nezavisne. Vrste oscilacija, za klasične strukture, prikazane su u koordinatnom sistemu OXYZ, a model uticaja pobudnih oscilovanja na slici 3. Konstatovali smo da su vertikalne i horizontalne oscilacije vozila u raznim pravcima nezavisne od pobudnih uticaja i tako ćemo ih dalje posmatrati.



Slika 3 – Model ogibljenja železničkog vozila

Dinamičke oscilacije u vertikalnom smeru su, prema poznatom sistemu oscilovanja od triju masa: kolski sanduk, ogibljeni delovi obrtnog postolja (ram) i nagibljeni delovi (kolski slogovi) obrtnih postolja prikazani na slici 3.

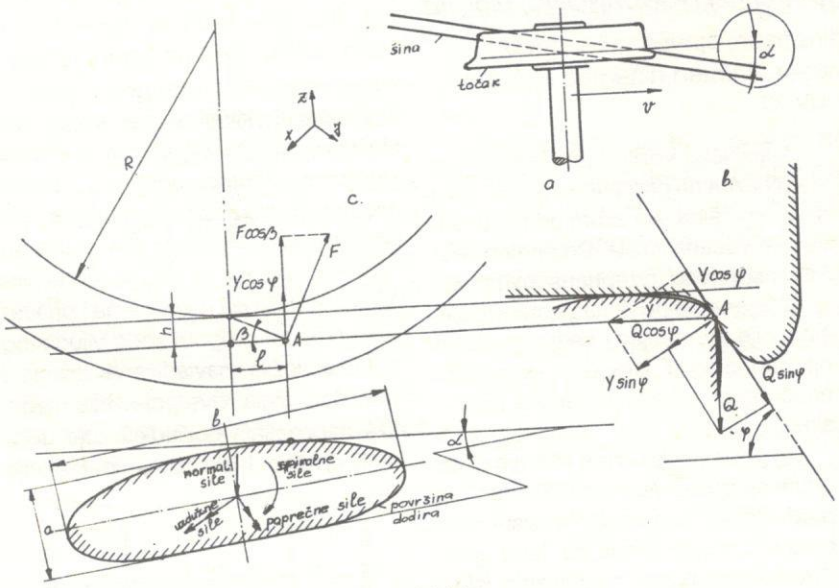
Dinamičke oscilacije u horizontalnom pravcu nastaju pobudom od horizontalnih neravnina koloseka i na pravoj pruzi zbog zazora između šina i venaca točkova i prenose se na sve delove vozila zbog vijugavog kretanja kolskih slogova oko centra momenata sila otpora. Usled ovog kretanja nastaju horizontalne sile i momenti, koji dovode oscilujući dinamički sistem u ravnotežu. Određivanjem ovih sila se bavio Kalker i definisao njihovo izračunavanje – mogućnost utvrđivanja na sledeći način prema geometriji dodira (slika 4)

$$F_{xij} = C_{11} \cdot E_{ij} \cdot X_o \qquad C_{11} = K_x \cdot N \qquad K_x = K_y = K = \frac{7490}{\sqrt[3]{N}}$$

$$F_{yij} = C_{22} \cdot E_{ij} \cdot U + C_{23}\, \phi_{ij} \qquad C_{22} = K_y \cdot N$$

$$M_{zij} = C_{23} \cdot E_{ij} \cdot U + C_{23} \cdot \phi_{ij} \qquad C_{23} = K_s \cdot r \cdot N \qquad K_z = 0{,}0002 \sqrt[3]{N}$$

$$C_{33} = K_z \cdot r^2 \cdot N \qquad K_s = 0{,}83$$



Slika 4 – Geometrija dodira točka i šine konvencijalni sistem

Značenje oznaka:

F_{xij} – sila u dodiru točak – šina u podužnom smeru,

F_{yij} – sila u dodiru točak – šina u poprečnom smeru,

M_{zij} – momenat u dodirnoj površini točak – šina,

C_{11}, C_{23}, C_{33} – kalkerovi koeficijenti,

N – točkovno opterećenje (N) vozno opterećenje,

i – broj kolskog sloga; j – strana kolskog sloga (leva, desna),

ϕ_{ij} – spin u ravni dodira točak – šina,

E_{ij} – vektor relativnog klizanja na dodirnoj površini točka,

X_o – jedinični vektor na dodirnoj ravni točak – šina

U – jedinični vektor na dodirnoj površini točak – šina.

Na ravnoj pruzi, pri kretanju vozila, mogu nastati nestabilna kretanja – oscilacije, pojedinih delova i vozila u celini, do kritičnih granica (rezonance) koje opterećuju šinu i točak.

Analiza oscilovanja vozila svedena na jednostavan problem oscilovanja triju masa je prikazana na slici 3 i iskazana jednačinom:

$$m_1 \ddot{Z}_1 + C_1 (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2) + C_2 (Z_1 - Z_3) = F(t)$$

Detaljna analiza i proračun kinetičkog sistema vozila može se izvesti preko sistema diferencijalnih jednačina i MKE podešene za model sa slike 3 tipa: $M\ddot{\bar{y}} + C\dot{\bar{y}} + K\bar{y} = Q_1 \bar{y}_b + Q_2 \cdot \bar{y}_b$

Ovde su značenja oznaka sledeća: M-dijagonalna matrica masa; C-matrica prigušivanja; K-matrica čvrstoće; $\bar{y}$ - matrica stubac pomeranja i rotacija: $\bar{y}$ - matrica stubac pobude; Q_1 i Q_2 - matrice pobude. Na ovaj način se sistemski, dosledno i konkretno rešava kinetika vozila.

Analizom rezultata usklađuju se veličine radi uravnoteženja sistema da mirno funkcioniše. Ovaj sistem jednačina se rešava računarom uz primenu metoda konačnih elemenata kojom se sistem vozila svodi na konačne elemente do potrebnog nivoa tačnosti.

Osnovni kinetički elementi, koji omogućavaju pravilno kretanje železničkog vozila sa obrtnim postoljima su parovi:

3) **Stohastički proces** je množina vremenskih funkcija sa statističkim osobinama.
Stacionarni proces je skup vremenskih funkcija čije osobine sa protokom vremena se ne menjaju
Ergodijski proces je stacionarni proces iskazan vremenskim funkcijama kod kojih je aritmetički raspon vremena isti pri svakoj vremenskoj zavisnosti

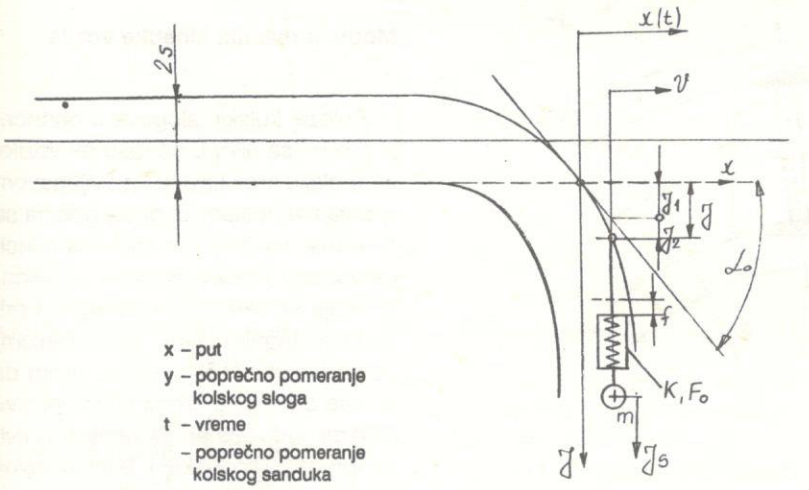
- točak -šina,
- centralni svornjak sa okretnom šoljom i poklicnicima,
- vučno-odbojni sprem i
- ogibljenje određenih masa

U svim razmatranjima kinetike vozila ove kinetičke parove (elemente) imamo u vidu.

Relacije pri ulazu vozila u krivinu

Pri ulazu vozila u krivinu pojavljuju se sile vođenja vozila koje dejstvuju sve dok se vozilo kreće kroz krivinu.

Teorijski veličina vodećih sila se izvodi na bazi razmatranja dinamičkog modela ulaza u krivinu prema modelu na slici 5.



Slika 5 – Dinamički model ulaza vozila u krivinu

Problem je složen jer vozilo predstavlja kompleksan sistem sa velikom slobodom kretanja. Uprošćen sistem, na bazi realnih pretpostavki je prikazan na slici 5. Na ovoj šemi je prikazano vozilo mase m u krivini. Na bazi ove računske šeme možemo formirati jednačine za izračunavanje vodećih sila:

Geometrijska jednačina

$y = x\,tg\,\alpha_0 + \frac{x^2}{2R} = y_1 + y_2$, gde je $x = vt$,

a poprečna deformacija

$f = y - w = v \cdot t\,tg\alpha_0 + t^2 \frac{v^2}{2R} - W$ sledi da je

$F = F_0 + K \cdot f = F_0 + K(t \cdot v\,tg\alpha_0 + t^2 \cdot \frac{v^2}{2R} - W)$ a jednačina dinamičkog modela

$m \cdot \omega = F_i \quad \ddot{W} = \omega^2 \cdot W = \omega(t \cdot v\,tg\alpha_0 + t^2 \frac{v^2}{2R} - W)$

$F = F_0 + k \cdot f = K_0 + k(y - W) = m \cdot \frac{v^2}{R} + v\,tg\alpha_0 \sqrt{k} \cdot m \cdot \sin\omega t + (F_0 - \frac{m \cdot V^2}{R}) \cdot \cos\omega \cdot t$

Ako ugao α teži nuli, sila vođenja se svodi samo na F_0 odnosno na centrifugalnu silu.

Sila vođenja ima uticaja na opterećenje šina i na opterećenje vitalnih delova lokomotive, posebno na opterećenje venaca točkova uz njihovo intenzivno trošenje - habanje. Cilj je projektovati lokomotivu (šinsko vozilo) tako da vodeća sila preko venca točka bude što manja. Istraživanja Nojmana (Neumana) o kretanju vozila kroz krivinu (za klasični sistem), preko dodira točka i šine i definisanjem vodeće sile (Y), tačke središta momenata trenja (μ) sile trenja (μQ_{ij}) kao i kvazistatičke sile koje su odlučujuće pri kretanju vozila, dao je osnove za konstrukciju i modernizaciju vozila koristeći ove veličine. Ovim istraživanjima je ustanovljeno da vrsta veza između kolskog sanduka i obrtnih postolja bitno utiče na smanjenju vodećih sila. Veza obrtnih postolja kod lokomotiva, posebno kod lokomotiva sa tri obrtna postolja (Bo'Bo'-Bo') može da se smanji vodeća sila i do 45% ako se kinematski povežu tako da se uslovljava zakretanje obrtnih postolja.

Analiza konvencijalnog sistema.

Veličina vodeće sile, pored drugih elemenata, uslovljena je uglom naleta vozila (tačka) u krivini veća je ukoliko je ugao (α_0) veći, odnosno, zakrivljenost veća - kada je poluprečnik krivine manji (slika 5). Ugao naletanja ima dva krajnja položaja. Minimalni ugao je za slučaj da obrtna postolja zauzima tetivski položaj; kada se venci prednjeg i zadnjeg kolskog sloga (točka) oslanjaju na spoljnu šinu krivine. Tada su vodeća sila i habanje venca točka minimalni.

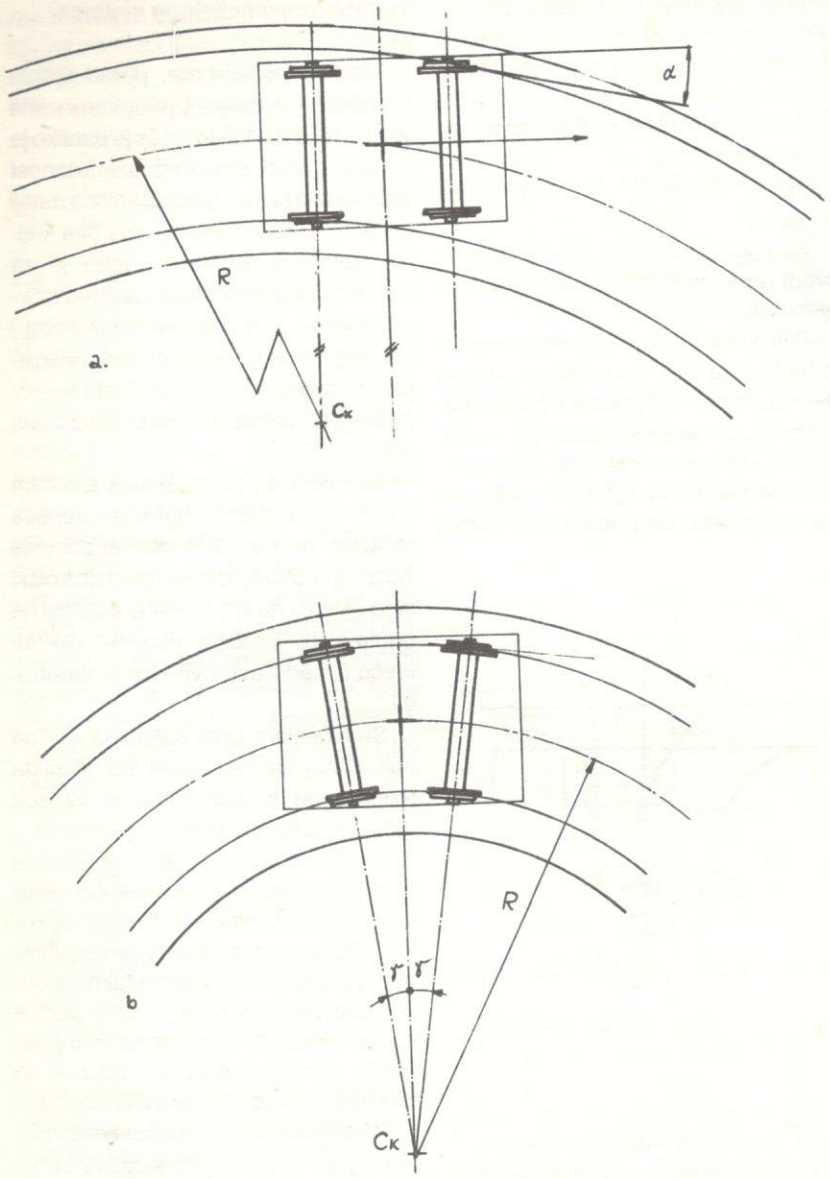
Maksimalni ugao naletanja, a samim tim i maksimalno habanje venaca točkova, nastaje kada obrtno postolje zauzme položaj da se prednji kolski slog oslanja na spoljnu šinu a zadnji na unutrašnju. Veličina vodeće sile se kreće između ove dve krajnje vrednosti.

Smanjenjem ugla naletanja (α) na nulu sila bi bila minimalna, što znači da teorijski ne bi bilo habanje venaca točkova, smanjilo bi se na minimum.

Kruto vođenje kolskih slogova u obrtnom postolju (paralelne osovine) izaziva i proklizavanje jednog od točkova u krivini. Uvođenje slobodnih točkova i upravljanje osovinama tako da budu upravne na krivine, u tački dodira točka i šine, nestalo bi proklizavanje između točkova i šina što dovodi do znatnog smanjenja habanja (slika 6).

Iz dosadašnjih proučavanja, klasičnog sistema kolskih slogova[4] i njihovog vođenja po šinama, utvrđeni su i nerešeni problemi kinetike vozila koji se izražavaju kroz neravnomerno kretanje kroz krivinu, veliko habanje venaca točkova (zbog naskoka i vodeće sile preko venaca točkova); neravnomerno i nekontrolisano vođenje točkova; proklizavanje točkova (u krivinama); problem zajedničkog delovanja vibracija i pružnog vođenja točkova; velike brzine uslovljavaju kontrolisan i sinhron rad

4) Klasični sistem kolskih slogova (vozila) i odnos kolski slog - šina teoretski i eksperimentalno su rešavali: R. Helmholtz, predložio rešenja po uslovima statičke ravnoteže (1888); Vebelacker, uveo središte trenja 1903); Neumann, uvodi metodu minimuma (1913); ORE analizira probleme kinematike i ispitivanja (C 116/RP4/F-1974.



Slika 6 – a) položaj osovina kod klasičnog konvencijalnog sistema, b) položaj osovina kod konvencijalnog sistema

elemenata i mehanizama, veliko habanje vitalnih delova (točkova i šina) i ekonomsko-tehnička racionalizacija šinskog vozila u odnosu na druge sisteme. Slobodnim i radijalnim osovinama[5] sve ove štetne pojave se svode na minimum.

5) Radijalne osovine imaju tu osobinu da se pri kretanju postavljaju radijalno (upravno) na tangentu krivine, tj. osa osovine je usmerena ka centru krivine pruge.

Idejna rešenja za smanjenje vodeće sile

Klasično vođenje kolskih slogova i njegova konstrukcija paralelno postavljenih osovina u obrtnom postolju i krute veze osovine i točka uslovljavaju intenzivno habanje točkova i uslovljavaju nemiran hod vozila.

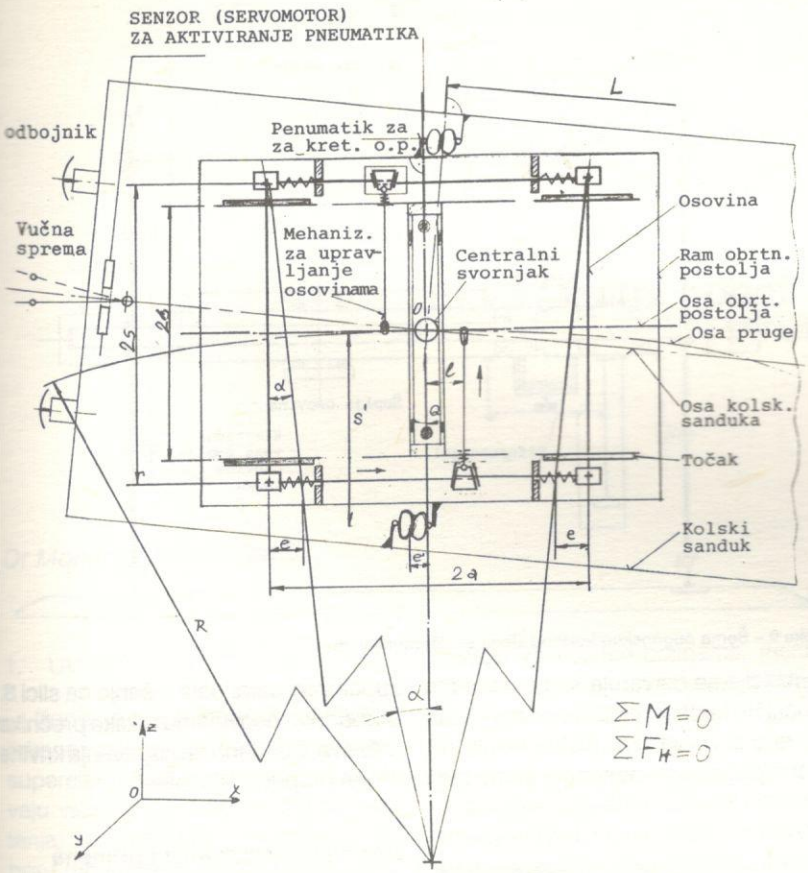
Iz prethodnih analiza kretanja klasičnih kolskih slogova po šinama dolazimo do zaključka da "kruti sistem" vođenja kolskih slogova u ramu obrtnih postolja - u paralelnom položaju osovina izaziva pojavu vodećih sila. Iz ovoga sledi i problem habanja venaca točkova kao i elemenat vođenja i proklizavanja točkova unutrašnjih spoljnih u krivini zbog krute međusobne veze točkova preko osovine.

Elastična veza osovina i točkova (kolskih slogova) omogućava da zauzmu prirodan položaj ose u smeru centra krivine - radijalne osovine (jer su upravne na tangentu krivine koloseka) kod kojih nema naskoka, odnosno, nema horizontalnih sila koje su nastale od sila vođenja.

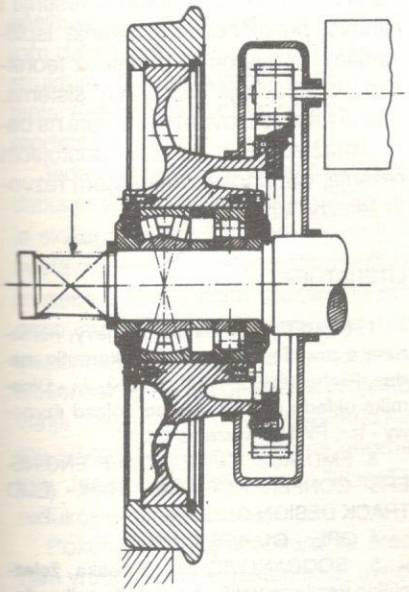
Moguća rešenja kinetike vozila

Položaj kolskih slogova u obrtnom postolju i sa njim u odnosu na vozilo, pri prolazu kroz krivinu i pri vijugavom kretanju, u poslednjih deset godina se diskutuje na bazi dva osnovna principa vođenja kolskih slogova i to: konstrukcije sa samopodešavanjem i prinudnim regulisanjem (upravljanjem) položaja kolskih slogova sa ciljem da se ose osovina u krivini uvek postave tako da budu usmerene ka centru krivine pruge. Teoretska i konstruktivna rešenja treba da daju veličine sila i momenata za ostvarivanje položaja osovina u krivini kao i kinematska i konstruktivna rešenja prenosa sila i momenata od pobudnih uređaja do samih osovina. Slika 7 prikazuje jedno od mogućih rešenja.

Sposobnost kretanja železničkog vozila se ogleda u lakoći kretanja i kroz geometrijske usklađenosti mehanizama i delova u sistemu vozila. Ostvarivanje ovog cilja, odnosno rešavanje nepoželjnih navedenih pojava se može svesti na rešavanje sledećih zadataka: vođenje vozila po šinama, smanjenje kraka klizanja točkova, neutralisanje horizontalnih sila vođenja, kontrolisano upravljanje sistemom vođenja vozila po šinama i upravljanje slobodnih točkova umesto krutog kolskog sloga, kako je to pokazano na slikama 7 i 8.



Slika 7 – Kinetički mehanizam za dovođenje osovina u radialan položaj pri kretanju vozila



Slika 8 – Slobodna osovina (pogonska)

Radijalne osovine

Dvoosovinska vozila i dvoosovinska obrtna postolja -kod četvoroosovinskih kola mogu se posmatrati kao sličan problem. Radijalne osovine se mogu ostvariti na istim principima konstrukcije za sva železnička vozila.

Radijalne osovine neutrališu pojavu sile vođenja (F_T) a samim tim i problem ugla iskliznuća (ψ) koji dobija drugi karakter i ne zavisi od sile vođenja. Analitičkom analizom, klasičnog sistema i prevođenje kriterijuma na novi - nekonvencijalni sistem, dobijamo da će se smanjiti sile, koje izazivaju habanje venca točka, a samim tim i smanjenje trošenja venaca za preko 50% i povećanje adhezione sile vučnih vozila za preko 10%. Ovo znači tehničku, ekonomsku i sigurnosnu opravdanost.

Položaj točka i šine u krivini objašnjen je na slikama 4 i 5. Vodeća sila odnosno sila iskliznuća (Y) je u funkciji od položaja dodirne tačke točka i šine, odnosno, zavisi od uglova α i β u funkciji $Y = f(Q, \alpha, \beta)$ za slučaj $\alpha = 0$ i $\beta = 0$ i sila $Y = 0$.

Ovu zavisnost dobijamo tako što projektujemo sve dejstvujuće sile na tangentu krive profila točka i šine u dodirnoj tački. Prema slici 4, ta zavisnost se dobija preko uslova da je suma sila na tangentu u tački dodira jednaka nuli.

$\Sigma F_i = 0$

$Q\sin = \varphi = Y \cdot \cos\varphi + \mu(Y\sin\varphi + Q\cos\varphi) \cdot \cos\beta$

Posle transformacije dobijamo da je koeficijent iskliznuća.

$$\psi = \frac{Y}{Q} = \frac{tg\,\varphi - \cos\beta}{1 + \mu tang\,\varphi \cdot \cos\beta}$$

Sila vođenja prema slikama 1 i 5 iznosi.

$$M[kg] \text{ - masa, } F_t = v \cdot \sin\alpha \cdot \frac{\sqrt{Mred}}{C},$$

gde su:

$C[m \cdot N^{-1}]$ – konstanta "ogibljenja" pruge i konstanta elastičnosti.

Radijalnim osovinama se rešavaju osnovni problemi mirnoće kretanja vozila kroz krivine; smanjuje se vodeća sila na minimum i nema sile trenja koja nastaje zbog vodeće sile i paralelnosti osovina u krivini. Postavljanje osovina u radijalan položaj proizilazi iz rešenja kojim se upravljanja ogibljenjem - vezom osovine u osloncima rama za osovine. Potrebne sile za upravljanje se mogu sračunati na taj način što se sumiraju sva oscilatorna kretanja u horizontalnom pravcu uz sumiranje svih momenata koji dejstvuju na njegove osnovne delove; prednja osovina, zadanja osovina i ram obrtnog postolja. Iskazano matematički prema slici 7 sledi: $\sum M_I = K_I \cdot l_I \cdot F_i$; $\sum M_{II} = K_I \cdot l_I \cdot F_i$;

$\sum M_r = K_r \cdot L_{ir} \cdot F_i$

Spoljne sile su izazvane od osovinskog pritiska[6] (točkovnog pritiska), otpora pokliznika, centrifugalne/centripetalne sile i pobudne sile $F(t)$ (K_I - koeficijenti krutosti i l_I - krak sile i F_i - sila).

Upravljanje osovinama

Primena radijalnih osovina kod šinskih vozila postavlja pitanje njihovog upravljanja u krivinama. Prednost treba dati prinudnom upravljanju osovina. Ono bi se sastojalo u sledećem: kinematski sistem kolski sanduk (centralni svornjak), kolevka, ram obrtnog postolja i osovine (kolski slog) iskoristiti za definisanje nove kinematike kao na slici 7. Pobudne sile za pokretanje mehanizma, iskoristiti komprimirani vazduh iz pomoćnih vidova (koji nisu za si-

stem kočnice) i preko pneumatika pokretati mehanizam radijalnih osovina.

Kod vučnih vozila (lokomotiva) impuls upravljanja je automatski - laserskim uređajem koji deluje "uočavajući" krivinu. Vučena vozila dobijaju impulse preko vučno odbojne opreme koja adekvatno reaguje na svaku krivinu. Sistem upravljanje je na ovaj način automatizovan preko elektro pneumatskih ventila, koji uslovljavaju rad gumenih pneumatika.

Dobijanje odgovarajućih veličina za konstruisanje kinetičkog mehanizma i elementa za upravljanje najlakše je pomoću diferencijalnih jednačina, za koje su prethodno određene generalisane sile (Q) i kinetička energija (T), sistema sa nezavisnim kordinatima (q) Ukoliko su veze idealne a kretanje nije ograničeno mehaničkim vezama dobija se sistem diferencijalnih jednačina Logranžea druge vrste:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial q_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i \; ; \; i=1..... n$$

Pri sastavljanju Lagranžeovih (II vr) diferencijalnih jednačina, odnosno, pri određivanju kinetičke energije treba strogo voditi računa o uslovima veza i koeficijenata na bazi matematičkog modela datog na slici 7.

(6) Uticaj težina kod dizel lokomotiva je:

- od dizel motora 12 - 15 %, a od električnog prenosa snage 17-21% (glavni generator, vučni motori pogonski zupčanici i kablovi). Ovo predstavlja 1/3 težine lokomotive.

Obrtna postolja nose težine oko 40%. Prednosti električnog prenosa snage su ravnomeran prenos snage, maksimalno iskorišćenje snage (ima malo kinetičkih pojava), a regulacija broja obrtaja i upravljanje kod sinhronih motora je laka.

Slobodne osovine

Problem proklizavanja jednog od točkova na kolskom slogu (spoljni ili unutrašnji) u krivini je posledica čvrste veze točkova za osovinu. Put (u krivini) koji prolaze spoljni i unutrašnji točkovi nije isti. Kompenzacija ove razlike se vrši preko konusne izrade točkova, odnosno njihovog profila. No, ova kompenzacija se ostvaruje samo za jedan slučaj i to kada je nagib koloseka (ugao β), težina vozila (Q), brzina vozila (v) tačno pogođena, odnosno, samo tada kada su komponenta sile, koja teži da vozilo prevrne ka centru krivine, i centrifugalna sila jednake, odnosno, matematički:

$$Q_y = Q \sin \alpha = Fc$$

Tada se točkovi po šinama kreću sa istim prečnicima u krugu kotrljanja:

$$r_{1u} = r_{1s} \; ; \; r\,w_{1u} \neq r_{1s}\,w_{1s}$$

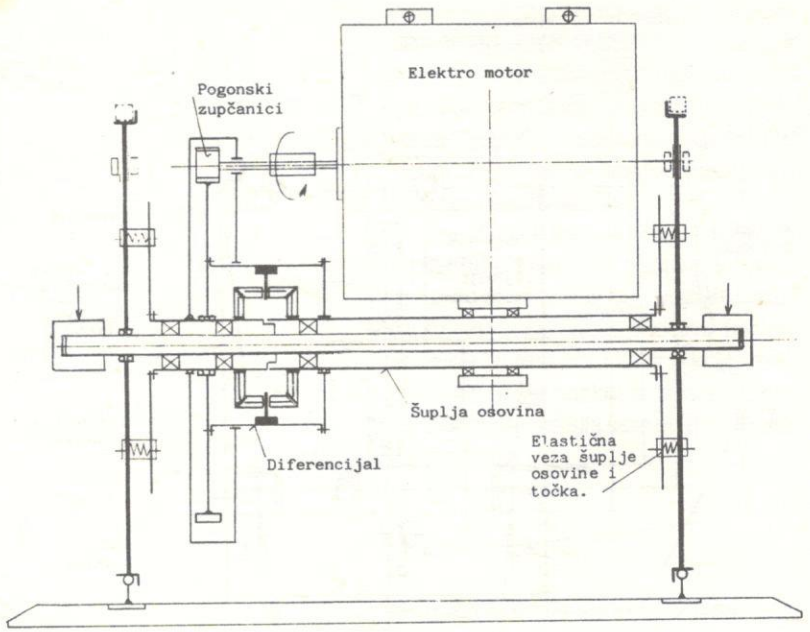
Samo u slučaju da je:

$F_c > Q_y$ i

$r_{lu} < r_{ls}$ i kada se vrši kompenzcija. Zavisno od razlike F_c i Q_y srazmerno se povećava i razlika prečnika u krugu kotrljanja točkova. Ovo važi samo za jedan slučaj kada se ta ravnoteža postigne, u protivnom jedan od točkova proklizava.

Sila proklizavanja direktno utiče na habanje šina i točkova u veličini:

$$F_p = \mu_p \; Q_i$$



Slika 9 – Šema pogonskog kolskog sloga sa diferencijalom

Rešenje dato na slikama 7 i 9 u potpunosti rešava problem proklizavanja i pojavu momenata "spin" kao štetne pojave. Kod vučenih vozila točak se veže za osovinu preko odgovarajućih ležajeva, za vučna vozila ukupan mehanizam prenosa snage na točkove preko šuplje osovine, diferencijala i zupčastog para, daje rešenje na slici 8. Slobodnim osovinama razlike prečnika točkova, odnosno savladavanja krivine pruge potpuno eliminiše.

Razvojna istraživanja i primena

Istraživanja razvoja radijalnih osovina usmeriti na konstruktivna rešenja i njihovo praktično verifikovanje ispitivanjem i proverom u praksi uz teoretsko uobličavanje usvojenih sistema. Idejna rešenja u ovom radu, data na bazi istraživanja i analiza postojećih rešenja, doprinose konkretnom razvoju železničkih vozila.

LITERATURA

1. NEMEC, J.: - Dinamičke jevy, namahani a porušovani pojezdu lokomotiv, nadas, Praha 1986.2. KISILOWSKI, J.: - Dinamika ukladu mechaniczego pojazd szynowy - tor, PWN, Varszawa 1991.

3. EMD ASSOCIATES SHIEF ENGINEERS CONFERENCE MAJ 1984. (EMD TRACK DESIGN GROUP)

4. ORE: - C116/RP4, 1974.

5. BOGDANOVIĆ R.: Kinetika železničkih vozila za velike brzine, Zbornik radova, M.f. Niš, 1990.

6. ŠUDRA L.A.: - VOPROST VAGONOSTROENIJA, MIIŽT, MOSKVA, 1964.

(Adresa autora: dr Ranđel BOGDANOVIĆ, dipl. inž., Mašinski fakultet Niš)

Ekvivalentni nosač kao osnov racionalnih strukturnih analiza vagona

UDK 629.4.023:001.572

Dr Momir Lj. JOVANOVIĆ

1. UVOD

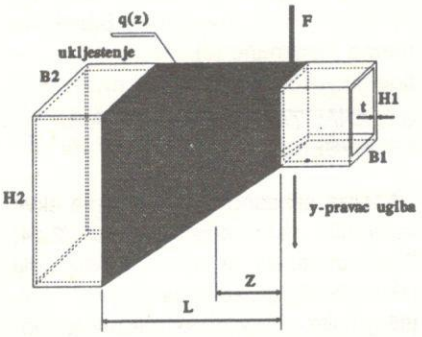
Konstrukcije železničkih vozila analizirane metodom konačnih elemenata, superelemenata ili podstruktura, zahtevaju više hiljada stepeni slobode kretanja. To predstavlja ograničenje u izboru računarske mašine i vreme realizacije proračuna. Sa druge strane najveći broj rezultata i nije merodavan za analizu već je samo "kontrolan", s obzirom da se radi o čvrstom kontinuumu strukture. Zato se nameće osnovno pitanje: Kako smanjiti obim postavljenog modela za analizu?

Jedan od puteva rešavanja ovog zadatka je izbor članova konstrukcije čija je složena geometrija zamenjena jednostavnijom (1). Zamena promenljivih preseka ekvivalentnim presecima ima osnovnu prednost da smanjuje broj stepeni slobode kretanja – računsku složenost i ubrzava operativu projektovanja. Za te nove pojednostavljene forme se onda traži ekvivalentna geometrija. Jedan od zadataka iz te "klase" je redukcija mase nosača.

Pokušaji analize struktura sa srednjim vrednostima karakteristika, uvode nepoznat stepen aproksimacija modela pa se rešenja mogu prihvatiti samo kao "orijentaciona". Koliko je ovo nepouzdan pristup govori i činjenica da izmeranje najnižih sopstvenih frekvenci samo za stepen aproksimacije modela ka voznim brzinama, trajno i ubrzano oštećuje sklopove a pritom smanjuje udobnosti vozila.

2. MATEMATIČKI OSNOV POSTUPKA

Posmatrajmo zatvoreni sandučast nosač u obliku konzole dužine (L), linearno promenjivog poprečnog preseka i zadate geometrije krajeva $H_1/B_1/t$ i $H_2/B_2/t$. Konzola je opterećena koncentrisanom silom (F) na slobodnom kraju. Posredstvom koeficijenata $R = (B_2-B_1)/L$ i $T = (H_2-H_1)/L$ može se definisati moment inercije (Ix) preseka:



Slika 1 – Model sandučastog nosača promenljivog preseka

Moment inercije sandučastog profila se kod tankih zidova ($t < H/25$) može sa tačnošću većom od 0.4% uzeti prema aproksimativnom izrazu:

$$I_x \approx 0.5 \cdot B_{(z)} \cdot H_{(z)}^2 \cdot t - B_{(z)} \cdot H_{(z)} \cdot t^2 + 0.1666 \cdot H_{(z)}^3 \cdot t - H_{(z)}^2 \cdot t^2 \quad (2.1)$$

Uvođenjem smena: $H_{(z)} = H_1 + R \cdot z$, i $B_{(z)} = B_1 + T \cdot z$, u izraz (2.1) sledi opšti oblik momenta inercije u proizvoljnom preseku (z) sa konstantama C1-C4:

$$\boxed{I_x(z) = C_1 \cdot z^3 + C_2 \cdot z^2 + C_3 \cdot z + C_4} \quad (2.2)$$

$$C_1 = 0.5 \cdot R^2 \cdot T \cdot t + 0.16666 \cdot R^3 \cdot t$$

$$C_2 = 0.5 \cdot R^2 \cdot B_1 \cdot t + H_1 \cdot R \cdot T \cdot t - R \cdot T \cdot t^2 + 0.5 \cdot H_1 \cdot R^2 \cdot t - R^2 \cdot t^2$$

$$C_3 = H_1 \cdot B_1 \cdot R \cdot t + 0.5 \cdot H_1^2 \cdot T \cdot t - B_1 \cdot R \cdot t^2 - H_1 \cdot T \cdot t^2 + 0.5 \cdot H_1^2 \cdot R \cdot t - 2 \cdot H_1 \cdot R \cdot t^2$$

$$C_4 = 0.5 \cdot H_1^2 \cdot B_1 \cdot t - H_1 \cdot B_1 \cdot t^2 + 0.1666 \cdot H_1^3 \cdot t - H_1^2 \cdot t^2 \quad (2.3)$$

Kontinualno promenjivo opterećenje od sopstvene težine se može definisati sa pripadajućim konstantama C5 i C6:

$$q_{(z)} = A_{(z)} \cdot "L" \cdot \gamma \approx 2 \cdot \gamma \cdot (B_{(z)} + H_{(z)} \cdot t = \gamma \cdot C_6 + \gamma \cdot C_5 \cdot z \quad (2.4)$$

$$C_5 = 2 \cdot (T+R) \cdot t, C_6 = 2 \cdot (H_1 + B_1) \cdot t, \quad q_{(0)} = \gamma \cdot C_6, \quad (2.5)$$

Ugib kraja konzole može se odrediti primenom metode deformacionog rada savijanja momentom savijanja u preseku (z), od promenjivog kontinualnog opterećenja i koncentrisane sile (F):

$$M_{(z)} = z^2 \cdot (q_{(z)} + q_{(0)})/6 + F \cdot z = 0.1666 \cdot \gamma \cdot (3 \cdot C_6 + C_5 \cdot z) \cdot z^2 + F \cdot z \quad (2.6)$$

$$y = \int_0^L M_{(z)}(dM_{(z)}/dF)/(E \cdot I_{x(z)})dz \qquad (2.7a)$$

$$Y_M = \frac{\gamma}{E} \cdot \int_0^L \frac{0.5 \cdot C_6 \cdot z^3 + 0.1666 \cdot C_5 \cdot z^4}{C_1 \cdot z^3 + C_2 \cdot z^2 + C_3 \cdot z + C_4} \cdot$$

$$\cdot dz + \frac{F}{E} \cdot \int_0^L \frac{z^2 \cdot dz}{C_1 \cdot z^3 + C_2 \cdot z^2 + C_3 \cdot z_4 + C_4} \qquad (2.7b)$$

$$Y_M = \frac{\gamma}{E} \cdot \square 1 + \frac{F}{E} \cdot \square 2 \qquad (2.7c)$$

U izrazima (2.7.a, b, c) sa □1 i □2 označene su vrednosti određenih integrala u zadatim granicama, E je modul elastičnosti. Prvi sabirak je uticaj sopstvene težine, a drugi uticaj opterećenja.

Realan (konstrukutivni) model, zamenjen ekvivalentnim ima istu formu preseka. Geometrija ekvivalentnog nosača je $B^*/H^*/t$. Shodno istom statičkom obliku nosača, ugib, moment inercije i kontinualno opterećenje od sopstvene težine, definišu se izrazima:

$$Y^*_{(z=L)} = \frac{q^* \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I^*_x} + \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I^*_x} \qquad (2.8)$$

$$I_x \approx 0.5 \cdot B^* \cdot H^{*2} \cdot t - B^* \cdot H^* \cdot t^2 + 0.1666 \cdot H^{*3} \cdot t - H^{*2} \cdot t^2 \qquad (2.9)$$

$$q^* = 2 \cdot \gamma \cdot (B^* + H^*) \cdot t \qquad (2.10)$$

Izjednačavanjem ugiba realnog nosača (2.7.c) i ekvivalentnog (2.8), može se odrediti funkcionalna veza polazne i ekvivalentne geometrije:

$$Y_M = Y^*_{(z=L)} \qquad (2.11a)$$

$$\frac{\gamma}{E} \cdot \square 1 + \frac{F}{E} \cdot \square 2 = \frac{q^* \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I^*_x} + \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I^*_x} \qquad (2.11b)$$

Dobijena relacija (2.11.b) je funkcija dveju nepoznatih B^* i H^*. U slučaju samo jednog uslova jednakosti ugiba, praktičnije je nepoznate parametre izraziti preko količnika (θ) (2.12), čime se traži jedna nepoznata.

$$\theta = \frac{H^*}{B^*} \qquad (2.12)$$

Kako su poznate i srednje vrednosti dimenzija krajeva (Bsr, Hsr), to se mogu formirati neimenovani koeficijenti ekvivalentnosti preseka (kH i kB):

$$k_B = \frac{B^*}{Bsr}, \quad kH = \frac{H^*}{Hsr}, \qquad (2.13)$$

Zamenom (H^*) iz (2.12) u jednačini (2.11 b) i njenim sređivanjem dobija se jednačina trećeg stepena po nepoznatoj (kB), definisana relacijom (2.14) i konstantama (2.15):

$$kB^3 - \frac{C8}{Bsr} \cdot kB^2 - \frac{C9}{Bsr^2} \cdot kB - \frac{C10}{Bsr^3} = 0. \qquad (2.14)$$

$$C7 = 12 \cdot (\gamma \cdot \square 1 + F \cdot \square 2),$$

$$C8 = \frac{C7 \cdot t \cdot (1+\theta)}{0.5 \cdot C7 \cdot \theta + 0.1666 \cdot \theta^2 \cdot C7},$$

$$C9 = \frac{3 \cdot \gamma \cdot L^4 \cdot (1+\theta)}{0.5 \cdot C7 \cdot \theta^2 + 0.1666 \cdot \theta^3 \cdot C7},$$

$$C10 = \frac{4 \cdot F \cdot L^3}{0.5 \cdot C7 \cdot \theta^2 \cdot t + 0.1666 \cdot \theta^3 \cdot t \cdot C7} \qquad (2.15)$$

Odnosno može se dobiti jednačina ekvivalentnih koeficijenata visine nosača:

$$kH^3 - \frac{C8 \cdot \theta}{Hsr} \cdot kH^2 - \frac{C9 \cdot \theta^2}{Hsr^2} \cdot kH - \frac{C10 \cdot \theta^3}{Hsr^3} = 0. \qquad (2.16)$$

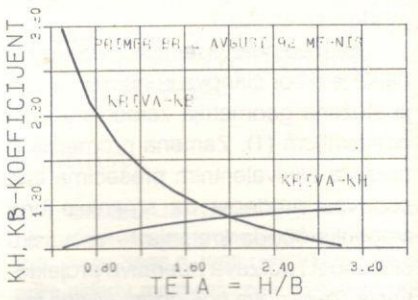
Relacije (2.14) i (2.16) se direktno mogu primeniti za određivanje koeficijenta ekvivalentnosti (kH i kB), odnosno nalaženje ekvivalentne geometrije nosača (B^*, H^*). Procedura nalaženja integrala □1 i □2 se može automatizovati korišćenjem nekog od numeričkih postupaka integracije kao što je algoritam na bazi proširenog trapeznog pravila (ovde korišćen) ili Romberg-ov algoritam, (2). Određivanje nula polinoma (2.14, 2.16) je u ovom slučaju rešavano modifikovanom metodom Bairstowa prema Platzmanu (3).

3.0 ANALIZA KONSTRUKCIJA SA REŠENJIMA

Analiza efikasnosti određivanja ekvivalentnih geometrija nosača (2.14, 2.16) pokazala je da kod naponski iskorišćenih preseka za prenos spoljašnjih sila, značajno je mali uticaj sopstvene težine na geometriju nosača. To se može sagledati iz primera br. 1, koji tretira velike kutije koje se u prvom redu sreću kod dizalica i imaju najveće sopstvene težine.

PRIMER BR. 1: Konstruktivna geometrija nosača promenljivog preseka je: $B1 = 50.$ cm, $B2 = 150.$cm, $H1 = 50.$ cm, $H2 = 100$ cm, debljina zida $t = 0.6$ cm, dužina $L = 400$ cm. Za slučaj promene $\theta = 0.5 \div 3.0$ i uticajima $\gamma = 78 \cdot 10^{-6}$ (kN/cm^3), $F = 200$ kN, koeficijent ekvivalentnosti visine preseka se menjao u granicama $kH = 1.024 \div 1.552$, a koeficijent $kB = 1.536 \div 0.388$. Uporedna analiza bez uticaja sopstvene težine pokazivala je manje vrednosti koeficijenata kH i kB u trećoj decimali koji se kretao do maksimalno 0.25 (%). Kod manjih ili tankozidih nosača ovi uticaji su još manjeg značaja. Na osnovu toga se može zakjučiti da u kategoriji ovakvih i manjih nosača uticaj sopstvene težine na izbor ekvivalentne geometrije je zanemarljiv. Ova aproksimacija eliminiše potrebu određivanja vrednosti određenog integrala (□1) i pojednostavljuje matematički tok izračunavanja koeficijenata.

PRIMER BR. 2: Posmatrajmo kutiju promenljivog poprečnog preseka sa karakteristikama: $B1 = 10.$ cm, $B2 = 25.$ cm, $H1 = 20.$ cm, $H2 = 50.$ cm, $t = 0.5$ cm, $L = 50$ cm. ($Bsr = 17.5$ cm, $Hsr = 35.$ cm), slika br. 1. Rešenja koeficijenata kH i kB prikazana su na slici 2. Dobijene vrednosti koeficijenata ekvivalentnosti ukazuju na kompleksnost veza sa polaznom geometrijom konstrukcije nosača pa se samo slučajno može naći tačan koeficijent ekvivalentnosti pri proizvoljnom izboru geometrije.

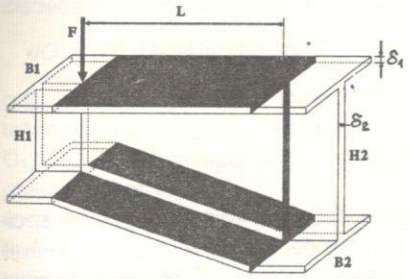


Slika 2 – Koeficijenti ekvivalentnosti preseka kH i kB u primeru br. 2

PRIMER BR. 3: Posmatrajmo nosač koji se koristi u vagonogradnji za velike koncentrisane terete. Presek nosača je u obliku "I" profila, sa redukcijom geometrije na krajevima u zoni obrtnih postolja, slika 3. Pri tome su zadržana ista označavanja visine i širine nosača. Kako se debljine limova u principu razli-

kuju, uvedena je debljina vertikalnog rebra (δ 2) i horizontalne lamele (δ 1). Moment inercije preseka se može definisati aproksimativnim izrazom (3.1) za grešku manju od 0.5 (%):

$$I_x \approx 0.5 \cdot B_{(z)} \cdot H_{(z)}^2 \cdot \delta_1 - B_{(z)} \cdot H_{(z)} \cdot \delta_1^2 + \\ + 0.0833 \cdot H_{(z)}^3 \cdot \delta_2 - 0.5 \cdot H_{(z)}^2 \cdot \delta_1 \cdot \delta_2 + \\ + H_{(z)} \cdot \delta_1^2 \cdot \delta_2 \qquad (3.1)$$



Slika 3 – Prelazni presek "I" nosača za vagonogradnju

Moment inercije je oblika (2.2) sa koeficijentima C1 ÷ C4 prema (3.2):

$$C_1 = 0.5 \cdot R^2 \cdot T \cdot \delta_1 + 0.08333 \cdot R^3 \cdot \delta_2$$

$$C_2 = 0.5 \cdot R^2 \cdot B_1 \cdot \delta_1 + H_1 \cdot R \cdot T \cdot \delta_1 - \\ - R \cdot T \cdot \delta_1^2 + 0.25 \cdot H_1 \cdot R^2 \cdot \delta_2 - \\ - 0.5 \cdot R^2 \cdot \delta_1 \cdot \delta_2$$

$$C_3 = H_1 \cdot B_1 \cdot R \cdot \delta_1 + 0.5 \cdot H_1^2 \cdot T \cdot \delta_1 - \\ - B_1 \cdot R \cdot \delta_1^2 - H_1 \cdot T \cdot \delta_1^2 + 0.25 \cdot H_1^2 \cdot R \cdot \delta_2 - \\ - H_1 \cdot R \cdot \delta_1 \cdot \delta_2 + R \cdot \delta_2 \cdot \delta_1^2$$

$$C_4 = 0.5 \cdot H_1^2 \cdot B_1 \cdot \delta_1 - \\ - H_1 \cdot B_1 \cdot \delta_1^2 + 0.0833 \cdot H_1^3 \cdot \delta_2 - \\ - 0.5 \cdot H_1^2 \cdot \delta_1 \cdot \delta_2 + \delta_1^2 \cdot \delta_2 \cdot H_1 \qquad (3.2)$$

Uvodeći prethodno postavljene odnose proizvoljnog količnika θ (2.12), koeficijente ekvivalentnosti *kH* i *kB* (2.13), mogu se dobiti identična opšta rešenja (2.14 i 2.16) sa novim koeficijentima *C8, C9* i *C10* (3.3):

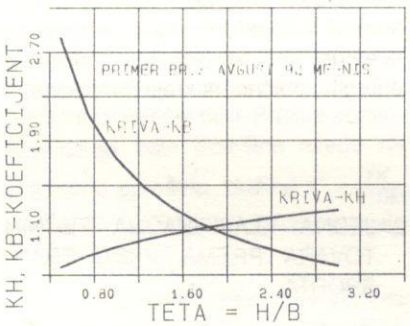
$$C8 = \frac{\theta \cdot \delta_1^2 + 0.5 \cdot \delta_1 \cdot \delta_2 \cdot \theta^2}{0.5 \cdot \delta_1 \cdot \theta^2 + 0.0833 \cdot \delta_2 \cdot \theta^3},$$

$$C9 = -\frac{\delta_1^2 \cdot \delta_2 \cdot \theta}{0.5 \cdot \delta_1 \cdot \theta^2 + 0.0833 \cdot \delta_2 \cdot \theta^3},$$

$$C10 = \frac{4 \cdot F \cdot L^3}{3 \cdot \square 2 \cdot (0.5 \cdot \delta_1 \cdot \theta^2 + 0.0833 \cdot \delta_2 \cdot \theta^3)},$$

(3.3)

U slučaju jednog realnog nosača sa geometrijom *B1* = 30 cm, *B2* = 30 cm, *H1* = 30 cm, *H2* = 80 cm, $\delta 1 = 1.0\ \delta 2 = 0.8$ cm, *L* = 200 cm. i $\theta = 0.5 \div 3.0$. Dobija se *C1* = 0.00104, *C2* = 1.2875, *C3* = 256.7, *C4* = 14063.9, []2 = 34.533, *C8* = 4.5, *C9* = -3.000, *C10* = 579153.6. Za te kontrolne vrednosti dobijeni su koeficijenti ekvivalentnosti *kH* i *kB* promenljivog "I" profila ekvivalentnom profilu sa konstantnim presekom. Na slici 4 pokazani su rezultati proračuna i dati u obliku dijagrama.



Slika 4 – Ekvivalentni koeficijenti kH i kB za prelazni vagonski "I" presek

4. ZAKLJUČAK

Pokazan postupak se može primeniti na različite poprečne preseke i u slučaju linearno promenljive geometrije po dužini nosača, važe opšti izrazi za koeficijente *kH* i *kB* dati izrazima (2.14 i 2.16). Pri tome se koeficijenti *C1 – C10* razlikuju shodno specifičnosti "tipa" preseka.

Postupak se efikaso može realizovati primenom "malih" računara, a može se i ručno uraditi. Izbor predloženih numeričkih metoda za analizu je izvršen s obzirom na sva ograničenja analitičkih metoda u prihvatanju realne topologije noseće strukture vozila. Na ovaj način se složena struktura u rešavanju može dovesti do znatno prostijeg matematičkog modela.

Shodno rezultatima analiza, iznet postupak se preporučuje za modeliranja složenih preseka gde je teško pretpostaviti ekvivalentnu geometriju nosača tipa "grede".

5. LITERATURA

(1) Jovanović Lj. M.: Optimizacija noseće strukture sistema za promenu dohvata i otpora mehanizma kod portalno-obrtnih dizalica, Disertacija, Mašinski fakultet Niš, 1989.

(2) Petrović B. T., Milošević Ž. S.: Sistemi atomatskog upravljanja - programska rešenja, Zavod za udžbenike i nastavna sredstva Beograd, 1987.

(3) Menđaš I., Milutinović P., Ignjatović D.: 100 - najkorisnijih fortranskih potprograma, Mikro knjiga Beograd, 1991.

(4) Berković M.: Računarska i programska oprema za CAE/CAD/CAM sisteme, pregled stanja, postupak izbora i uvođenja, Prvi CIM seminar, Niš 1987.

(5) Brčić V.: Neki savremeni problemi dinamike konstrukcija, Savetovanje za nelinearnu mehaniku, Vrnjačka Baja 1985.

(Adresa: dr Momir Lj. JOVANOVIĆ, Mašinski fakultet - Niš)

Transport tečnih tovara vagon-cisternama sa uslovima kontrolisanih temperatura

UDK 656.2:629.463.3

Slobodan MARKOVIĆ, dipl. inž.
Autor priloga: mr Dragić MIRKOVIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Svedoci smo da se na našim i inostranim prugama sve češće sreću novi tipovi vagon-cisterni, među kojima i cisterne sa mogućnošću očuvanja, u manjoj ili većoj meri, izotermnosti tovara. Transportu sa kontrolisanim temperaturama u Evropi je počela da se pridaje veća pažnja tek posle II svetskog rata, bolje rečeno, tek posle 1950. god., da bi se oko 1960. počeli pojavljivati i prvi propisi o tome.

Na dinamičniji razvoj ovakve vrste transporta najveći uticaj su napravile nagle ekspanzije tehnologija hemijske i prehrambene industrije, kao i zahtevi za što ekonomičnijim i bezbednijim uslovima transporta i pretovara.

Kod transporta o kome ćemo u ovom tekstu govoriti, postavlja se pitanje očuvanja toplotnog stupnja fluida, pozitivnog ili negativnog u odnosu na neki uobičajeni – reperni kriterijum, za izvesni vremenski interval, od njegovog nalivanja u vagon-cisternu, do mesta istakanja, odnosno, za vreme transportovanja do mesta direktne upotrebe, prerade ili skladištenja.

Problem naoko prost i lako rešiv, postavlja, međutim niz posebnih zahteva pred korisnika, organizatora prevoza a, dakako, i pred konstruktora.

Čuvanja temperaturnog stupnja jedne materije teorijski se zasniva na zakonima o prenosu toplote, a rešava se, uglavnom, primenom toplotnih izolatora (materija sa malim koeficijentom toplotne provodljivosti i malim emisionim koeficijentom) ili grejača, a po potrebi i njihovom kombinacijom. Ovom prilikom nećemo razmatrati vozila sa permanentnim očuvanjem temperaturnog nivoa, tzv. izotermska sredstva u pravom smislu (opremljena mašinski agregatima i drugim izvorima "hladnoće" ili toplote), već sredstva koja omogućuju očuvanje temperaturnog stupnja u određenim dijapazonima, sa eventualnim korišćenjem dodatne energije, obično na kraju transporta.

2. JEDNA KLASIFIKACIJA TEČNIH TOVARA PREMA VRSTI TRANSPORTA

S obzirom na ogroman broj različitih tečnih tovara, nesumnjivo je vrlo teško, praktično nemoguće, izvršiti njihovu univerzalnu klasifikaciju. S druge strane, nije nam to ni zadatak, jer se time bave druge specijalnosti, koje bi ih mogle, npr., klasificirati po principu: prehrambeni-hemijski ... opasni – bezopasni, otrovni – neotrovni, zapaljivi – nezapaljiv, eksplozivni – neeksplozivni, agresivni – neagresivni ... Sa aspekta problema koji tretiramo predložili bismo, prema razlozima njihovog posebnog tretmana u transportu, sledeću klasifikaciju tečnih tereta:

1. Tečnosti koje se zgušnjvaju (stinjavaju, mrznu)

2. Tečnosti koje isparavaju (kod kojih dolazi do gubitka sadržaja, opasnog povećanja napona para sa mogućim posledicama po čvrstoću suda, pojave paljenja ...)

3. Tečnosti, koje pod uticajem spoljnih temperturnih uslova (pozitivnih ili negativnih) trpe bio-hemijske promene, odnosno menjaju u izvesnoj meri svojstva (najčešće prehrambene tečnosti).

Pokušaćemo dati reprezentante transportnih sredstava za svaku od navedenih vrsta tečnih tovara.

3. HLAĐENJE I ZAGREVANJE TEČNOSTI U VAGON-CISTERNAMA

Tečni tovari u cisternama pri transportu izloženi su različitim uticajima – niskim i visokim temperaturama i uticaju sunčevih zraka. S obzirom na relativno malu debljinu zidova rezervoara cisterni (δk) u odnosu na njihov prečnik (Dk), razmenu toplote u cisternama bez termoizolacije moguće je računati po obrascima za ravne zidove. Po istim obrascima mogu se računati i slučajevi razmene toplote kod cisterni sa relativno tankim slojem termoizolacije, gde je

$$\frac{\delta_{iz}}{Dk} < 0{,}035$$

Razmenu toplote na cilindričnom delu cisterne sa debelim slojem termoizolacije, treba određivati prema obrascima za cilindrične zidove.

Po obrascima za ravan zid, količina toplote koja pritiče u cisternu ili koja se odaje iz cisterne, za beskonačno mali interval vremena dt, može se napisati ovako:

$$dQ = K \cdot F\,(t_{sp} - t_t) \cdot d\tau \quad \ldots\ldots\ldots (1)$$

gde je: K – koeficijent složene transmisije toplote kroz omotač cisterne

F – površina razmene toplote

ts_p – spoljna proračunska temperatura, koja odgovara srednjoj intenzivnosti sunčeve radijacije, normalne na površinu cisterne

t_e – *temperatura tečnosti u cisterni*

Kod cisterni bez termoizolacije ima se sledeća diferencijalna jednačina:

$$dQ = (C_1 \cdot G_1 + C_2 \cdot G_2) \cdot dt_t \quad \ldots\ldots (2)$$

gde je: dt_t – promena temepratυre tečnosti i kotla cisterne u vreneu $d\tau$.

C_1, C_2, G_1, G_2 – specifične toplote i mase tečnosti i kotla.

Izraz (2) je primenjiv i na cisterne sa termoizolacijom, jer je specifična toplota termoizolacije, u poređenju sa specifičnom toplotom tečnosti i kotla, mala i može se zanemariti. Jednačina (2) se može transformisati u oblik:

$$dQ = G \cdot c_1 f t_t \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

gde je: $G = G_1 + G_2 \cdot \frac{c_2}{c_1}$ – *uslovna masa*.

Izjednačavanjem jednačina (1) i (3), dobija se:

$$K \cdot F \cdot (t_{sp} - t_t) \cdot d\tau = G \cdot c_1 \cdot dt_t \quad \ldots\ldots (4)$$

Kako se računska spoljna temperatura menja po harmonijskom zakonu $t_{sp} = t^{sr}_{sp} + A_c \cdot \cos\omega(\tau - \tau*)$, diferencijalna jednačina (4) dobija oblik:

$$\frac{dt_t}{d\tau} + m \cdot t_t = m \cdot t^{sr}_{sp} + A_c \cdot \cos\omega(\tau - \tau*) \quad (5)$$

gde je: $m = \frac{K \cdot F}{G \cdot c_1}$

– veličina koja karakteriše brzinu promene temperature.

Rezultat integracije diferencijalne jednačine (5) je:

$$t_t = (t_{to} - t^{sr}_{sp}) \cdot e^{-m(\tau - \tau_o)} + t^{sr}_{sp} +$$

$$+ \frac{m \cdot \omega \cdot A_c}{m^2 + \omega^2} \left\{ \frac{m}{\omega} \cdot \cos\omega(\tau - \tau*) + \sin\omega \right.$$

$$(\tau - \tau*) - e^{-m(\tau - \tau_o)} \left[\frac{m}{\omega} \cos\omega \right.$$

$$\left. \left. \cdot (\tau_o - \tau*) + \sin\omega(\tau_o - \tau*) \right] \right\} \quad \ldots\ldots (6)$$

Razmatrajući gornju funkciju (6) za t_t, pri $t = \infty$ i određujući njene ekstremne vrednosti, dobija se da pri trajnom dejstvu periodički promenljivih računskih spoljnih temperatura, amplitude kolebanja temperature tečnosti u neizolovanim cisternama ne prelaze 0,5 °C.

U cisternama sa termoizolacijom, kolebanja su još manja. Stoga pri izvođenju zavisnosti za t_t moguće je zanemariti kolet anje računskih spoljnih temperatura i smatrati ih konstantnim i jednakim srednjim dnevnim vrednostima t^{sr}_{sp}. Dakle, kako smo usvojili da je $Ac = 0$, to se temperatura tečnosti u cistrerni određuje po obrascu:

$$t_t = (t_{to} - t^{sr}_{sp}) \cdot e^{-m(\tau - \tau_o)} + t^{sr}_{sp} \quad \ldots\ldots (7)$$

Ova jednačina se po svome autoru zove "jednačina V.G. Šuhova". Količina toplote, koja dotiče ili odlazi kroz cilindrični deo cisterne sa termoizolacijom, može se tačnije proračunati po formulama za cilindrični zid. Rzmenu toplote kroz dna cisterne nije neophodno izvoditi po formulama za sferne zidove, s obzirom da su radijusi sfere vrlo veliki a površine dna su relativno male u odnosu na cilindrični deo. Praksa dozvoljava da se cela površina svede na cilindričnu površinu, dužine $1' = \frac{FK}{\pi \cdot Dk}$, gde je Fk – ukupna površina kotla cisterne.

Za određivanje temperature tečnosti u cisterni, u obrazac (7) umesto vrednosti m, stavlja se $mc = \frac{Kc \cdot 1}{G \cdot c_1}$ gde je Kc-koeficijent složene transmisije toplote cilindričnog zida $\left[\frac{W}{m^{2\,o}K}\right]$

Proračun neophodne debljine termičke izolacije cisterne (sa uzimanjem u ozbir metalnih veza i priključaka kao "toplotnih mostova"), može se znatno uprostiti, ako se primene obrasci za ravne zidove. Ovakva aproksimacija delimično umanjuje sigurnost proračuna, jer debljina termičke izolacije se dobija nešto manja od debljine računate po obrascu za cilindrični zid. Analiza pojedinih uticaja na promenu temperature transportovanje tečnosti, datoj jednačinom (7), biće data u narednim tačkama, a za sada napomenimo samo da ona zavisi od količine i specifične toplote tečnosti, a posebno od koeficijenta složene transmisije toplote.

4. KOEFICIJENT "K" – POKAZATELJ VALJANOSTI CISTERNE SA TERMIČKOG ASPEKTA

Stepen postizanja izotermnosti jednog transportnog sredstva definiše se veličinom koeficijenta složene transmisije toplote – "K", koji predstavlja količinu toplote, izmenjenu u stacionarnom stanju, s jedne na drugu stranu zida, za temperaturnu razliku od 1°K.

Za ravan zid, sastavljen iz više slojeva materijala, svakoga debljine δ_i i odgovarajućeg koeficijenta provođenja toplote λ_i, ukupni koeficijent složene transmisije toplote "K" je dat relacijom:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \left[\frac{W}{m^{2\,o}K}\right]$$

gde su α_1 i α_2 – koeficijenti prelaze toplote sa (ili na) unutrašnjeg zida na (ili sa) tečnost i sa okoline na (ili sa) spoljni zid suda.

Ako se ne predviđa aproksimacija cilindrične površine ravnom, to obrazac za koeficijent "K" ima oblik.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \Sigma \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_i}{d_u} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

$$\left[\frac{W}{m^{2\,o}K}\right]$$

$\alpha_1 \left[\frac{W}{m^{2\,o}K}\right]$ – koeficijent prelaza toplote sa (ili na) zida na tečnost u rezervoaru predstavlja veličinu kompleksnog fenomena prelaza toplote provodljivošću, konvekcijom i zračenjem, a u posebnim slučajevima, pri postojanju isparavanja ili kondenzacije i drugim efektima.

Ovaj koeficijent je veličina zavisna od mnogih činilaca, pa je i njegovo određivanje, u svakom pojedinom slučaju, veoma složeno i često problematične tačnosti.

Navešćemo najčešći slučaj, transport tečnosti bez promene faze, zanemarujući prelaz toplote zračenjem, za koji solidne rezultate daje teorija sličnosti, odnosno obrazac:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_m}{l} \cdot C \cdot (G_R \cdot P_R)_m^n \left[\frac{W}{m^2\,{}^0K}\right]$$

gde je: λ_m – koeficijent provođenja toplote tečnosti na temperaturi

$$tm = \frac{t_{t_t} + t_{z1}}{2}$$

l – karakteristična dužina na kojoj se vrši predaja toplote konvekcijom

G_R, P_R – Grashofov, odnosno Prandtlov broj za tečnosti na temperaturi t_m

C, n – konstante

U slučaju izvesnih promena faza, moguće je koristiti sledeće formule:

kondenzacija –

$$K = C \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \cdot \lambda^3 \cdot \tau}{\mu H(D)\,\Delta t}} \left[\frac{W}{m^2\,{}^0K}\right]$$

isparavanje – $\alpha_i = q \cdot \Delta t \left[\frac{W}{m^2\,{}^0K}\right]$

gde su: $\gamma, \lambda, \tau, \mu$ – fizičko-hemijske konstante kondenzata;

HD – geometrijske karakteristike cisterni; Δ_t – temperaturna razlika; q – specifično toplotno opterećenje površine. Ovde se neće ulaziti u detaljnije analize navedenih pojava, već su samo radi ilustracije dati gornji izrazi.

$\alpha_2 \left[\frac{W}{m^2\,{}^0K}\right]$ – koeficijent prelaza toplote sa (ili na) okoline na (ili sa) zid cisterne, je takođe veličina koja objedinjuje skup fenomena prenosa toplote – konvekcijom, provođenjem i zračenjem.

ovde se događaju slučajevi prirodne i prinudne konvekcije (kao češći i kritičniji slučaj), za koje je takođe najbolje primenljiva teorija sličnosti:

$$\text{konvekcija} - \alpha_{2k} = \frac{\lambda}{l} \cdot C \cdot R_e^m \cdot P_R^n \left[\frac{W}{m^2\,{}^0K}\right]$$

$$\text{zračenje} \quad \alpha_{2z} = \varepsilon_0 \cdot Co \cdot \frac{\left[\left(\frac{To}{100}\right)^4 - \left(\frac{Tv}{100}\right)^4\right]}{t_o - t_v} \left[\frac{W}{m^2\,{}^0K}\right]$$

Ukupni koeficijent se dobija sabiranjem: $\alpha_2 = \alpha_{2k} + \alpha_{2z}$

Mnogi naučnici su vršili različite eksperimente i aproksimacije (Mihejev, Krausold, Bošnjaković, *npr.) i prema njima* ovaj koeficijent se kreće od 10 do 80 $\left[\frac{W}{m^2\,{}^0K}\right]$. Nesumnjivo, da se mora u određenim trenucima uzimati u obzir i uticaj sunčevog zračenja.

Kod vagon-cisterni, uticaj sunčevog zračenja može se uzeti kao srednja intenzivnost normalna na površinu cisterne u obliku:

$$I_{SR}^N = 0{,}5 \cdot I^N \cdot Sin\,h + 0{,}5 \cdot I^N \cdot Cos\,h \cdot Sin(\alpha - x) + 0{,}4 \cdot I_H^R \left[\frac{W}{rad.m^2}\right]$$

gde je:

I^N – intenzivnost sunčevog zračenja normalno na površinu normalnu na pravac sunčevih zrakova.

I_H^R – intenzitet rasejane sunčeve radijacije koja deluje na horizontalnu površinu.

h – ugao, koji određuje visinu Sunca nad horizontom

α – azimut Sunca

x – ugao, koji određuje položaj ravni u odnosu na meridijan.

Ispitivanja, koja su vršili Hicks, Achenbach i Phillips, pokazala su da od sunčevog zračenja, toplotni fluks dostiže i do 20% ukupnog toplotnog fluksa kroz izolaciju.

Vrednost koeficijenta složene transmisije toplote, kao što je u uvodu rečeno, najviše se može dirigovati izborom odnosa $\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, dakle, optimizacijom izbora debljine, a posebno vrste izolacionih materijala.

Pomenućemo još jedan poseban pokazatelj koji vrlo ilustrativno govori o kvalitetu izolacije, a to je tzv. "teorijski faktor kvaliteta".

$$\varepsilon_t = \frac{K}{\frac{\lambda}{\delta}}$$

Ovaj odnos, odnosno fkator, je evoluirao od 3,5 (pre 40–50 god.) do 1,0 naših dana (naravno, sve ove vrednosti navodimo uslovno, jer sve zavisi od namene cisterne i posebnih zahteva). Pored debljine izolacije i njenog osnovnog parametra – λ, na koeficijent složene transmisije toplote utiču još mnogi faktori. Zbog nemogućnosti da ulazimo u detaljnije analize svih faktora, ovde ćemo ih samo pobrojati i dati procentualni upliv na uvećanje koeficijenta "K".

– brzina kretanja cisterne, odnosno brzina vazduha oko nje ... 12%

– temperatura izolacije 0,35 + 0,7%/°C

– vlažnost izolacije [higroskopna 50 ÷ 100%, prosečna 20 ÷ 30%, "moderna" (sendvič) – min %]

– "toplotni mostovi" 30 ÷ 40%.

Merenje veličine koeficijenta "K" regulisano je propisom Ekonomske komisije za Evropu (ECE), a između ostalog i objavom UIC–574.

Pomenuta komisija je izvršila i klasifikaciju sredstava u pogledu postignute izotermnosti, kako sledi:

$0{,}4 \le K < 0{,}70$ – normalna izotermnost

$K \le 0{,}40$ – "pojačana" izotermnost

Najstrija metoda merenja se bazira na grejanju unutrašnjosti cisterne (ili drugih rashladnih železničkih sredstava i data je pomenutom objavom UIC još 1957. god., da bi se dopunila 1964. godine metodom hlađenja unutrašnjosti vagona, kao metodom koja daje preciznije rezultate.

Metoda unutrašnjeg grejanja (do temperature 40–60°C) je jednostavnija od metode unutrašnjeg hlađenja, jer ova druga iziskuje komplikovaniju aparaturu, iako daje bolje rezultate. Obe ove metode je moguće primeniti u gotovo svakom fizičkom institutu, ali se uvek postavlja pitanje, koliko se postupkom približava eksploatacionim uslovima. Najdalje su u ovome otišli u Evorpi – "Eksperimentalni institut" u Rimu, "Centar za istraživanja i naučne eksperimente" u ANTONY-u (Francuska), "Institut za željeznička istraživanja" – Varšava i drugi.

No, sve navedene institucije, ma koliko se približavale realnosti, zaostaju za rezultatima koje je moguće ostvariti u "Stanici za termotehničke probe vagona" – u Arsenalu (Beč) ("BUNDESVERSUCHS-UND FORSHUNGSANSTALT-ARSENAL").

Ova stanica, u čijoj izgradnji je učestvovala većina članica međuna-

rodne unije železnica (UIC), zvanično je puštena u rad sredinom 1961.

U njoj je moguće izvršiti sve vrste termo-tehničkih ispitivanja vagona, pogotovu korišćenjem, tzv. dinamičke sobe u kojoj se mogu simulirati i tropski i polarni uslovi, različiti uticaji brzine, spoljni uticaji (sunce, kiša, sneg) i drugo. Primera radi, navešćemo veoma uspelu probu vagon-cisterne za transport vina, koja je proizvedena u Fabrici vagona Kraljevo, za potrebe SSSR-a u toku 1968. god. Tom prilikom je meren koeficijent složene transmisije toplote ("K"), termodinamičko ponašanje vina u toku transporta (merenjem vremenske konstante $m = (\frac{G \cdot C}{K \cdot F})$, i provera nezamrzavanja vina na mestu "toplotnih mostova", ocenjenih kritičnim. Najinteresantniji detalj u toku ove probe, bilo je simuliranje tovara-vina 10% rastvorom kuhinjske soli, pomešanim sa izvesnom količinom vodenog leda, čime je postignuta približno ista tačka mržnjenja, kao kod vina i drugih vinskih proizvoda.

5. ZOLACIJA VAGON-CISTERNI – OSVRT NA KONSTRUKTIVNA REŠENJA IZOLACIJA I GREJAČA

Očigledno je da je izotermnost cisterni direktna funkcija ugrađenih izolacionih materijala. Istorijski gledano, evolucija izolacije se kreće od upotrebe slame, kukuruzovine, šuške, strugotine, do savremenih superizolacija – vakuum mnogoslojnih – ekranizovanih. Oskudnost prostora nas nagoni da damo samo jedan tabelarni prikaz izolacionih materijala, rešavajući ih po njihovoj efikasnosti, a prethodno ćemo nabrojati osnovne kvalitete koje mora da poseduje jedan kvalitetan izolacioni materijal: On ne sme da se zbija niti raspada pod uticajem udara i trešenja. Mora biti otporan na plesan, insekte i parazite. Mora podnositi pranja vodom i deterdžentima. Ne sme da bude higroskopan. Treba da podnosi, bez promene, visoke i niske temperature (sunčevo zračenje ili "izvore" hladnoće). Mehaničke otpornosti (sabijanje i savijanje) moraju biti znatne, jer izolacija vrlo često učestvuje u čvrstoći cele konstrukcije. Velika specifična zapremina je, takođe, jedan od važnih kvaliteta izolacionih materijala, jer znatno umanjuje taru vagona.

Za kvalitet izolacionog materijala postoje različiti kriterijumi, koji obuhvataju veći ili manji broj ranije navedenih parametara.

Dosta dobar kriterijum je tzv. "temperaturska provodljivost":

$$a = \frac{\lambda}{C_p \cdot \gamma}$$

koja karakteriše brzinu prostiranja toplote u jednoj materiji (što je ta brzina manja, termoizolacioni materijal je bolji). Klasificirati izolacione materijale moguće je na više načina ali najlogičnije bi bile sledeće dve klasifikacije:

1° – prema poreklu i 2° – prema strukturi.

1° –

a) **životinjsko i biljno poreklo:** pluta, treset, drvena vlakna i strugotina, biljna tekstilna vlakna (lan, kokos), slama, bale pirinča, alge, vuna itd.

b) **mineralno poreklo:** azbestna vlakna, staklena vuna, šljakina vuna, ekspandirano staklo (foamglass), silikatni fosili (diatomejska zemlja, kizelgur), perlit i dr.

c) **produkti sinteze:** proizvodi dobijeni uglavnom polimerizacijom, koji se dobijaju najčešće u obliku pene, a najpoznatiji su: hlorirpolivinil, polistireni, fenolformaldehidne gume (ili urea-formol), poliuretani i dr.

2° –

a) **praškasti i zrnasti materijali:** sa različitim strukturama u vezi sa vazdušnim ćelijama i prostorima: granule plute, granule diatomeja – kizelgura, perlita, vermikulita i dr.

b) **vlaknasti materijali:** slama, bale pirinča, drvena vlakna, azbestna vlakna, staklena vlakna (vuna), mineralna vuna, šljakina vuna i dr.

c) **pene:** mineralnog porekla – ćelijski betoni razni, staklena pena (foamglass); sintetičkog porekla – dele se na: otvorenih ćelija – pena hlorirpolivinila, urea – formol pena i druge i zatvorenih ćelija – pene polistirela, pene poliuretana i dr.

d) **aglomerati:** u vidu listova, jastuka, ploča i kalupa. Koriste se različiti lepkovi, gume, sendvič izvedbe i dr.

Vakuum-izolacija

Izolacija vakumom se najčešće koristi za cisterne za transport tečnih niskotemperaturnih gasova (tzv. kriogenih). Rezervoar je obavijen omotačem (drugim sudom) a između njih je vakum reda $10^{-2} + 10^{-3}$ tor-a, koji se popunjava izolacionim materijalom u obliku praha (obično perlit, aerogel), a često se kombinuje i sa višeslojnim ekranizovanjem prostora i reflektujućim metalnim prahom.

Ova izolacija predstavlja budućnost iako se već sada sa njom postižu izvanredni rezultati.

Transmisija toplote kroz vakuumsku izolaciju traži nešto drukčiji pristup proračunu, no za praktične proračune se može takođe svesti na korišćenje efektivnog koeficijenta toplotnog provođenja – λv. ef.

Došli smo do pitanja – **"Izotermnost i konstruisanje"**, problema koji se postavlja vrlo oštro pred svakog konstruktora. Svaki od elemenata vagon-cisterne (kotao, armatura, izolacija, oplata, postolje sa elementima za vezu sa kotlom ...) može se usavršavati u većoj ili manjoj meri i doprinositi povećanoj izotermnosti cisterne.

Pored dobrog izbora izolacionog materijala, oplate reflektujuće boje i drugog najbitnije je sprečiti efekat tzv. "toplotnih mostova", odnosno smanjiti toplotni fluks kroz metalne veze kotla i postolja. To se može postići usvajanjem koncepcije samonoseće konstrukcije, svođenjem na minimum veza kotla sa postoljem. Neminovne veze kotla i postolja treba rešiti tako da budu što manje kontaktne površine, što manji poprečni preseci, a što veće dužine. Gde god je moguće treba koristiti tzv. progresivne materijale – plastične mase, među kojima, zbog svojih izvanrednih mehaničkih i ostalih osobina, još uvek prvo mesto "drži" PTFE (telefon). Korisno je upotrebiti, naravno kada je to moguće, i slojeviti staklo-poliester.

Ne izbegavati ni nadalje u konstrukcijama, na manje odgovornim mestima, korišćenje drveta, gume i ostalih konvencionalnih materijala.

PREGLED GLAVNIH IZOLACIONIH MATERIJALA

izolacioni materijal		koeficijent toplotnog provođenja na 0°C (λ)	zapreminska masa	higroskopnost	mehaničke osobine	napomene
sastav	komercijalni naziv	[W/m °K]	[kg/m³]			
		1. OTVORENE ĆELIJE				
čista ekspandirana pluta		0,037 (suva)	100÷130	dosta velika	dobra izdržljivost pritiska	
balsa		0,044	100 ÷ 200	kritični pritisak 800 N/cm²	kritični pritisak aksijalno: 800 N/cm² transver: 120 N cm² smicanje: 200 N/cm²	sposoban za primenu u sendviču
kapok	tropal	0,034	50	higroskopan	nema mehaničku čvrstoću	upotreba popunjavanjem
staklena vuna	fibriver	0,0325 ÷ 0,035	40	—"—	—"—	—"—
mineralna vuna	stilbat	0,034	50 ÷ 65	—"—	—"—	—"—
šljakina vuna	roclain	0,036	100			
		0,040	150			
materijal u listovima:	alfol	0,031 sloj vazduha	do 3		—"—	punjenjem
– aluminijum		10 mm				
		0,037 16 mm				
		0,042 20 mm				
		0,052 27 mm				
acetat celuloze	izoflex	0,040 ÷ 0,046	10 ÷ 16		—"—	—"—
papir	dufaylit	0,046 zavisno od dimenz. ćelija	20 ÷ 40		dobra otpornost na aksijalni pritisak	
formaldehid uree	iporka (mipora)	0,031 ÷ 0,037	13 ÷ 140	vrlo higroskopan	dosta mala čvrstoća	upotreba: ploče u sint. gumi
		2. ZATVORENE ĆELIJE				
gumena pena ekspandirana u azotu	rubazot	0,035 ÷ 0,044	110 ÷ 250	< 1,5% zapremin. – potapanjem		mekan
ebonitna pena ekspandirana u azotu	onazot	0,031	65	1,0% zapremin. – potapanjem	otpornost na pritisak 28 ÷ 32 N/cm²	može oslobađati mirise
polystyren	više komercijalnih (nap. stiropor)	0,0325	20	0,3–1% zapremine-potapanj slaba difuzija pare	kritični pritisak 10 N/cm², zatezna čvrstoća 30 N/cm²	rastvara se u mnogim supstancama
hlorir-polivinil	klegecell	0,030	35 ÷ 40	praktično nepropustan za vodu; paru	kritični pritisak od 30 – 95 N/cm², prema gustini zatezna čvrstoća 70÷80 N/cm²	sposoban za primenu u sendviču
poliuretanske tvrde pene	hartmolto-pren i dr.	norm: 0,028 ρ=40 kg/cm³ sa F-12: 0,018	16 ÷ 480	praktično nehigroskopan	čvrstoća na pritisak varira od 3,2 – 21 N/cm², zatezna cvrstoća takođe znatna	koristi se na više načina: brizganjem, in sity ili livenje u ploče. – otpor. na hem. insekt. isl.

Izvođenje izolacija, normalno, zavisno je od vrste materijala, a s obzirom na njihovu šarolikost, teško je dati univerzalne savete i principe. Ipak se u ovom trenutku, po našem mišljenju, može reći da ponajbolje rezultate daje poliuretanska izolacija i to postupak brizganja "IN SITY", jer se dobija izvanredno homogen sloj poliuretana, odličnih fizičko-hemijskih karakteristika (koeficijent provođenja toplote – λ, postojanost ...) Konstrukcija i veličina **grejača u cisterni** je u direktnoj funkciji od karakteristika transportovane tečnosti. Neće se ulaziti u vrste i konstrukcije prenosnih grejača na istovarnim punktovima (direktno ubrizgavanje tople vode ili pare, različiti grejači u obliku šipki ili cevnih zmija, električni grejači, obrtni grejači, vibracioni grejači i dr.), jer oni ne pripadaju konstrukciji cisterne, ali će se zato reći par reči o grejnim telima u vagon-cisternama.

Zagrevna površina grejača u cisterni se računa za svaku transportovanu tečnost posebno i finkcija je konačne temperature (po stizanju na istovarni punkt), fizičko-hemijskih karakteristika tečnosti, temperature (odnosno, viskoziteta) koja omogućuje istakanje, vremena predviđenog za zadržavanje na punktu, kao i raspoloživog zagrevnog medijuma (voda, para). Obično su to cevni registri, raspoloženi pri dnu cisterne, sa jednim fiksnim i drugim slobodnim krajem, zbog obezbeđenja slobodnih termičkih dilatacija. DIN 26024 (a prihvata i objava UIC-551 VE) preporučuje za viskozne tečnosti, a posebno za mineralna ulja i naftine derivate, sledeće specifične površine grejača:

0,2 m^2/m^3 – laka ulja

0,3 m^2/m^3 – "srednja teška ulja"

0,5 m^2/m^3 – "vrlo teška ulja" (bitumeni i sl.) kao i preporučljive dimenzije cevi: N065 i N0100 (za registre) i N025 i N050 za priključke i armaturu. Treba napomenuti da i pored ovih preporuka, svaki medij zahteva specifični prilaz proračunu. Tako, nije slučajno da tečni sumpor, transportovan cisternom sa izolacijom, zahteva postojanje cevnih grejnih elemenata po celom obimu unutrašnjosti cisterne.

6. VAGON-CISTERNE OBRAĐIVANE, PROJEKTOVANE ILI PROIZVEDENE U FABRICI VAGONA KRALJEVO

U toku poslednjih 30-tak godina, projektni biroi Fabrike vagona Kraljevo obrađivali su veći broj vagon-cisterni za transport tečnosti sa mogućnošću manifestacije posebnih termodinamičkih pojava u transportu.

Pobrojaćemo cisterne prema vrstama tovara, daćemo i projektne parametre, rezultate proračuna i proba najmarkantnijih predstavnika pojedinih grupa, shodno klasifikaciji predloženoj u tački 2.

– Vagon-cisterne za transport nafte i naftinih derivata (npr. mazuta):

– "Fafos" – K. Mitrovica (60 m^3)
– ČSD – (60 m^3)
– "Petrol-gas" – N. Sad (60 m^3)
– Rudnik cinka i olova "Zletovo" (60 m^3)
– "Metzger" – Austrija (59 m^3)
– "Uahrrsz" – ZJŽ (60 m^3)
– ZJŽ (65 m^3)

– Vagon-cisterne za transport natrijumove lužine (kaustične sode):

– "Viskoza" – Loznica (37 m^3)
– "Al. kombinat" – Titograd (37 m^3)
– ZJŽ (40 m^3)
– Millet – Francuska (50 m^3)

– Vagon-cisterne za transport bitumena:

– DDR (49 m^3)
– N.R. Albanija (49 m^3)
– MAV (Mađarska) (24 i 49 m^3)
– ZJŽ (62 m^3)

– Vagon-cisterne za transport tečnog sumpora:

– Poljska (34 m^3)
– ČSD (47 m^3)

– Vagon-cisterne za tečni-etilenoksid (C_2H_4O):

– ČSD (65 m^3)

– Vagoni cisterne za niskotemperaturne utečnje gasova (kriogene): (tečni CO_2, etilen, kiseonik, azot, argon i dr.)

– CO_2 (ČSD – "Strojexport" – Prag) (52,5 m^3) (47 m^3), ("Karbo-dioksid" – Bečej) (52,5 m^3)
– etilen (C_2H_2) – Rumunija (69 m^3)
– O_2, N_2, Ar – "PHILIPS" – Austrija (24 i 50 m^3) – perspektivni kupci ("Tehnogas" – Beograd i dr.)

– Vagon-cisterne za vino, vinske proizvode i voćne sokove;
– SSSR (50,5 m^3)
– Vagon-cisterne za jestivo ulje:
– Poljska (65 m^3)
– Vagon-cisterne za fosfornu kiselinu:
– "Agrohem" – N. Sad (45 m^3)
– Vagon-cisterne za sirćetnu kiselinu:
– MSK – Kikinda (56 m^3)
– Vagon-cisterne za kaprolaktan:
– ČSD (47 m^3)
– Vagon-cisterne za metanol: "1 maj – Pks" – Čačak (75 m^3)

Prikazati tehničke uslove i rezultate proračuna i konstruisanja svake od navedenih cisterni bilo bi preopširno, stoga ćemo se zadovoljiti prikazom najmarkantnijih predstavnika grupa iz klasifikacije (tač. 2).

1. Vagon-cisterna za transport bitumena

(DDR)

Transportni uslovi:

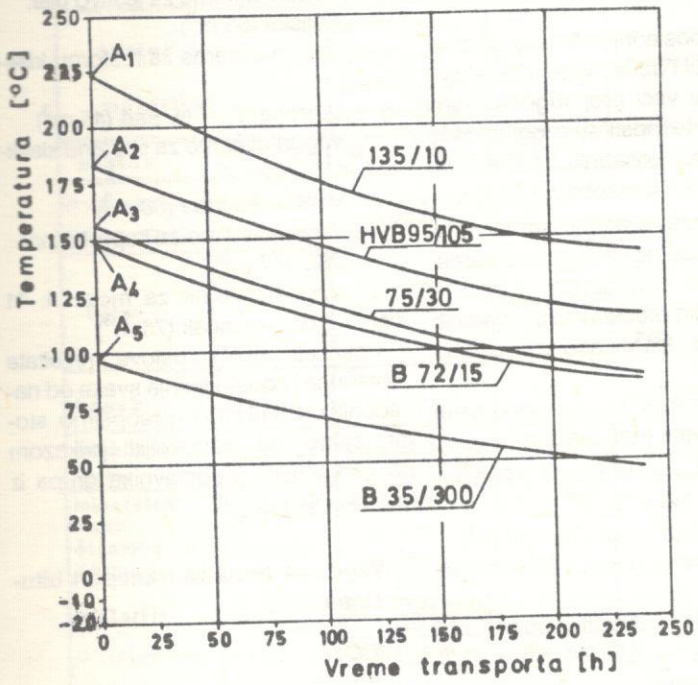
– Zapremina cisterne (apsolutna) – 50 m^3
– Transportuju se različite marke bitumena (destilovani, visokovakuumski i visokoduvani)
– Vreme transporta u proseku 3 dana (72 h)
– Izolacioni materijal: staklena vuna
– Vreme istovara do potpunog pražnjenja 8 – 12 h
– Za dogrevanje na raspolaganju para p = 12 bar (pregrejana na 250°C)
– spoljna projektna temperatura -20°C

Rezultati proračuna :

– Za predstavnika vrsta bitumena usvojen je bitumen koji se puni sa najvišom temperaturom i ima najvišu temperaturu stinjavanja. To je bitumen HVB 95/105, čija je temperatura punjenja T_N = 183°C a stinjavanje t_{st} = 98°C
– Izračunato je da već posle 7 h će početi stinjavanje
– Potrebna debljina izolacionog sloja je oko 100 mm
– Postignut koeficijent složene transmisije toplote je $K=0,5\left[\frac{W}{m^2\,{}^0K}\right]$

sa kojim je prosečni temperaturni pad $\Delta t_h = 0,29[{}^0C/h]$

Na priloženom dijagramu vidi se tempo ohlađivanja pojedinih bitumena pri transportu.



Krive hlađenja bitumena pri transportu cisternom od 50 m³ izolovanom staklenom vunom (100 mm). [A1, A2, A3, A4, A5-tačke punjenja]

– Potrebna površina podnog grejača u cisterni, saglasno DIN 26024, od 35 m² (cevi 108/100), postiže dogrevanje bitumena sa 162°C na 183°C za 7 časova.

Rezultati proba:

Termičke probe (punjenje bitumenom, ohlađivanje, dogrevanje, istakanje) su izvršene u rafineriji "Bosanski Brod" i dokazale su korektnost proračunskih rezultata.

2. Vagon-cisterna za etilenoksid (C_2H_4O) za ČSD

Transportni uslovi:

– Zapremina cisterne 65 m³

– Tempertura utovara $t_o \cong 0°C$

– Maksimalno dozvoljeni pritisak u cisterni $P_k = 6,18$ bar

– vreme transporta $\tau = 350$ h

– Spoljna tempertura $t_{sp} = +50°C$

– Pomoćni gas-azot uduvava se u gasni prostor sa pritiskom od 4,9 bar

Rezultati proračuna:

– Neophodna je termička izolacija cisterne s obzirom da bi već posle manje od 1 h. došlo do nepoželjnog ključanja tečnosti (zagrevanja do + 10,7°C) pri normalnim uslovima.

– Debljina termičke izolacije od mineralne vune je 100 mm, a koeficijent složene transmisije toplote je

$$k \cong 0,5 \left[\frac{W}{m^2\,{}^0K}\right]$$

– Sa uduvanim azotom pritiska 4,9 bar-a, u gasni prostor, ne može se nikada praktično dobiti pritisak veći od 5,8 bar, odnosno, nikada maksimalno dozvoljeni od 6,18 bar.

Rezultati proračuna, odnosno, ponašanje tovara u toku transporta, vidljivi su na dijagramu.

3. Vagon-cisterna za transport vina i vinskih proizvoda (SSSR)

Transportni uslovi:

– Zapremina cisterne 50,5 m³

– Temperatura vina i vinskih proizvoda pri punjenju – zimi + 8°C, - leti + 15°C

– Dozvoljeni pad temperature je zimi do - 2°C, a povišenje leti do + 25°C

– Temperatura spoljnjeg vazduha za vreme transporta se kreće od + 30 – 40°C

– Vreme transporta – do 15 dana.

Rezultati proračuna:

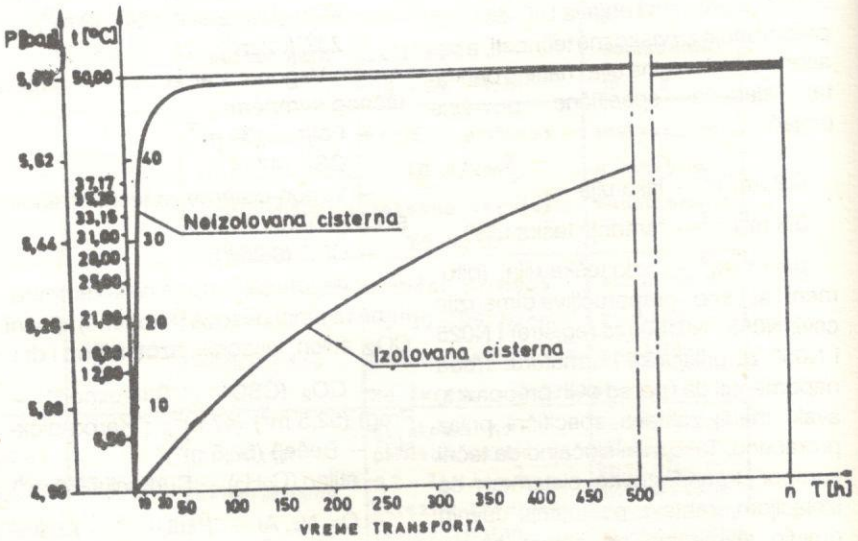
– Neophodna je termička izolacija, jer u neizolovanoj cisterni u zimskim uslovima, već posle 3,5 h bi se temperatura vina spustila na - 2°aC, a leti bi porasla do + 25°C za 15 h.

– Debljina termičke izolacije od stiropora je 250 mm, što daje koeficijent složene transmisije toplote

$$K = 0,337 \left[\frac{W}{m^2\,{}^0K}\right]$$

– Ni na najugroženijim mestima, direktnoj vezi kotla sa donjim postoljem, dokazano je da neće doći do pojave zamrzavanja vina.

Rezultati termotehničkih proba:



PRILOG: Obrada diferencijalne jednačine transmisije toplote (vagon-cisterna – okolina) na računaru i primena na slučaj transporta bitumena

```
100 REM *
105 REM *   Parametri programa :
110 REM *
115 REM *      VK  - apsolutna zapremina vagon-cisterne bez grejnog tela (m3)
120 REM *      VT  - tovarna zapremina vagon-cisterne prema RID - u (m3)
121 REM *      VS  - slobodna zapremina (m3)
122 REM *      HD  - visina ispupcenog dela danca (m)
125 REM *     TOK  - temperatura okoline (st.celz.)
130 REM *      TN  - temperatura nalivanja bitumena (st.celz.)
135 REM *     TST  - temperatura stinjavanja bitumena (st.celz.)
136 REM *       V  - tekuce vreme transporta bitumena (s)
137 REM *       T  - tekuca vrednost temperature bitumena u
139 REM *            toku transporta vagon-cisterne (st.celz.)
140 REM *       M  - tempo hladjenja bitumena (1/s)
145 REM *     KPF  - koeficijent prolaza toplote sa bitumena na
150 REM *            okolni vazduh (W/m2K)
155 REM *      CB  - specificna toplota bitumena (J/kgK)
160 REM *    ALFA1 - koeficijent prelaza toplote sa bitumena na
165 REM *            zid vagon-cisterne (W/m2K)
170 REM *    ALFA2 - koeficijent prelaza toplote sa omotaca vagon-cisterne
175 REM *            na okolni vazduh  (W/m2K)
180 REM *       A  - povrsina omotaca vagon-cisterne (m2)
185 REM *       D  - precnik kotla cisterne (m)
190 REM *      GB  - gustina bitumena (kg/m3)
195 REM *       G  - masa tecnog tovara (kg)
200 REM *     DIZ  - debljina izloacije (m)
205 REM *     KIZ  - koeficijent provodjenja toplote izolacije (W/mK)
210 REM *     DOM  - debljina omotaca (m)
215 REM *     KOM  - koeficijent provodjenja toplote omotac (W/mK)
216 REM *       N  - broj koraka izracunavanja vrednosti resenja LDJ
217 REM *       H  - korak izracunavanja vrednosti resenja LDJ (s)
220 REM *     VTR  - vreme transporta vagon-cisterne (cas)
230 REM *      TI  - vreme istakanja bitumena (cas)
240 REM *      KP  - koeficijent protoka bitumena (-)
250 REM *      NI  - broj koraka numericke integracije
255 REM *      HI  - korak numericke integracije (m)
256 REM *      ZD  - donja granica numericke integracije (m)
257 REM *      ZG  - gornja granica numericke integracije (m)
260 REM *      VI  - numericka vrednost integrala
261 REM *    PFUN  - analiticki oblik podintegralne funkcije
262 REM *            u izrazu za vreme praznjenja vagon-cisterne
265 REM *       R  - matrica resenja LDJ dimenzije (N+1)x2
266 REM *       F  - analiticki oblik linearne diferencijalne jednacine
267 REM *            prvog reda kojom je definisano temperaturno polje
268 REM *            u toku transporta vagon-cisterne
270 REM *
275 CLS:DIM R(500,2)
280 REM * Programska datoteka ulaznih podataka *
285 DATA 2.6,9.9,0.51,50,183.98,0.1,0.048,160,0.002
290 READ D,L,HD,VK,TN,TST,DIZ,KIZ,KOM,DOM
291 DATA 38.8,69.8,0.16,-20,2100,1020,3600,168,100,0.22
292 READ ALFA1,ALFA2,DI,TOK,CB,GB,H,VTR,NI,KP
293 REM *
295 VS=.97*VK
300 VT=.97*VS
305 A=3.14*D*(L-2*HD)+2*.99*D^2
310 G=VT*GB
315 KPT=1/(1/ALFA1+DIZ/KIZ+DOM/KOM+1/ALFA2)
320 M=KPT*A/(G*CB)
325 REM * Analiticki oblik linearne diferencijalne *
330 REM * jednacine prvog reda                     *
335 DEF FN F(T)=M*(TOK-T)
340 GOSUB 400
345 INPUT"Unesi ime datoteke resenja :";IME$
350 OPEN"o",#2,IME$
360 PRINT #2,"Vreme transporta  Temperatura bitumena"
```

```
365 PRINT #2,"     (cas)                (st.celz.)"
370 PRINT #2,STRING$(40,"-")
375 FOR I=1 TO N+1 STEP 8:FOR J=1 TO 2
380 R(I,1)=R(I,1)/3600
381 IF J=1 THEN PRINT #2,USING"     ###";R(I,J);:GOTO 385
382 PRINT #2,STRING$(15," ");:PRINT #2,USING"###.###";R(I,J);
383 IF R(I,2)<TST GOTO 389
385 NEXT J:PRINT #2," ":NEXT I
386 PRINT #2,STRING$(40,"-")
388 GOTO 391
389 PRINT #2,"U toku transporta dolazi do stinjavanja bitumena":STOP
391 REM * Konstanta u izrazu za vreme praznjenja vagon-cisterne *
392 C=8*L/(KP*DI^2*3.14*SQR(2*9.810001))
393 REM * Analiticki oblik podintegralne funkcije *
394 DEF FN PFUN(Z)=SQR(D-Z)
395 GOSUB 500
396 TI=C*VI/3600
397 PRINT #2,"Vreme praznjenja vagon-cisterne Ti=";TI;"cas"
398 CLOSE:STOP
400 REM ****************************************
405 REM * Potprogram metode Runge-Kuta IV reda *
410 REM ****************************************
411 VTR=VTR*3600
415 N=VTR/H
420 N1=N+1:V=0:T=TN
425 FOR I=1 TO N1
430 REM * Prenosenje izlaznih vrednosti u matricu R *
435 R(I,1)=V
440 R(I,2)=T
450 IF I=N1 GOTO 492
455 K1=H*FN F(T)
460 K2=H*FN F(T+K1/2)
465 K3=H*FN F(T+K2/2)
470 K4=H*FN F(T+K3)
475 K=(K1+2*(K2+K3)+K4)/6
480 T=T+K
485 V=V+H
490 NEXT I
495 RETURN:END
500 REM ************************************
505 REM * Potprogram Simpsonove metode za  *
510 REM * numericku integraciju            *
515 REM ************************************
520 REM * Granice integracije *
525 ZD=0
530 ZG=D
535 REM *
540 S1=0:S2=0
545 HI=(ZG-ZD)/NI
550 FOR I=1 TO NI-1
555 IF I/2=INT(I/2) THEN S1=S1+FN PFUN(ZD+I*HI):GOTO 565
560 S2=S2+FN PFUN(ZD+I*HI)
565 NEXT I
570 VI=HI*(FN PFUN(ZD)+FN PFUN(ZG)+2*S1+4*S2)/3
575 RETURN:END
```

— Probe izvršene u ispitnoj stanici ORE – UIC-a "Arsenal" – Beč. Probe su vršene prema već pominjanim važećim ECE-propisima i dobijen je koeficijent složene transmisije toplote

$$K = 0{,}272 \left[\frac{W}{m^2\,^0K}\right]$$

Uočljiva razlika između računskog i probnog koeficijenta je verovatno nastala zbog problema računskog tretmana uticaja "toplotnih mostova".

— Merenjem temperature na mestu najuticajnijeg toplotnog mosta, "šapi" za vezu donjeg postolja sa kotlom, dobijena je temperatura koja neće proizvesti zamrzavanje vina u toku transporta.

7. PERSPEKTIVE RAZVOJA VAGON-CISTERNI SA KONTROLISANOM TEMPERATUROM

Govoriti o razvoju izotermskih cisterni, znači istovremeno govoriti o razvoju cisterni uopšte, za koje su odavno već proklamovane sledeće opšte razvojne tendencije:

Vreme transporta (cas)	Temperatura bitumena (st.celz.)
0	183.000
8	180.667
16	178.361
24	176.081
32	173.828
40	171.600
48	169.398
56	167.222
64	165.070
72	162.943
80	160.841
88	158.762
96	156.708
104	154.677
112	152.670
120	150.685
128	148.724
136	146.785
144	144.868
152	142.973
160	141.100
168	139.249

Vreme praznjenja vagon-cisterne Ti= .784868 cas

Autor: mr Dragić MIRKOVIĆ, dipl. inž. – IRC – FVK

– povećanje osovinskog pritiska na 200 KN i više, kao i brzina maršutnih vozova,

– povećanje nosivosti cisterni, uvođenjem u eksploataciju 4-osnih, umesto 2-osnih cisterni, odnosno uvećanje odnosa $\frac{V}{T}$ (zapremina/tara),

– unifikacija cisterni radi poboljšanja uslova prelaza granica na međunarodnim vezama i korišćenju pretovarnih punktova, a time i uproščavanje operacija oko utovara, istovara, čišćenja kontrole, posluživanja i remonta,

– univerzacija cisterni za transport više srodnih tereta, unifikovanjem mernih, sigurnosnih i slivnih uređaja.

Tendencije razvoja, specifične za izotermske cisterne, treba da se kreću u sledećem pravcu:

– konstruisanje na bazi najboljih rešenja oslanjanja kotla na postolje, primenom progresivnih materijala – plastičnih masa, kao odstojnika, umetka ili zaptivača,

– razvijanje primene novih izolacionih materijala i tipova izolacija (primer– visokoefektivnih vakumskih izolacija i sl.),

– usavršavanje i razvijanje postupaka izrade grejnih tela (u cisternama, kao i prenosnih na punktovima za istakanje) u funkciji viskoziteta i ostalih fizičko-hemijskih karakteristika tečnosti (npr. usavršavanje prenosnih vibracionih zagrejača i sl.),

– poklanjanje veće pažnje računskim principima obrade kompletnog transporta (posebno proračuna efekata "toplotnih mostova"), kao i što veće približavanje proba eksploatacionim uslovima (razvijanje modelskih ispitivanja na bazi teorije sličnosti, npr.).

LITERATURA

– Vagoni – M. V: Vinokurov

– Isledovanie i rasčet teplovovo vozdejstvija na vagoni s ohlaždenijem – B. N. Kitajev

– Obaveštenja, članci, sporazumi ... evropskih ustanova:

IIF/IIR – komisije 2&7, ORE/UIC – komitet B 77; ECE/CEE – komitet za transport i dr.

– Proračuni vagon-cisterni, urađeni u Fabrici vagona Kraljevo, u periodu od 1964 – 1990. god.

– Organizacija perevozok nalivnih gruzov – I. Z. Langurov

(Adresa: Slobodan MARKOVIĆ, dipl. inž., Fabrika vagona Kraljevo, Biro u Beogradu)

NOVO – NOVO – NOVO – NOVO – NOVO – NOVO

Jedinstvena knjiga

Stoleće železničkog školstva na tlu Jugoslavije

»Stoleće železničkog školstva na tlu Jugoslavije« nije železnički udžbenik već knjiga kazivanja železničara o istoriji školstva na našim železnicama. Nije ni istorijsko štivo iako je svaki događaj ili datum u njoj brižljivo proveren. To je knjiga-mozaik priča o železničkim školama nekad i sada, o ljudima i događajima, o zgodama i dogodovštinama železničkih đačkih naraštaja.

Da li ste, recimo, znali da je u Beogradu 1881. godine osnovana Knjaževska srpska železnička i trgovačka škola, prva ove vrste na Balkanu, jedna od svega nekoliko u ondašnjoj Evropi. Radila je samo dve školske godine i sa dva školska odeljenja, dovoljno da se njeno ime nađe na stranicama istorije železnice i železničkog školstva kod nas i u svetu.

Školska železnička tradicija je nastavljena posle četiri decenije prekida. U Beogradu je 1922. godine osnovana Državna saobraćajna železnička škola. Za 19 godina rada (ukinuta je aprila 1941. godine) dala je preko 1.600 školovanih železničara.

U novoj Jugoslaviji nicale su i nove železničke škole, u Beogradu, Skoplju, Ljubljani, Novom Sadu, Sarajevu, Kastavu i Puli, Nišu i Zemunu, kao i drugim gradovima širom mreže JŽ.

Knjiga je štampana u srpskohrvatskoj verziji (latinica), u formatu A–4 (19 x 27 cm), obima 200 stranica, sa preko 100 fotografija i 30 crteža, u tvrdom povezu sa plastifikacijom. Cena knjige po komadu je 13,00.– dinara.

Poseban kvalitet ove knjige čine više od stotinu crno-belih fotografija iz svih perioda našeg železničkog školstva. Knjiga sadrži i spisak svršenih učenika železničkih saobraćajnih škola od 1922. do 1962. godine, kao i »đački spomenar« prigodnu slikovnicu ljudi i događaja u100 godina dugoj tradiciji železničkog školstva na tlu Jugoslavije.

Narudžbe prima izdavač: DP ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ, 11000 BEOGRAD, Nemanjina 6, pošt. fah 498.

Tipizacija vagon cisterni FVK na primeru kola za prevoz belih derivata nafte (SNCF)

UDK 656.2:629.463.3

Arandjel BABIĆ, dipl.inž.
Slaviša STANKOVIĆ, dipl.inž.
Zoran MINOVIĆ, dipl.inž.
Tomislav SIMOVIĆ, dipl.inž.

1. OPŠTE NAPOMENE

U toku 1985. godine, na nivou proizvodjača šinskih vozila Jugoslavije, doneta je odluka o pristupu izradi projekta, "Tipizacija, unifikacija i standardizacija vagon cisterni JŽ". Za nosioca projekta je odredjena Fabrika vagona Kraljevo.

Na nivou IRC-a FVK formiran je tim saradnika iz oblasti projektovanja i ispitivanja za rad na ovom Projektu. Već sledeće godine prezentirani su prvi rezultati u obliku, "Tehničkih uslova za gradnju i isporuku vagon cisterni". Oni su, maja 1987. godine, usvojeni na Tehničkoj komisiji za razvoj teretnog kolskog parka ZJŽ (1) i kao takvi predstavljaju osnov za projektovanje vagon cisterni.

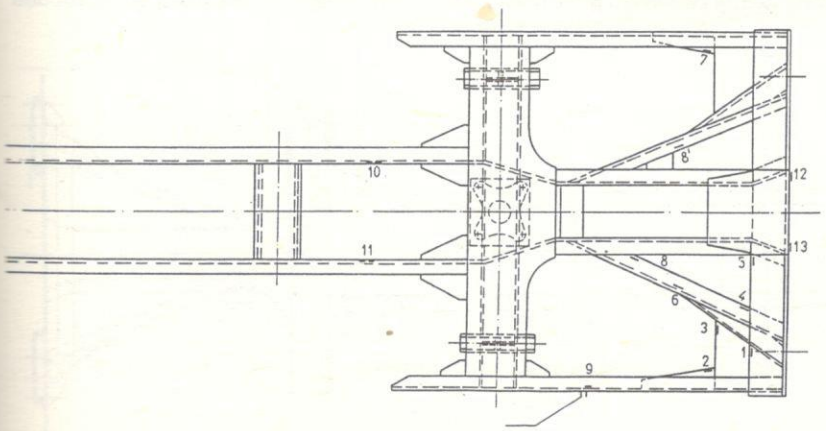
Iza ovoga dolazi do zahteva drugih proizvodjača da učestvuju u izradi Projekta, a zatim odgovarajućih razilaženja oko podele posla u okviru celine tako da ubrzo imamo i prekid daljeg zajedničkog rada. Period dogovorne ekonomije je sigurno učinio da do ovih nesporazuma dodje, medjutim postignuti rezultati, iako u mnogo manjem obimu nego što su planirani, imaju svoju težinu i doprinos.

Fabrika vagona Kraljevo je nastavila u okviru svojih mogućnosti da radi na daljoj realizaciji Projekta.

Predloženi i usvojeni "Tehnički uslovi..." obuhvataju 13 poglavlja u kojima su detaljno navedeni propisi:

- Za izradu svih podsistema vagon cisterni,
- za izradu i overu dokumentacije,
- nadzora u gradnji,
- u ispitivanju i
- predaji kola.

U delu dokumentacije date su osnovne dimenzije razmak svornjaka obrtnih postolja, prečnika i zapremine kotla (TABELA1.), zatim crteži prelaznica i stepenica"



Slika 1. Noseća struktura - polazno rešenje za tipizaciju

S obzirom na broj i kompleksnost poglavlja, u ovom članku se daju razvojno-istraživački rezultati dobijeni u definisanju najpovoljnijeg tipa noseće strukture vagon cisterne kao jednog potprojekta.

2. RAZVOJ ISTRAŽIVANJA OPTIMALNE NOSEĆE STRUKTURE VAGON CISTERNI

Pre pristupanja radu na Projektu, FVK je imala već realizovanih 30 četvoroosovnih i 2 dvoosovne vagon cisterne različitih tipova konstrukcije i namene.

Većina tipova poseduje Elaborate o izvedenim statičkim i dinamičkim ispitivanjima u prvom redu prema kriterijumima preporuka ORE-a i železnica DB, PKP, ČSD, SU i dr.

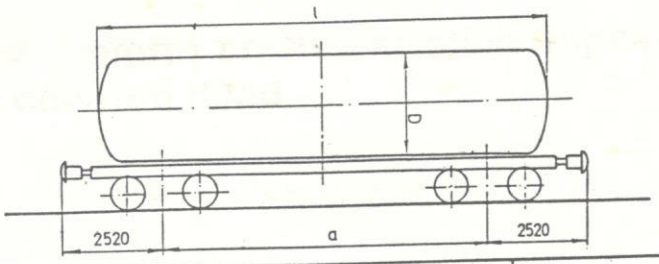
Ispitivanja je izvodio FVK - Opitni centar u svojim laboratorijama i uz korišćenje mernih kola.

Podaci dobijeni u ispitivanjima predstavljaju dragocenu banku podataka za sprovodjenje daljih analiza radi poboljšanja postojećih, odnosno projektovanju novih rešenja.

Kao polazno tipsko rešenje uzeta je noseća struktura vagon-cisterne sa kosnicima u čeonom delu, bočnim nosačima i bočnom vezom kotla i postolja, zatim osloncima kotla na sredini i dr. (2) (3).

Istraživanja optimalne noseće strukture su se odvijala u više pravaca. Svaki od pravca (koncepcija) je realizovan potpuno, projektovani i izrađeni su prototipovi, izvršena ispitivanja, a zatim potrebne rekonstrukcije.

TABELA 1. – Osnovni konstrukcijski podaci vagon cisterni (1)



a(mm)	8660	9360	9860	10200	11060	12100	13660
l(mm)	11060-11860	11750-12560	12260-13060	12600-13400	13460-14260	14500-15300	16060-16860
D(mm)	ZAPREMINA CISTERNE V (m^3) ZA OPTEREĆENJE 20 t PO OSOVINI						
2000	33 - 36	35 - 38	36 - 40				
2200	39 - 43	42 - 46	44 - 48	45 - 49			
2300	43 - 47	46 - 50	48 - 52	49 -53			
2400	46 - 52	50 - 55	52 - 57	53 - 59			
2600	54 - 61	58 - 64	61 - 67	62 - 69	67 - 73		
2800	62 - 70	67 - 74	70 - 77	72 - 79	77 - 85	83 - 91	
2900		71 - 80	75 - 83	77 - 85	82 - 91	89 - 98	97 - 103
3000				82 - 91	88 - 97	95 - 104	104 - 110

2.1. Koncepcija A

Noseća struktura je izradjena: - bez bočnih nosača u čeonom delu,

- sa gumenim amortizerom nad jednim poprečnim nosačem donjeg postolja za (prijem podužnih sila) ogibljenje kotla u podužnom pravcu,

- sa dva oslonca kotla u srednjem delu, pri čemu

- čeoni nosač sa centralnim i kosnicima predstavlja vrlo kompletnu strukturu za uvodjenje bočnih podužnih sila sa odbojnika na centralne nosače.

Razvoj vagon-cisterne ove koncepcije je trajao 3 godine. Prvi prototip je u ispitivanjima više puta rekonstruisan. "Drugi" prototip je izveden sa svim poboljšanjima i nakon sprovedenih ispitivanja isporučen u okviru serije kola (4).

Ova cisterna je namenjena za prevoz benzina, kotao je zapremine 77 m^3 i izradjen je od lima male debljine (plašt 5mm i dance 7 mm).

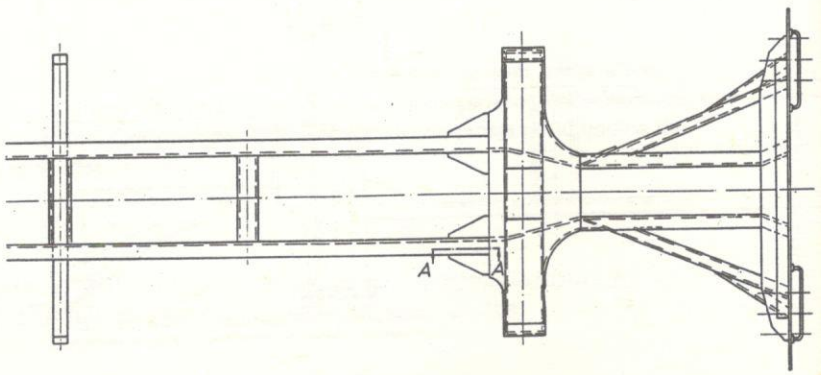
U ovom izvodjenju vagon cisterne ključnu ulogu ima ogibljenje kotla u podužnom pravcu (paketi gumenih ploča). Vrednosti sila na odbojniku u sudaru su dvostruko manje nego kod vagon cisterni sa krutom vezom kotla i postolja pri nominalnoj brzini naletanja 15km/h i istim masama u sudaru.

Tehnička rešenja primenjena na ovim kolima zahtevaju poštovanje propisane tehnologije za proizvodnju. (slika 3)

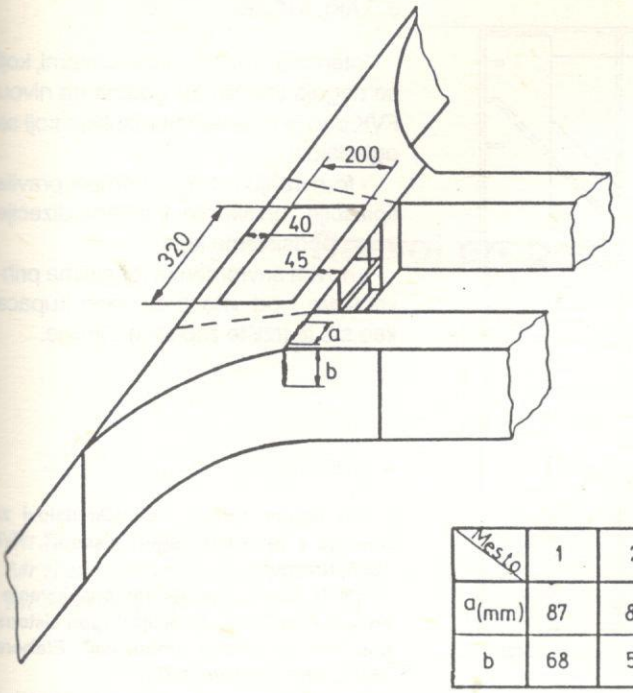
Ova kola su više od 10 godina predstavljala tipiziranu vagon cisternu JŽ za prevoz benzina.

2.2. Koncepcija B

U međuvremenu je na nivou razvoja FVK osvojena metodologija proračuna



Slika 2. Noseća struktura vagon cisterne za prevoz benzina (77 m^3), koncepcija A.



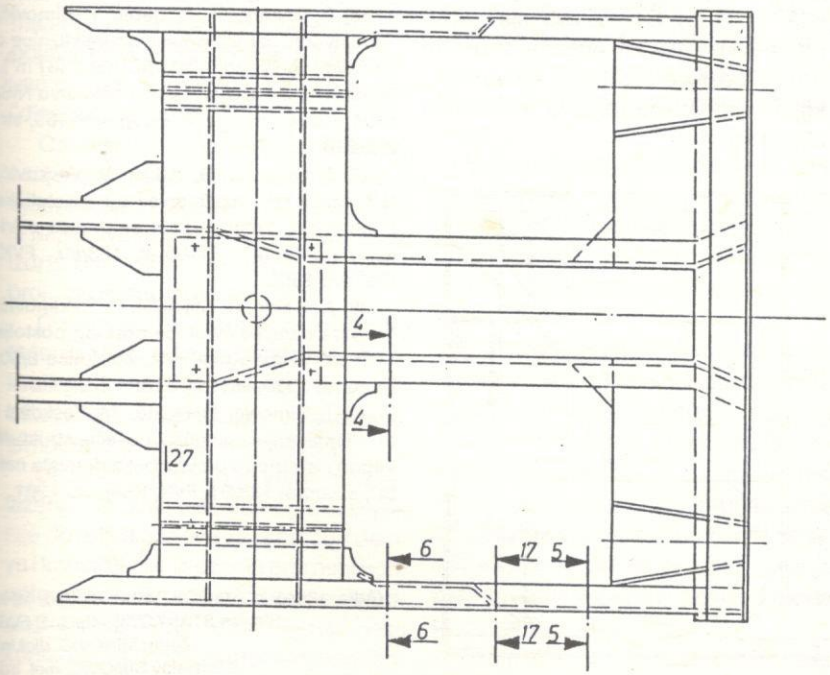
Mesto	1	2	3	4
a(mm)	87	82	70	77
b	68	50	67	38

Sliia 3. – Konstrukcijski uslovi za izvođenje spoja glavnog poprečnog sa čeonim centralnim nosačem.

složenih nosećih struktura na računaru uz korišćenje razvijenih softwareskih paketa STRESS odnosno SAP.

Nakon detaljne analize više izvedenih proračuna postojećih tipova kola usvojeno je rešenje noseće strukture za vagon cisterne:

- bez kosnika,
- sa klasičnom bočnom vezom kotla u čeonom delu,
- bez oslonaca kotla u srednjem delu noseće strukture,
- bočnim nosačima na gornjoj granici iskorišćenja materijala i



Slika 4 Noseća struktura cisterne prema koncepciji B.

- centralnim nosačima UNP 26 kao u prethodnoj koncepciji.

Vagon cisterna ove koncepcije je omogućavala vrlo efektno uvodjenje bočnih horizontalnih sila na centralne nosače preko krutih čeonih nosača. (5).

Nepostojanje srednjih oslonaca kotla je uvedeno radi poboljšanja mirnoće hoda, posebno kod kola manjeg razmaka izmedju svornjaka obrtna postolja (6).

Potvrda kvaliteta ove koncepcije je dobijena u akcidentu, pri naletanju voza sa lokomotivom 661, brzinom 60 km/h. Bočni nosači u čeonom delu su potpuno deformisani pri čemu je kotao ostao neoštećen dok je zadnje obrtno postolje gledano u pravcu sudara izletelo ispod kola.

2.3. Koncepcija C

Na bazi rezultata dobijenih u eksploataciji cisterni sa srednjom vezom kotla i postolja, prišlo se istraživanju jednog ovakvog rešenja sa željom da predstavlja unificirani tip kola za JŽ.

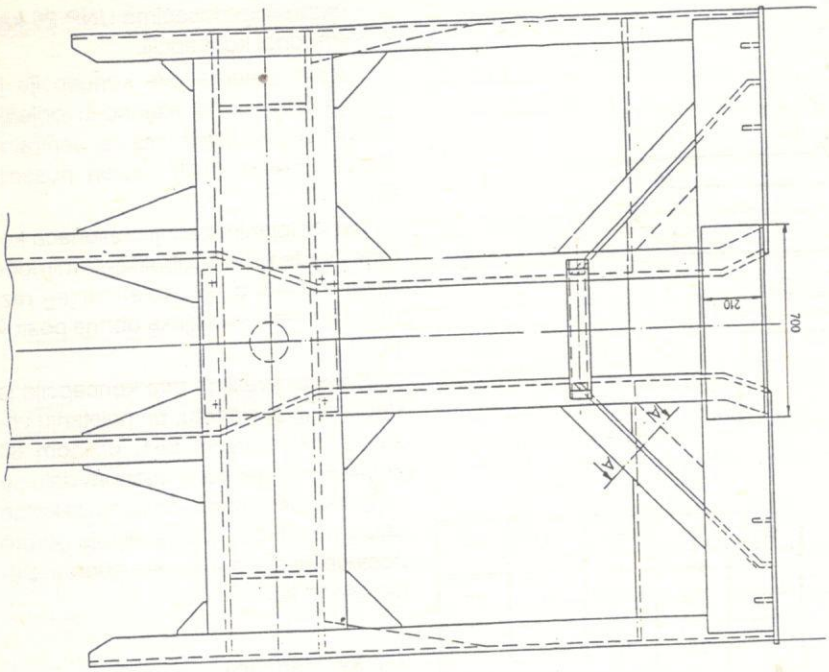
Izvršeni su potrebni proračuni čvrstoće noseće strukture za usvojeni model, a zatim se prišlo izradi prototipa kola.

Nakon izvodjenja prvih proba, uočena su mesta sa relativno visokim koncentracijama napona i to naročito u elementima veze kotla. Ovde treba napomenuti da je za vagon-cisterne ove koncepcije najnepovoljnija proba podizanja natovarenih kola na jednom kraju. Za angažovanje kotla u podizanju kola, ugradjeni su specijalni podmetači - oslonci na krajevima kotla, u delu čeonog dela postolja (7).

2.4 Koncepcija D

Uvođenje u eksploataciju obrtnih postolja Y25 Lsd (8) sa povećanim osovinskim opterećenjem (22,5 t), predstavljalo je izazov za razvojni tim projektanata i istraživača na nivou FVK.

Uvažavajući sva iskustva stečena u radu na prethodno navedenim koncepcijama, prišlo se izradi vagon cisterne za prevoz belih derivata nafte, ukupne mase 90 t, za tržište Francuske.



Slika 5 Noseća struktura prema koncepciji C.

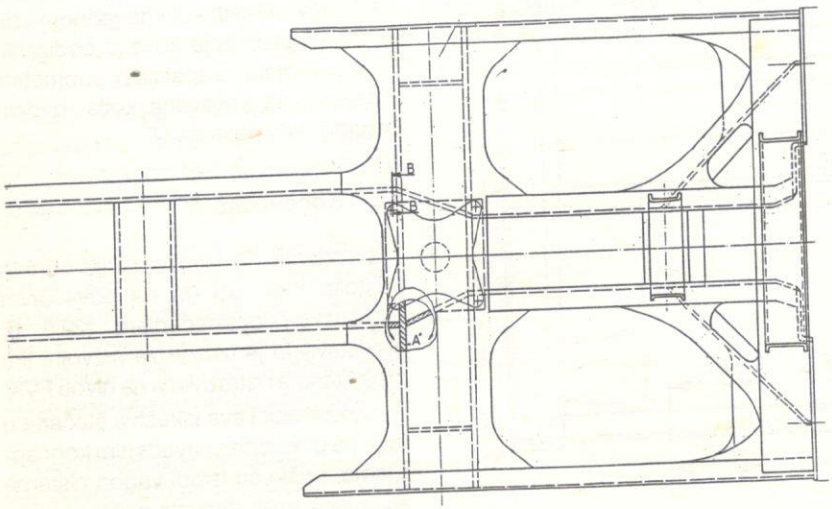
Kompletan razvojni ciklus, od projektovanja, izrade prototipa i ispitivanja je praćen i odobravan od stručnjaka SNCF-a.

Statička ispitivanja čvrstoće su izvedena u Kraljevu, a dinamička ispitivanja naletanjem u Kraljevu i Vitry-ju. U ovim ispitivanjima je postignuta potpuna podudarnost rezultata ispitivanja tako da je ova vagon cisterna dobila sve potrebne dozvole za izvoz na francusko tržište.

Koncept ovog rešenja vagon cisterne se zasniva na:

- krajnjoj vezi kotla i postolja
- čeonom delu postolja bez klasičnih kosnika (od valjanih profila),
- srednjem osloncu kotla na postolje.

Posebno se ističe da su poprečni preseci elementa noseće strukture optimalni sa gledišta opterećenja kojima je podvrgnuta konstrukcija ORE B12/RP17) (9). Ovo se ilustruje relativno malom masom noseće strukture (donje postolje 3350 kg i kotao 7250 kg) u odnosu na ukupnu masu kola 23800 kg.



Slika 6 Noseća struktura cisterne od 95 m^3 proizvod "F"

3. ZAKLJUČAK

Intenzivan razvoj vagon-cisterni, koji se neguje zadnjih 20 godina na nivou FVK dao je izvanredne rezultate koji se ogledaju u:

- formiranju i strogoj primeni pravila tipizacije, unifikacije i standardizacije kola i podsistema kola,
- novim savremenim rešenjima prihvaćenim i od vrlo probirljivih kupaca kao što je tržište zapadne Evrope.

4. LITERATURA

(1) Grupa autora "Tehnički uslovi za gradnju i isporuku vagon cisterni", FVK 1986, Kraljevo.

(2) R. Rakanović, A. Babić Ispitivanje i analiza noseće konstrukcije vagon cisterne tipa Rah za prevoz amonijaka", Elaborat 16/71, FVK, Kraljevo, 1971.

(3) R. Rakanović, A. Babić, "Elaborat uber statische und dynamische prüfung des wagens für die befärderung von tiehnischen gasen u, Elaborat 17/71, FVK, Kraljevo 1971.

(4) R. Rakanović, A. Babić, T. Simović i dr. "Ispitivanje i analiza noseće konstrukcije vagon cisterne za prevoz benzina" Elaborat 40/77 FVK, Kraljevo, 1977.

(5) R. Rakanović, A. Babić, T. Simović i dr. "Ispitivanje vagon cisterne Zaes (65m^3)" Elaborat 73/84, FVK, Kraljevo, 1984.

(6) R. Rakanović, A. Babić, T. Simović, "Istraživanje uzroka pojave udara kliznice o mazalicu kod vagon-cisterni Zaes-z (61 m^3), Savetovanje o železničkom mašinstvu NiŠ, 1984, i Železnice br. 2, Beograd 1985, str. 207-210.

(7) T. Simović, Đ. Đokić, M. Vesković, G. Milojičić i dr. "Ispitivanje i analiza statičke i dinamičke čvrstoće kola za prevoz natrijum-hipohlorita", Elaborat 123/89, FVK, Kraljevo 1989.

(8) A. Babić, G. Milojičić, R. Rakanović, "Analiza statičke čvrstoće obrtnog postolja Y25Lsd" proizvodnje FVK, Železnice 8/90, Beograd 1990, str. 909-913.

(9) T. Simović, Đ. Đokić, M. Vesković i dr. "Ispitivanje i analiza noseće strukture vagon cisterne za prevoz belih derivata nafte", Elaborat 138/91, FVK, Kraljevo, 1991.

(Adresa autora: Aranđel BABIĆ, dipl.inž. MFK,
Slaviša STANKOVIĆ, dipl.inž. FVG,
Zoran MINOVIĆ, dipl.inž
i Tomislav SIMOVIĆ, dipl. inž.
Fabrika vagona Kraljevo)

Razvoj programskog modula za izbor raspodele karakteristike izdržljivosti materijala elemenata vagonske konstrukcije

UDK 656.2:629.4.023

Mr Dušan SPASIĆ
Mr Stojan STAMENKOVIĆ
Mr Miodrag MANIĆ

1. OPŠTA RAZMATRANJA

U toku rada delovi mašina i konstrukcija izloženi su opterećenju koje je promenljivo po veličini, a često i po smeru. Njihovi materijali teže podnose opterećenja koja se u toku vremena menjaju – dinamička, nego mirna – statička.

Dugotrajno dejstvo periodično promenjivog opterećenja može da dovede materijal do postepenog razaranja. Ta pojava zove se zamaranje, a tako izazvan prelom – prelom usled zamora ili "dinamički prelom".

Osnova za racionalno dimenzionisanje delova izloženih promenljivom opterećenju je dinamička čvrstoća, a to je najveći napon koji materijal može da izdrži bez loma i pri neograničenom broju promena opterećenja.

Čvrstoća pri promenjivom opterećenju zavisi od niza uticajnih veličina: kvaliteta i stanja površine, korozionih oštećenja, frekvencije opterećenja, temperature, oblika, dimenzije itd.

Uticaj oblika toliko je veliki da iznalaženje karakteristike samog materijala nije dovoljna osnova za proračun delova i konstrukcija izloženih promenjivom opterećenju. Proračun ne može da posluži za odluku o uptorebljivosti neke konstrukcije izložene promenjivom opterećenju, već se konstrukcija mora ispitati u uslovima koji su što sličniji uslovima eksploatacije.

2. PRIPREMA PODATAKA ZA RAZVOJ PROGRAMSKOG MODULA

Za izbor karakteristike izdržljivosti materijala treba ispitati veliki broj elemenata na nekoliko nivoa amplituda promenjivog opterećenja a dobijene rezultate statistički obraditi. Broj elemenata zavisi od unapred poznatog stepena tačnosti i pouzdanosti dobijenih rezultata.

Krajnji cilj statističke obrade podataka je zavisnost između čvrstoće (σ), trajnosti (N) i verovatnoće razaranja (F).

Istraživanja koja su vršena za određivanje karakteristike zamora materijala elemenata mašinskih konstrukcija, daju pouzdane podatke da za raspodelu veličine raspoložive mere akumulacije zamora u materijalu može da se uzme normalna ili logaritamsko-normalna raspodela. Logaritamsko-normalna raspodela prati karakteristike izdržljivosti materijala (1) i (2), nije simetrična i najpogodnija je za opisivanje veka trajanja ili trajnost pojave i može se primeniti u vagonogradnji.

Dinamička izdržljivost mašinskog elementa znato se razlikuje od dinamičke izdržljivosti epruvete. Na primer, za elemente opšte namene, može se dobiti direktnim ispitivanjem materijala elementa ili uzimanjem podataka materijala epruvete uz korekciju vrednosti, faktorima koji obuhvataju određene promene.

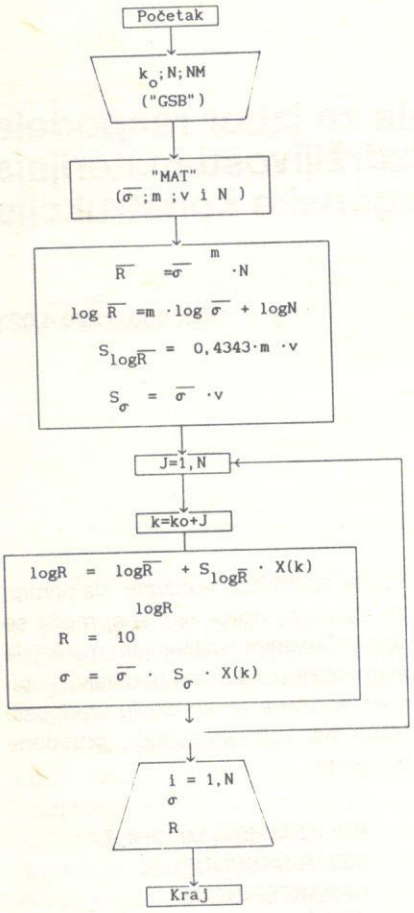
3. PROGRAMSKI MODUL ZA IZBOR RASPODELE KARAKTERISTIKE IZDRŽLJIVOSTI MATERIJALA

Postupak obrade podataka i određivanje karakteristika izdržljivosti materijala prikazan je logičkim dijagramom na slici 1. Programski modul ima naziv "Program SKM". Određivanje karakteristike raspodele izdržljivosti materijala na osnovu matematičkih izraza namenjenih za tu svrhu, a da računar taj problem obradi, treba ih preneti na odrogavajući programski jezik. Ovde će biti prikazani izrazi u programskom jeziku FORTRAN-IV. Obrada modula vršena je na Ei-Honeywell-ovom sistemu H6/95 u operativnom sistemu GCOS 6-R4.0.

U daljem toku rada biće delimično prikazani matematički izrazi koji se koriste za određene veličine.

Sistem ulaznih podataka obuhvata početni broj k_o i za broj nivoa promena

N odmah se vrši učitavanje brojeva $X(k)$ za $k=k_o + N$ iz generatora slučajnih brojeva. Odmah se učitava i redni broj



Slika 1 – Logički dijagram za određivanje karakteristika izdržljivosti materijala za logaritamsko normalni zakon raspodele

materijala NM od koga će biti izrađen element.

Spoljnji programski modul "MAT" može, a ne mora da se koristi, daje podatke o materijalima za izradu elemenata u vagonogradnji sa karakteristikama izdržljivosti materijala ($\bar{\sigma}$; m; v i N) i to za razne vrste čelika.

U bloku B-1, računa se srednja logaritamska vrednost raspoložive mere akumulacije zamora materijala

$$\log \bar{R} = m \cdot \log \bar{\sigma} + \log N \qquad (1)$$

uz primenu korekcionih faktora, a zatim srednje kvadratno odstupanje.

$$S_{logR} = 0{,}4343\, m \cdot v \qquad (2)$$

U istom bloku računa se srednje kvadratno odstupanje dinamičke izdržljivosti:

$$S_\sigma = \bar{\sigma} \cdot v \qquad (3)$$

TABELA 1 – Statističke karakteristike materijala

Zakon raspodele: Logaritamski normalni		
Materijal C.4321 (20MNCR5)		
Srednja vrednost dinamičke izdržljivosti	SIGLIM	= 445.000MPA
Srednje kvadratno odstupanje	SKOSGF	= 40.050
Koeficijent varijacije	NI	= 0.090
Exponent Woehler-ove krive	MF	= 8.700
Bazni broj promena opterećenja	NFO	= 0.30000E+07
Srednja vrfednost raspoloživog resursa	ALRFSR	= 29.5178
Srednje kvadratno odstupanje	SKOARF	= 0.3401

Slučajne vrednosti karakteristika izdržljivosti materijala

Redni broj	Dinam. izdržljiv.MPA	Raspoloživi resurs
1	482.09	0.441549E+30
2	441.32	0.250686E+30
3	395.30	0.256243E+30
4	484.61	0.205631E+30
5	423.05	0.157199E+30
6	460.46	0.319548E+30
7	446.04	0.113944E+30
8	450.45	0.620748E+30
9	488.13	0.533252E+30
10	512.56	0.319300E+30
11	539.16	0.584736E+29
12	549.33	0.260080E+30
13	467.71	0.205954E+30
14	421.33	0.318808E+30
15	442.96	0.263769E+30
16	442.84	0.823513E+30
17	474.88	0.129354E+30
18	438.19	0.288622E+30
19	399.94	0.165408E+30
20	467.28	0.908674E+29
21	419.33	0.724831E+30
22	393.70	0.515209E+30
23	437.59	0.332313E+30
24	416.72	0.299680E+30
25	519.29	0.323335E+30
26	500.07	0.374309E+30
27	476.08	0.392315E+30
28	467.31	0.264634E+30
29	432.22	0.165408E+30
30	425.58	0.908674E+30
31	405.19	0.433676E+30
32	375.83	0.818377E+30
33	510.36	0.528682E+30
34	475.56	0.772310E+30
35	413.60	0.690500E+30
36	411.72	0.253645E+30

U sledećem koraku, u petlji vrši se promena broja ispitivanja ($J=1,N$), da se u daljem koraku promeni početni broj Ko na $k=ko + J$ i učitavaju se novi brojevi $X(k)$ iz generatora slučajnih brojeva.

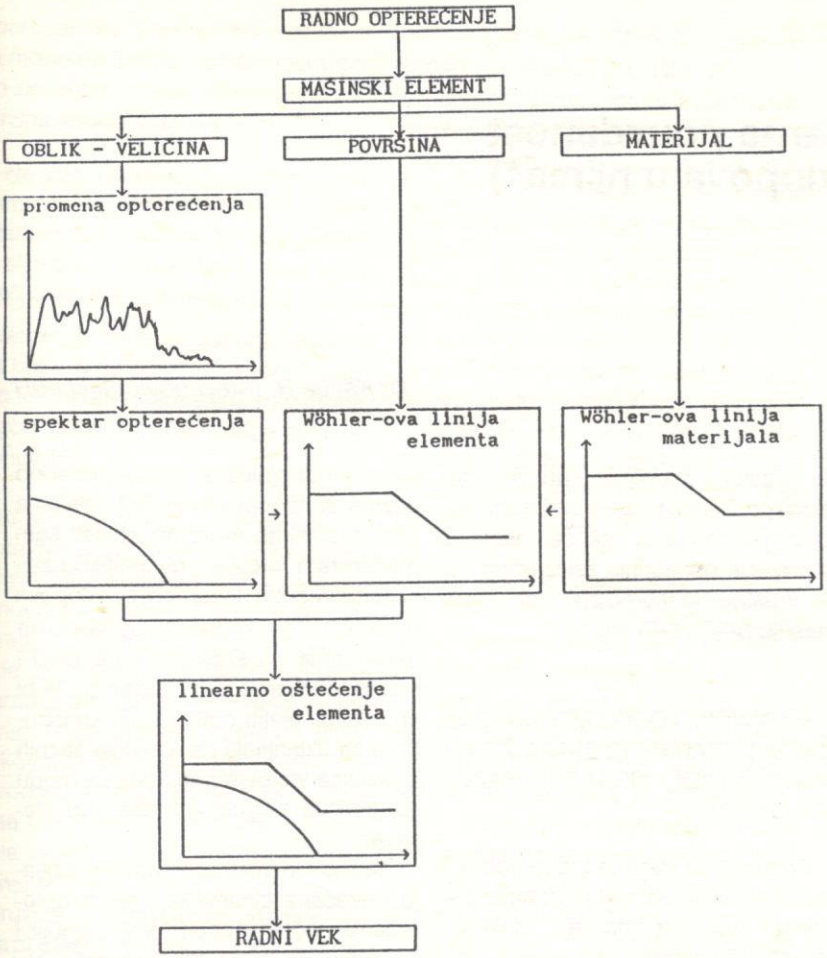
U bloku B-2 računa se promenljiva logaritamska vrednost

$$\log R = \log \bar{R} + S\, x(k) \qquad (4)$$

i stvarna vrednost raspoložive mere akumulacije zamora u materijalu:

$$R = 10^{\log R} \qquad (5)$$

Izlazni rezultati za određivanje dinamičke izdržljivosti čelika (Č.4321) od toga se izrađuju elementi postolja vagona priloženi su u tabeli T.1.



Slika 2 – Tok proračuna veka trajanja elementa

4. ZAKLJUČAK

Programski modul za izbor karakteristike izdržljivosti materijala omogućuje istraživanje izdržljivosti radi smanjenja dimenzija elemenata mašinskog sistema. Za trajnost pojava i veka trajanja korišćena je logaritamsko-normalna raspodela, jer nije simetrična i najpogodnija je za praćenje karakteristike materijala. Primenom korekcionih faktora može se na osnovu dinamičke izdržljivosti epruvete odrediti dinamička izdržljivost elemenata mašinskog sistema. Pri izboru materijala treba imati u vidu opterećenje, čime se omogućuje izbor kvaliteta što je usko vezano za funkciju cilja elemenata mašinskog sistema: male dimenzije, veliki stepen iskorišćenja, sigurnost u radu, jednostavno održavanje i realna ekonomska vrednost.

LITERATURA

1. Juran M. J., Gryna M. F., Quality Planning and Analysis, Form Product Development Through Usage, McGraw-Hill Book Company, New York, 1970.

2. Lipson C., Sheth., Statistical Design and Analysis of Engineering Experiments, McGraw-Hill Kogakusha, Ltg., London, 1973.

3. Vujanović N., Teorija pouzdanosti tehničkih sistema, Vojno izdavački i novinski centar, Beograd, 1987.

4. Kogaev B.P., Rasčoti na pročnost pri naprjaženijah peremenih va vremenji, "Mašinostroenie", Moskva, 1977.

(Adresa autora: mr Dušan SPASIĆ, prof., MTŠ "15 maj" Niš, mr Stojan STAMENKOVIĆ, predavač, VTŠ – Niš i mr Miodrag MANIĆ, asistent – Mašinski fakultet – Niš)

Udarni efekti i vibroudarna pouzdanost železničkih vozila i sklopova u njima*)

UDK 629.4:629.02.004.1

Dr Katica R. (Stevanović) HEDRIH

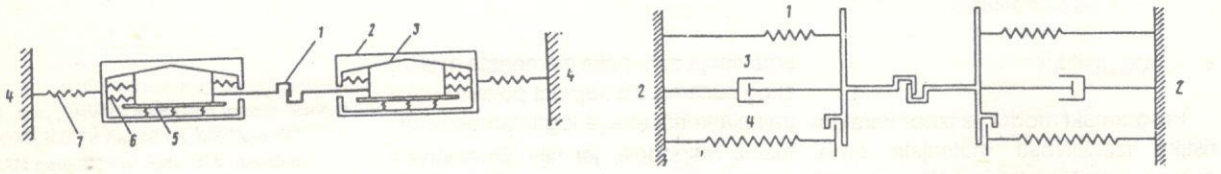
1. UVOD

Izučavanje oscilatornih i udarnih efekata koji se javljaju u sistemima železničkih kompozicija u interakciji sa šinama, podlogom i teretom značajno je sa više aspekata i bilo je delimično ili u celini predmet izučavanja, bilo teorijski, bilo eksperimentalno, velikog broja naučnika i stručnjaka iz oblasti železničkog mašinstva i srodnih nauka. Neke od značajnijih referenci, kao i autora, prema subjektivnoj selekciji, navedene su u spisku literature. U tom kontekstu u radu (1) dat je sveobuhvatniji spisak literature i navedeni neki aspekti primene najvnovijih saznanja terorije oscilacija na železnička vozila u preglednom smislu pružajući neke smernice za moguća dalja teorijska i eksperimentalna istraživanja ponašanja železničkih vozila u uslovima vibraciono pobuđenih kretanja železničkih vozila.

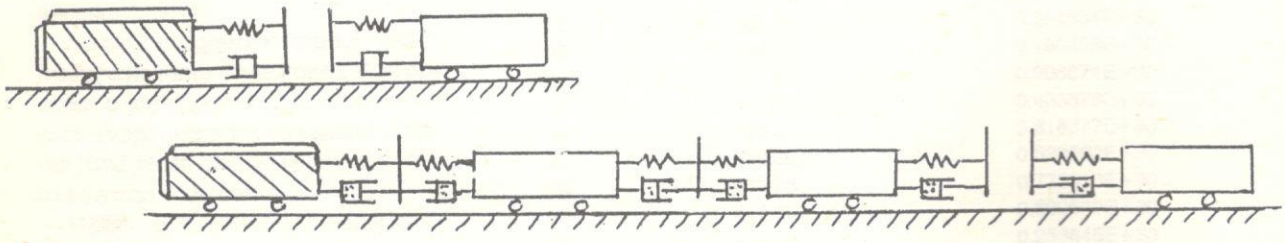
2. DINAMIČKI MODELI MEHANIZAMA UDARA I UDARNIH EFEKATA ŽELEZNIČKIH VOZILA I VIBRACIJE IZAZVANE UDAROM

Pri spajanju vagona i lokomotive ili vagona javljaju se sudari udarnih elemenata koji predstavljaju posebne konstrukcije elastično prigušenih sklopova sa odbojnicima. Zato je potrebno poznavati teoriju dinamičkih sistema čijim modelima možemo opisati sam mehanizam sudara i dinamičkog ponašanja vagona i lokomotive i sklopova u njima. U tom kontekstu posebno se treba uputiti na saznanja o dinamici i stabilnosti vibroudarnih sistema. Da bi se postigli efekti optimizacije konstrukcija za uklanjanje i smanjenje štetnih posledica vibroudarnih kretanja mogu se koristiti prigušivači udarnog dejstva.

Sudari kinematičkih parova izazivaju povećana dinamička udarna opterećenja snižavajući pri tome trajnost i pouzdanost železničkog sistema. Vi-



Slika br. 1 i 1a



Slika br. 2 i 2a

broudarna dejstva između lokomotive i vagona, odnosno sistema vezanih vagona mogu se posmatrati deterministički, stohastički ili determinističko-stohastički, te je od posebnog interesa izučavanje vibroudarnih dejstava radi određivanja uslova koji bi obezbedili regulisana kretanja sistema vagon-lokomotiva, a istovremeno smanjio štetni uticaj sudarnih efekata unutar sistema.

Uzajamna udarna dejstva članova udarnog sistema su nelinearna i treba ih izučavati kao dinamičke modele određene strukture i geometrije udarnih parova, ili sistema sa udarnim parovima. Prema teoriji vibroudarnih sistema pod udarnim parom se podrazumeva skup od dva člana koji se sudaraju

*) Rad je autor posvetio uspomeni prof. dr Stojadina STOJIČIĆA, koji je sav svoj život posvetio konstruisanju železničkih vozila i istraživanjima u toj oblasti. Rad je urađen u okviru Projekta 1113 koji finansira Ministarstvo za tehnologiju Republike Srbije.

u određenim uslovima. Dva udarna člana mogu obrazovati različit udarni par, što zavisi od njihove geometrije površi i brzina sudara članova para.

Na skici 1a prikazana su dva udarna elementa – udarni par koji je kod železničkih vozila udarno-vučni sklop, dok je na slici br. 1a šematski prikazan sklop kvačila sa oprugama i prigušnicama.

Na slici 2. je prikazan par udarnih sistema koji čini lokomotiva i vagon, odnosno lokomotiva sa sistemom vagona i vagom na slici 2a (ove skice su iz reference (5)).

Kod ovih primera može se smatrati da se radi o jednodimenzionim vibroudarnim članovima kod kojih su kretanja članova kolinearna, ali imati u vidu da se radi i o sistemu sa više stepeni slobode oscilovanja, koji zavise od broja vagona u sistemu. Drugim rečima ovde se radi o strukturi vibroudarnog sistema koji ima više masa i jedan udarni par u procesu jednog udara, a da se broj masa i broj stepeni slobode uvećava posle svakog sudara koji je premešta na naredni par. Svaki vagon koji se pridružuje predstavlja član udarnog para sa poslednjim u lancu, posle čega se stapa u lančani sistem i postaje član sledećeg formiranog udarnog para i td. do formiranja kompozicije ili pak do prenosa udara u sistemu kočenja sa lokomotive na par poslednjih vagona u kompoziciji koja se zaustavlja.

Ako se ceo proces odvija serijski u lancu i u kratkom vremenskom intervalu formira se dinamički model sa serijom udara koji izazivaju vibroudarne efekte, a udar se pri tome premešta na kraj pretposlednjeg vagona. Ispitivanje dinamike kompozicije posle udara i priključenja narednog vagona svodi se na formiranje dinamičkog modela tipa lanca na koji dejstvuje udarno dejstvo pridodate mase–vagona, koja i povećava jedan stepen slobode kretanja.

Isto pitanje se postavlja i kada lokomotiva sa kompozicijom udari u graničnik pri zaustavljanju u železničkoj stanici bez prolaznosti. Graničnik za zaustavljanje predstavlja tada ograničeno pomerljiv udarni član tipa klizećeg pomerljivog graničnika.

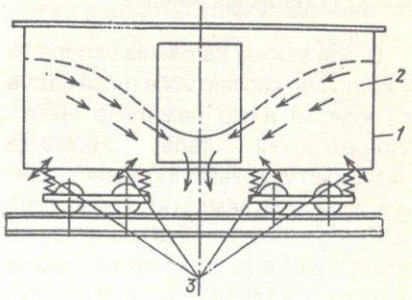
Vibracioni efekti koji se javljaju u elementima i instrumentima u vagonu odnosno lokomotivi, posle udara lokomotive o vagon potrebno je takođe proučiti i naći načine za vibroprigušenje efekata vibroudara, jer mogu izazivati razne havarije, ili proemećaje u radu instrumenata. U tom kontekstu, posebno je značajno poznavati i ukloniti štetne efekte vibroudara na reduktore, koji se i sami mogu ponašati kao vibroudarni parovi, posebno zbog zazora u kinematičkim parovima zupčanika. Sudari ili udari takvih zupčastih prava su mogući zbog elongacije oscilacija veće od zazora u zupčastim parovima. Povećana udarna opterećenja snižavaju vek trajanja i sigurnost kinematičkih parova ili elemenata sklopova u kojima su efektom udara izazvane oscilacije.

Zato je vrlo korisno dinamički ispitivati na vibroudarna dejstva pojedine sisteme u železničkoj kompoziciji, počevši od reduktora pa do kočnica. Takav jedan primer ispitivanja vibroudarnog dejstva na sistem kočnica, koje je veoma značajno iz sigurnosnih razloga, opisan je u referenci (4).

Efekat udara se može analitički predstaviti pomoću odskočne funkcije i može se opisati – aproksimirati Fourier–ovim redom koji sadrži beskonačan (ili se ograničiti na konačan) niz članova – harmonika, a sa tim i beskonačno mnogo frekvencija, tako da je dijapazon pobuđenih harmonika velikog opsega učestanosti, od najnižih ka najvišim i on otvara mogućnost pojave rezonancije i elemenata i celine različitih učestanosti i može dovesti do njihove katastrofe ako dođe do kolinearnog ili ortogonalnog slaganja više harmonika i u linearnim uslovima. Nelinearnosti povećavaju mogućnosti za usložnjavanje efekata nelinearne superpozicije i dovođenja i do stohastičnosti i pojave u faznim protretima takvih sistema efekata čudnih atraktora.

3. KORISNO DEJSTVO VIBRACIJA

Kao korisno dejstvo vibracija kojima se upravlja, je na primeru vibracionog istovara železničkih vagona sa sitnozrnastim materijalima koji su teret vagona. Na slici 3 prikazan je teretni vagon (iz reference (8)), i označena sa 1 karoserija, sa 2 sitnozrnasto opterećenje i sa 3 primarni karakter puta vibracione pobude oscilovanja tačaka karoserije čime se inicira i podržava proces vibroraster ećenja i istovara sitnozrnastog materijala. Karakter vibracija koje se saopštavaju određenim tačkama Karoserije vagona je takav da one saglasno šemi sa slike 3. ne samo da "rastresaju" materijal nego ga i usmeravaju ka mestu istovara.



Slika 3

4. VIBROIZOLACIJA

U modelu proračuna vibroizolacije i vibrozaštite sistema mogu se izdvojiti (vidi referencu (6)) tri osnovna podsistema: izvor proemećaja (što u slučaju železničkog vozila predstavlja neravnina šina ili udar među vagonima i lokomotive), objekt zaštite (karoserija ili uređaj u karoseriji ili ljudi i osoblja u vagonu (ili lokomotivi) i vibroizolacioni uređaj.

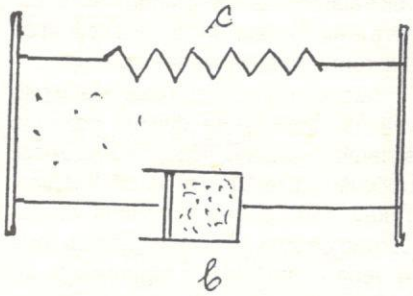
U prostijim slučajevima izvor vibracija i objekat se smatraju tvrdim telima koja se kreću po određenim putevima, ili zakonima ili na koje dejstvuju određene prinudne sile. Za dejstvo na sistem spoljašnje proemećajne sile, a takođe i unutrašnjih kojima uređaj vibrozaštite, smešten između izvora i objekta dejstvuje na njih, pretpostavlja se da je usmereno duž dela zajedničkih putanja. Zato se i taj deo puta može smatrati putem vibrozaštitnog uređaja.

Mogu se uvesti i pretpostavke da masa izvora ili objekta bitno prevazilazi masu drugog. Tada se kretanje "veće mase" može smatrati nezavisnom od kretanja "male mase". Kao što je najčešće slučaj "veliku masu" ima karoserija kao izvor i može se smatrati nepokretnom, ili pokretnom po određenom zakonu i kretanja sistema izazvano spoljašnjom, ili pokretnom po određenom zakonu i kretanje sistema izazvano spoljašnjom pobudnom silom koja dejstvuje na izvor vibracija. U tom slučaju kretanje karoserije možemo smatrati zadatim po nekom zakonu, i to kretanje igra ulogu kinematičkog poremećaja sistema.

U oba slučaja karoserija vagona (ili lokomotive) kao telo veće mase naziva se nosećim, a telo male mase "lakim". Vibroizolacioni uređaj predstavlja važniji deo vibrozaštitnog sistema. Njegov zadatak se sastoji od uspostavljanja takvog režima kretanja izazvanog zadatim kretanjima, pri kome se realizuje zadatak i cilj zaštite objekta. U mnogim slučajevima to se pokazuje dostižnim pri korišćenju bezinercionog uređaja (vidi referencu (6)) koji predstavlja relativni vibroizolator kod koga su unutrašnje sile, kojima dejstvuje na izvor i objekt vibrozaštite međusobno jednake veličine i u tom slučaju sile su proporcionalne elongaciji i brzini deformacije vibroizolatora. To je slučaj kada se radi o tipu linearnog bezinercionog vibroizolatora sa slike br. 4. Radi ocenjivanja efikasnosti vibrozaštite uvodi se pojam efektivnosti vibrozaštite (vidi referencu (6)) pod kojom se podrazumeva stepen realizacije cilja vibrozaštite. Kao mera efektivnosti vibrozaštite i stepena realizacije cilja vibrozaštite uvode se bezdimenzioni koeficijenti: koeficijent vibroizolacije Ω_R i koefdicijent dinamičnosti Ω_R . Prvi koeficijent se formira kao odnos amplitude sile predate nepokretnom objektu i amplitude proemećajne sile, a drugi je odnos amplitude uspostavljenih prinudnih oscilacija izvora poremećaja i statičke amplitude izvora poremećaja pod dejstvom statičke sile jednake amplitudi poremećajne sile izvora poremećaja.

Ako koeficijent efekta vibrozaštite zavisi od frekvencije pobude, onda se govori o efektivnosti vibrozaštite na datoj frekvenciji ili o vibrozaštiti u određenom frekventnom opsegu. Osnovni kriterijumi vibrozaštite su da su Ω_R, odnosno Ω_x manji od jedinice, i to se uvek ostvaruje za odnos frekvencija prinude i sistema veći od $\sqrt{2}$ dok za ostale vrednosti treba diskutovati svaki konkretni slučaj.

Prikazani linearni bezinercioni vibroizolirajući uređaj može se usvojiti kao elementarni i pomoću njega graditi hibridni po sistemu vezivanja u šemu redno, paralelno ili kombinovano, u kom slučaju je potrebno odrediti ekvivalentne koeficijente krutosti i prigušivanja.



Slika 4

Kako se kod železničkih vozila javljaju poremećaji poliharmonijskog dejstva, koji se mogu aproksimirati u vidu konačnog trigonometrijskog Fourier-ovog reda, to će se za potrebe izolacije javiti zadatak efektivne vibrozaštite u više frekventnih opsega o čemu se mora sačiniti detaljna analiza, koje će konstruktora dovesti do optimalnog izbora hibridnog uređaja efektivne vibroizolacije u više frekventnih opsega. Pri tome se mora voditi računa o amplitudnim i frekventnim spektrima dejstva poremećaja, a sa tim i o spektru koeficijenata vibroizolacije i koeficijenta dinamičnosti sa određenim frekventnim opsezima, koji moraju da zadovolje uslove efektivnosti vibrozaštite. Pojedinačni zahtevi efektivnosti vibrozaštite na određenom frekventnom oosegu, pri tome utiču na sveukupnost efekta vibrozaštite i obrnuto.

U citiranoj referenci (6) se mogu naći šeme hibridnih bezinercionih vibroizolatora sa odgovarajućim ekvivalentnim koeficijentima krutosti i prigušenja koji se mogu koristiti i u sistemima železničkih vozila.

Za vibroizolaciju mogu se koristiti i inercioni vibroizolatori sa međumasom, koji mogu obavljati funkciju i dinamičke aposrbcije, ali samo na određenom frekventnom opsegu.

5. KRITERIJUMI VIBROPOUZDANOSTI I VIBRONAPREGNUTOSTI I VIBROZAMOR MATERIJALA

Da bismo definisali pojam vibroudarne pouzdanosti železničkih vozila potrebno je da definišemo otkaz kao slučajni događaj. Potpuni ili delimični gubitak sposobnosti da sistem železničkih vozila ispunjava svoje funkcije naziva se otkazom. Otkaz sistema može biti rezultat razvoja defekta koji postoje u vozilu, njegovim elementima ili sklopovima od početka eksploatacije, ali isto tako mogu biti rezultat akomulacije oštećenja usled nepovratnih izmena u procesu eksploatacija pod dejstvom vibroudarnih efekata. Početna raspodela defekata (vidi referencu (6)), uslovi eksploatacije i uzajamno dejstvo sistema sa okolnom sredinom nose slučajni karakter, te zato otkaze treba smatrati kao slučajne događaje.

U teoriji pouzdanosti prihvaćeno je razlikovanje iznenadnih i postepenih otkaza. Pojam iznenadnog otkaza se koristi u slučajevima kada je teško opisati proces koji brzo vodi otkazu sistema. Kod železničkih vozila vrlo je važno eliminisati moguće pojave brzog otkaza, već predvideti prepoznavanje dinamičkog procesa i fenomena koji vode otkazu i katastrofi železničkog vozila ili nekih njegovih sklopova ili tereta koji se prevozi.

Zato je potrebno usvojiti odgovarajuće prostore teorije pouzdanosti primerene opisu i prepoznavanju dinamičkog procesa i fenomena koji vode otkazu železničkog vozila ili nekih njegovih sklopova, uređaja ili tereta. Prostor teorije pouzdanosti se bira na taj način da se pomoću njegovih elemenata može potpuno okarakterisati proizvoljno stanje sistema železničkih

vozila u uslovima vibroudara ili sistema vibroudara. Taj prostor je ustvari prostor stanja sistema ili fazni prostor i evolucija dinamičkog stanja se opisuje nekim vremenskim funkcijama, čija geometrijska interpretacije sadrži trajektorije stanja u tom prostoru. Skup tih trajektorija stanja daje fazni portret sistema u tom prostoru stanja. Takođe možemo uvesti i prostor kvaliteta funkcionisanja sistema železničkih vozila ili kompozicije. Svakoj osobini ili zahtevu koji treba da ispuni u vremenu sistem železničkih vozila ili pojedinačno svaki vagon ili lokomotiva odgovara trajektorija u prostoru kvaliteta. Znači da se kao prostori teorije pouzdanosti mogu usvojiti ova dva prostora: prostor stanja i prostor kvaliteta, a njima pridržiti i prostor ulaznih parametara sistema. Elementi prostora stanja i prostora kvaliteta i trajektorije u njima povezani su operatorom, koji može biti i operator identičnosti. U nekim slučajevima može se prihvatiti da je prostor kvaliteta podprostor prostora stanja železničkog vozila.

Skup stanja dinamičkog sistema koji odgovara konstruisanoj železničkoj kompoziciji u planiranim uslovima eksploatacije s gledišta kvaliteta u prostoru kvaliteta obrazuju oblast dopustivih dinamičkih stanja sistema. Granica oblasti dozvoljenih stanja odgovara graničnim stanjima i predstavlja površ u prostoru teorije pouzdanosti. Prvi presek trajektorije dinamičkog stanja železničke kompozicije sa tom graničnom površi u smeru izlaska iz prostora kvaliteta odgovara otkazu sistema od planiranog stanja.

U teroiji pouzdanosti železničkih vozila uvodi se još jedan prostor i to dijagnostički prostor ili prostor simptoma otkaza. U rezultatu posmatranja i merenja parametara dinamičkog sistema železničkih vozila biraju se neki parametri dinamičkog stanja koji indirektno karakterišu kvalitet dinamičkog sistema. Vektor iz prostora simptoma otkaza povezan je sa vektorom kvaliteta dinamičkog sistema vozila operatorom koji može da odražava nepotpunost informacija.

Uvedeni pojmovi raznih prostora u prostoru pouzdanosti dobijaju posebnu očiglednost ako se pojedinačno javljaju kao konačno dimenzioni. U tom kontekstu imajući u vidu i zakonske propise koje treba da zadovolje železnička vozila ovim prostorima može se dodati još jedan prostor u kome se mogu geometrijski prikazati granične vrednosti propisima definisane dopustive vrednosti parametara dinamičkog sistema.

U teoriji pouzdanosti, uvodi se i funkcija pouzdanosti kojom se karakteriše sposobnost sistema i njegovih sklopova i elemenata da funkcioniše u određenim realnim uslovima eksploatacije sa bezotkaznim radom u zadatom vremenskom intervalu. Kako su spoljašnja dejstva na železničku kompoziciju najčešće slučajnog i stohastičkog karaktera, to će i trajektorije u prostoru stanja dinamičkog sistema biti stohastičke, a otkaz slučajni događaj. Tada se funkcija pouzdanosti definiše kao verovatnoća prebivanja trajektorije stanja dinamičkog sistema u dopuštenoj oblasti prostora kvaliteta stanja sistema železničkih vozila, a u određenom vremenskom intervalu. Ulogu vremena pri tome može imati ne samo fizičko vreme nego i neki drugi parametri kao što su broj promena opterećenja, dužina puta i slično. Može se koristiti i pojam uslovne funkcije pouzdanosti, koja se definiše verovatnoćom sa nekim dopunskim uslovom.

Karakteristika dugotrajnosti železničke kompozicije se može definisati kao vreme do prvog otkaza, odnosno definisanjem srednjeg roka upotrebe.

Uz napred prihvaćenu teoriju o prostorima pouzdanosti možemo se uputiti na kriterijumima vibracione pouzdanosti prateći teorijski pristup dat u već citiranoj referenci (6). Cilj proračuna na vibracije i projektovanje vibrozaštitnih sklopova koji se ugrađuju u konstrukciju železničkih vozila, lokomotive ili kompozicije je da se nivo parametara vibracija svede na minimum ili dozvoljene granice ili pak da se stepen vibronapregnutosti elemenata i sklopova svede na dozvoljene granice. S obzirom da se radi o slučajnim oscilacijama to je nivo tih parametara vibropouzdanosti potrebno definisati pomoću stohastičkih karakteristika pojmova teorije pouzdanosti u dozvoljenoj oblasti prostora kvaliteta stanja, odnosno skupom parametara vibracionog polja.

Kao najprostija i najviše upotrebljavana mera vibronapregnutosti i kod železničkih vozila može se prihvatiti maksimalna veličina vibroubrzanja, bilo izmerena u aposlutnim jedinicama, bilo u odnosu na ubrzanje zemljine teže. Uslovi vibropouzdanosti bi nametali kriterijum da maksimalno vibroubrzanje ne prelazi granično dopustive vrednosti.

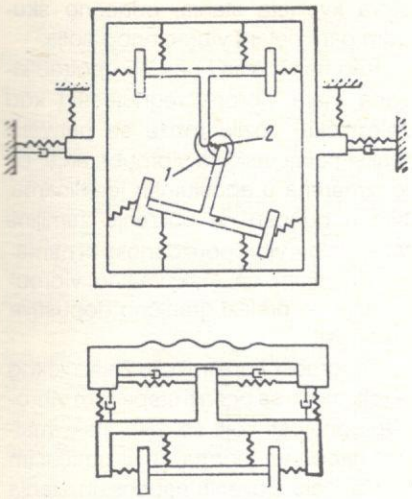
Otpornost konstrukcije železničkog vozila može se oceniti stepenom vibronapregnutosti koja se meri maksimalnim naponom (normalnim ili smičućim ili u slučaju složenih naponskih stanja nekim maksimalnim ekvivalentnim naponom) koji ne treba da pređu dopuštene vrednosti. Uključivanjem u parametre kvaliteta i sile i momente, koji se javljaju u elementima i sklopovima železničkog vozila omogućava se da uvedemo i pojmove vibracione nosivosti i izdržljivosti elemenata i sklopova.

Ukoliko se vibraciono opterećenje, koje u konačnom proračunu vodi otkazu sistema obično sprovodi akumulacijom oštećenja, to je pravilniji pristup ka oceni vibracione pouzdanosti zasnovan na razmatranju procesa akumulacije oštećenja. Jedno od preimućstava prilaza ka vibracionom proračunu na osnovu metode teorije pouzdanosti sastoji se u mogućnosti kompleksnog proračuna različitih faktora koji utiču na vibropuzdanost i vibrotrajnost železničke kompozcije, vagona ili lokomotive i njihovih sklopova.

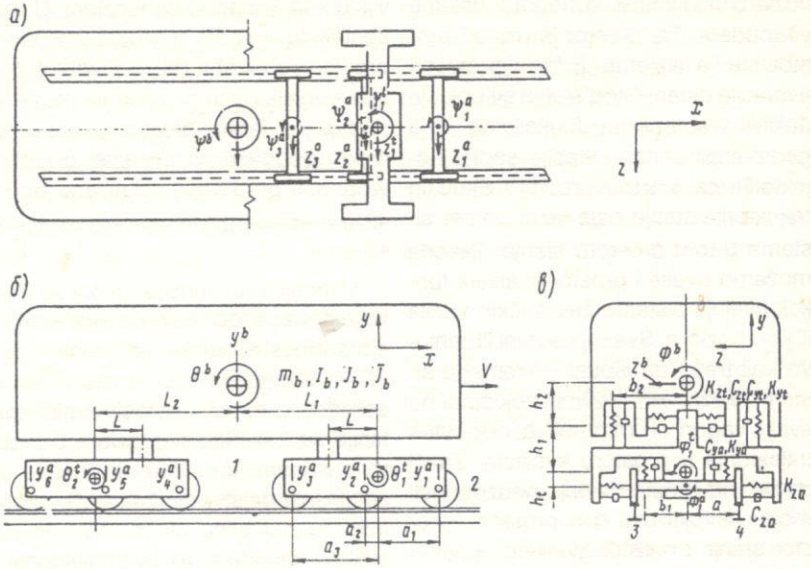
6. OSCILATORNI MODELI LOKOMOTIVE I VAGONA

Na priloženim slikama 5, 6, 7 i 8 (pozajmljeno iz reference (5)) prikazane su redom skice dinamičkih modela: opšteg postolja putničkog vagona, šestoosne lokomotive i putničkog železničkog vagona sa 15 stepeni slobode oscilovanja i teretnog četvoroosovinskog vagona.

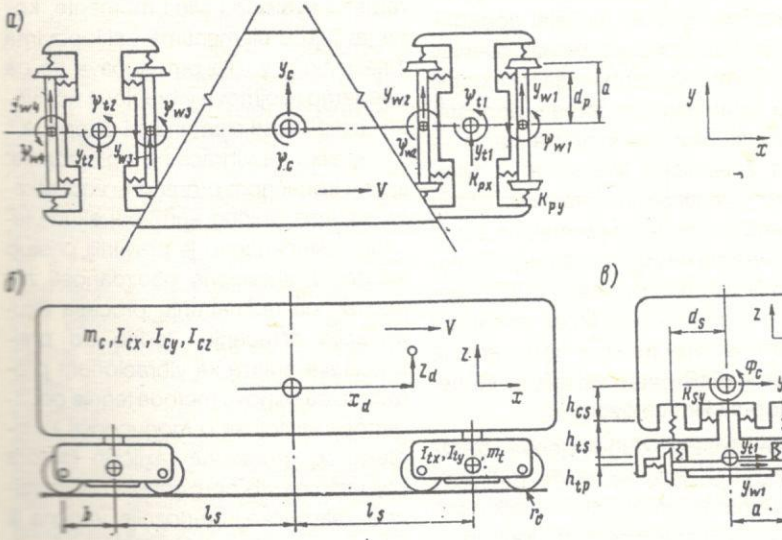
Da bi ovaj pregledni rad pružio kompletno podatke o postojećim oscilatornim modelima koji mogu poslužiti za izvođenje numeričkog eksperimenta nad modelima železničkih kompozicija



Slika 5



Slika 6



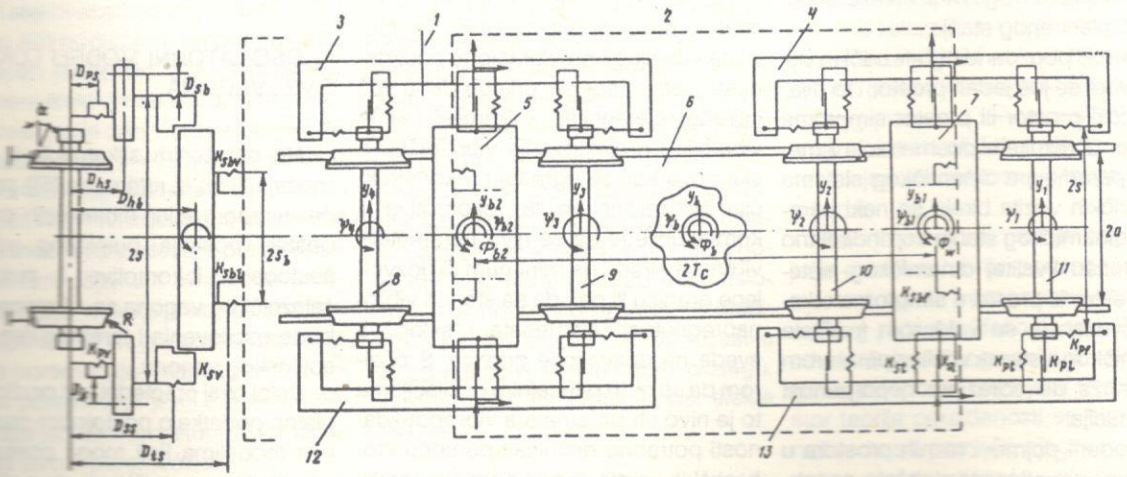
Slika 7

prethodnom pregledu skica modela treba dodati skice sa sledeće slike 9 koja predstavlja šemu modela elastičnih šina.

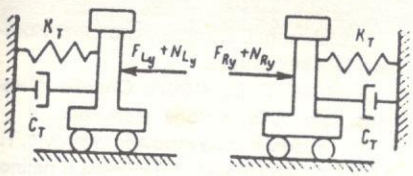
Na slici 10 su prikazane skice sklopa veze tačka sa karoserijom iz reference (17) koje predstavljaju redom elastično-prigušne veze koje su ostvarene nidrauličnim amortizerom, paraboličnim gibnjem i novo rešenje trčećeg stroja dvoosovinskih teretnih vagona – AFR.

7. EKSPERIMENTALNI PRISTUP IZUČAVANJU VIBROUDARA

Odskakivanje tereta sa poda vagona predstavlja pojavu haotičnih oscila-

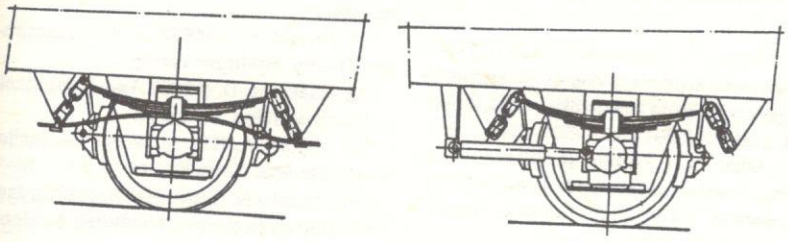


Slika 8

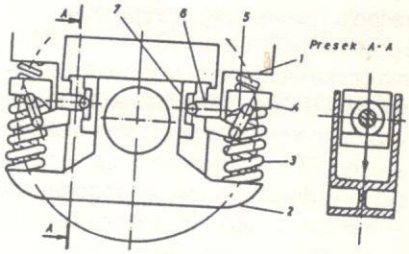


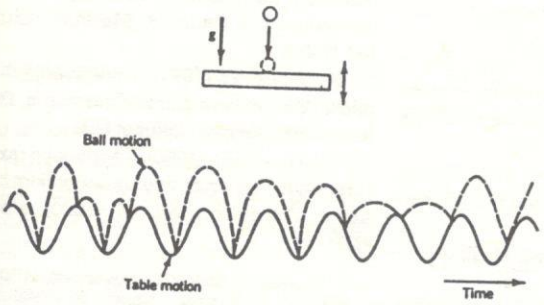
Slika 9

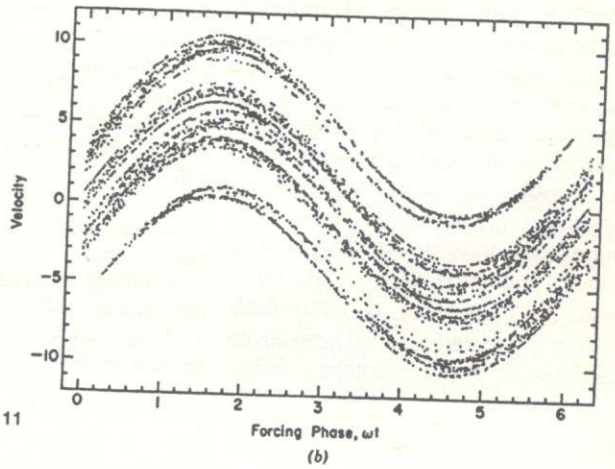
cija, koje dovode do vertikalnih oscilacija tereta u vagonu, koje mogu dovesti do oštećenja transportnog tereta. Zato je potrebno proučiti ubrzanja i sile udara koje se pri tome javljaju. Na slici 11 (pozajmljenoj iz reference (9)) prikazana je Poincaré-ova mapa – presek u faznoj ravni za slučaj oscilujuće platforme koja odgovara podu vagona i odskakujuće kuglice koja odgovara teretu, tako da se ti rezultati mogu koristiti za posmatranje dinamičkog procesa odskakanja tereta sa poda vagona.



Slika 10

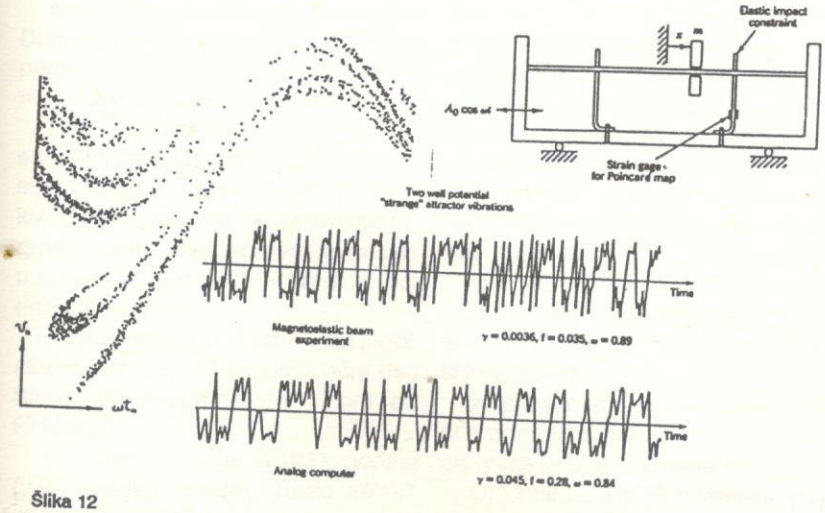






Slika 11

U istoj monografiji (9) navedeni su rezultati eksperimentalnog istraživanja ponašanja tega koji se kreće između dva ograničivača na oscilujućoj platformi. Na slici 12 prikazujemo (pozajmljen iz reference (9)) skicu eksperimentalnog stenda sa trigerom pozicija Poincaé-ovog preseka. Pokretna masa – tog ima određenu poziciju na suportu sa graničnicima, a suport dobija pobudu po određenom harmonijskom signalu – pobudi određene frekvencije.



Šlika 12

ZAKLJUČAK

Ovaj rad se može okarakterisati kao rad preglednog karaktera sa ciljem da da pregled mogućnosti primene teorije vibracione pouzdanosti na ocenu vibropouzdanosti železničkih vozila, lokomotive i kompozicije. Radom je analiziran uticaj udara na dinamiku sistema železničkih vozila u sklopu sa lokomotivom, a takođe i mogućnosti vibroizolacije delova ili sklopova elemenata železničkih vozila.

U radu je dat i selektivni izbor modela dinamičkih sistema železničkih vozila koji se mogu naći u literaturi, a koji su dovoljno dobro osmišljeni i uprošćeni u odnosu na stvarne tehničke sisteme i koji mogu poslužiti za detaljnije numeričke eksperimente prema ovde siste-

matizovanoj metodi ispitivanja vibropouzdanosti železničkih vozila.

Kako na proces akomulacije oštećenja utiče veliki broj faktora, počevši od svojstava upotrebljenog konstruktivnog materijala, režima eksploatacije, vrste vibracionog opterećenja, frekventnog opsega pobudnih i poremećajnih harmonika, konstruktivnih oblika elemenata i sklopova u sistemu železničke kompozicije, a drugo, veoma je komplikovano i kompleksno proceniti uticaj pojedinih faktora i uklopiti ih u dinamički model pogodan za numeričku analizu pouzdanosti putem numeričkog eksperimenta, koji bi se izveo nad tako formiranim dinamičkim modelom. Sam proces akumulacije oštećenja u materijalu je slučajne prirode te pri oceni radnog veka i pouzdanog vremena rada do prvog otkaza železničke kompozicije ili njenog sklopa treba koristiti teoriju slučajnih procesa i verovatnostno–statističke metode uključujući i eksperimentalne podatke i druge ekspertne sisteme. Takođe treba koristiti i poznate iz literature (vidi referencu (15)) hipoteze o akomulaciji oštećenja u materijalu kao i kvalitativne zaključke iz eksperimentalnih istraživanja do sada poznatih iz literature. U referenci (16) mogu se naći eksperimentalni podaci koji se mogu koristiti u te svrhe.

LITERATURA

1. Hedrih, K. (Stevanović) (1991), O nekim aspektima primene najnovijih saznanja teorije oscilacija na železnička vozila, Železnice, god. 47 (1991) br. 5 (501–508).

2. Mitić, S. i Hedrih, K. (Stevanović), (1991), Pregled savremenih saznanja o vibroudarnim sistemima, Tehnika, Mašinstvo, br. 11/12, 1991.

3. Janković, S. i Hedrih, K. (Stevanović) (1991), Some Estimations of the Nonlinear Oscillator Amplitude Subjected to Random Parametric Exitation, Theoretical and Applied Mechanics, Beograd, N 17, 1991.

4. Stefanov, A. i Velkov, K., (1990), Štand za ispitivanja sistema vazdušnih kočnica vozova u BDŽ, Železnice, god. 46 (1990) br. 8 (937–939).

5. Gorg, V. K., Dukkipati, R.V., (1988), Dinamika podvižnog sastava, Izdv. "Transport" 1988.

6. Vibracii v tehnike, tom 6, Mašinostroenije, Moskva, 1981.

7. Lazarjan, V. A., (1985), Dinamika transportnih sredstv, Naukova dumka, Kiev.

8. Blehman, I. I., (1988), Čto možt vibracia?, Moskva, Nauka.

9. Moon, F. C., (1987), Chaotic Vibrations, John Wiley & Sons, New York.

10. Hedrih, K. (Stevanović) i Petrović, T., (1990), Stohastičnost i haotičnost u nelinearnim Mašinskim sistemima, 30 godina Mašinstva Niš, Zbornik radova Mašinskog fakulteta.

11. Arnold, V. I., (1937, 1986), Catastrophe Theory, Springer Verlag.

12. Rašković, D. (1965), Teorija oscilacija, Naučna knjiga, Beograd.

13. Vujičić, V., (1970), Teorija oscilacija, Naučna knjiga, Beograd.

14. Hadrih, K. (Stevanović), (1977), Izabrana poglavlja teorije nelinearnih oscilacija, Univerzitet u Nišu.

15. Naučno–istraživački projekt: Stohastički procesi u dinamičkim sistemima sa razradom na mašinske sisteme, rukovodilac istraživanja Hedrih K. Mašinski fakultet Niš (1989)

16. Mickić, Z., (1991), Određivanje dinamičkih parametara železničkih vozila, Doktorski rad, Mašinski fakultet Niš.

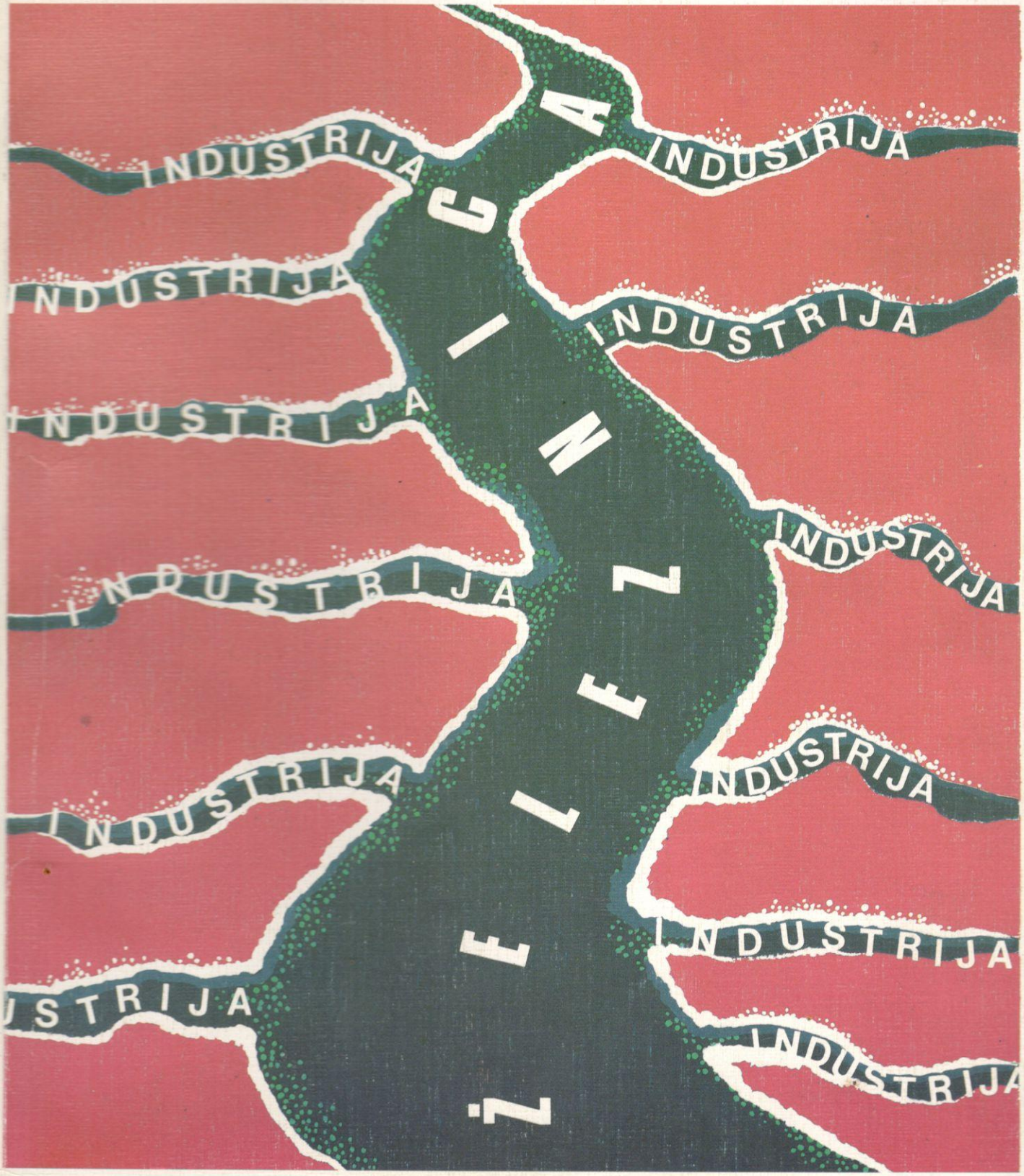
17. Nikolić, B., (1990), Tendencije razvoja teretnih vagona za saobraćaj velikim brzinama, Železnice, god. 46 (1990) broj 8, (879–883)

(Adresa: dr Katica R. (Stevanović) HEDRIH, Mašinski fakultet Niš – Matematički institut SANU – Beograd)

Naučno-stručni časopis JŽ • UDK 656.2 (05) • Yu ISSN 0350-5138

ŽELEZNICE

Vol. 48 • N° 11 • Strane 1201-1320 • Beograd • Novembar 1992. g.



Pogonski kolski slog vučnih vozila

UDK 629.4.027.412

Mr Miodrag VELIMIROVIĆ, dipl. inž.
Dr Ranđel BOGDANOVIĆ, dipl. inž.
Dr Dragan MILIČIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

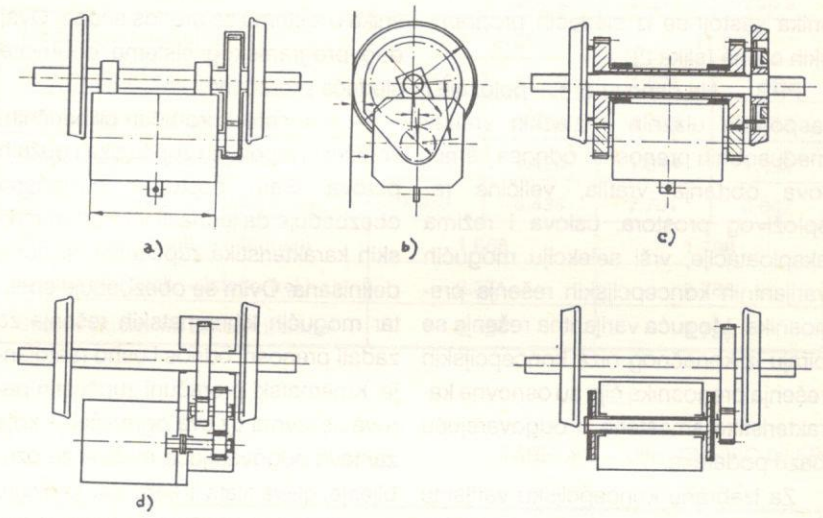
Za prenos snage na lokomotivama i vučnim vozilima koriste se tri osnovna sistema za prenos snage od motora na pogonske točkove i to: mehanički, hidromehanički i električni.

Izbor sistema za prenos snage je u direktnoj zavisnosti od vrste i veličine pogonskog motora, uslova i režima eksploatacije proizvodnih mogućnosti ili nabavne cene sa jedne strane i sa druge strana stepena korisnosti, gabarita, težina i pouzdanosti samog prenosnika.

S obzirom na rasprostranjenost primene električnih i dizel-električnih lokomotiva i raspoloživih energetskih resursa i problema koji se javljaju u održavanju, istraživani su problemi koji se tiču pogonskog kolskog sloga za lokomotive tipa 661, 441 i 461. Proračuni u ovom radu izvedeni su korišćenjem programskog sistema za proračun cilindričnih, koničnih i pužnih prenosnika "MULTIRED", koji je razvijen na Mašinskom fakultetu u Nišu.

2. PREGLED VARIJANTNIH REŠENJA POGONSKOG KOLSKQG SLOGA

Varijantna rešenja pogonskog kolskog sloga prikazana su na slici 1. Prenos snage sa elektromotora na točkove lokomotive ostvaruje se jednostepenim (Sl. 1a, b, c) ili dvostepenim (Sl. 1d) zupčastim prenosnikom.



Slika 1 – Varijabilna rešenja pogonskih kolskih slogova

Prenos snage sa gonjenog zupčanika na točkove ostvaruje se neposrednom vezom (Sl. 1b) ili posredstvom osovine-vratila lokomotive (Sl. 1a, c, d).

U lancu prenosa snage od motora do točkova koristi se i spojnica (Sl. 1c) ili je prenos snage neposredan. Prednost primene spojnica je posebno izražen kod prelaznih režima rada motora. Uglavnom se koriste hidrodinamičke spojnice.

3. PRIKAZ PROGRAMSKOG SISTEMA ZA PRORAČUN I PROJEKTOVANJE ZUPČASTIH PRENOSNIKA SNAGE "MULTIRED"

Programski sistem "MULTIRED" koncipiran je tako da omogući:

– projektovanje prenosnika opšte namene, ali i prenosnika specijalne namene;

– parcijalno korišćenje pojedinačnih modula sistema;

– rad sa minimalnim ulaznim podacima;

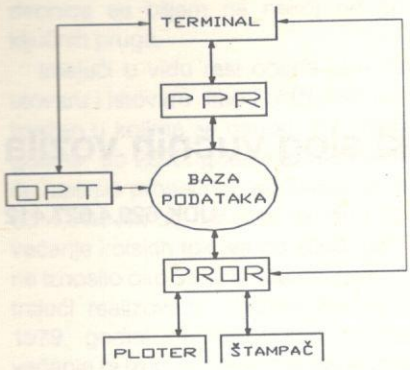
– optimizaciju uz fleksibilnu primenu različitih funkcija cilja i ograničenja;

– korišćenje svih modula programskog sistema uz ograničenja diktirana raspoloživim resursima korisnika;

– jednostavan priključak na korisničke sisteme uz korišćenje raspoloživih programa i baza podataka korisnika.

Programski sistem za simultano i automatizovano projektovanje preno-

*) Radovi koje u ovom broju objavljujemo od strane 1245 do strane 1308 su saopštenja sa naučnog skupa o železničkom mašinstvu, održanom oktobra u Nišu



Slika 2 – Programski sistem za projektovanje prenosnika

snika sastoji se iz sledećih programskih celina (slika 2);

PPR – Na osnovu broja, položaja i rasporeda ulaznih i izlaznih vratila, međusobnih prenosnih odnosa i smerova obrtanja vratila, veličine raspoloživog prostora, uslova i režima eksploatacije, vrši selekciju mogućih varijantnih koncepcijskih rešenja prenosnika. Moguća varijantna rešenja se biraju iz konačnog niza koncepcijskih rešenja prenosnika čije su osnovne karakteristike smeštene u odgovarajuću bazu podataka.

Za izabranu koncepcijsku varijantu prenosnika pretprocesor omogućuje brzi unos i kontrolu unetih podataka.

PROR – Program koji sadrži programske module za proračun elemenata prenosnika. Ovaj programski blok obuhvata sledeće programe (Sl. 3);

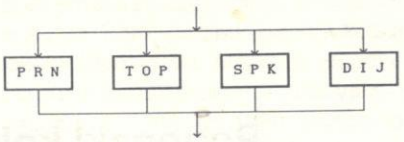
PRN – program za proračun sistema za prenos snage;

TOP – program za proračun toplotne stabilnosti prenosnika i sistema za podmazivanje;

SPK – program za analizu spektra opterećenja i faktora spoljašnjeg dinamičkog opterećenja prenosnika;

DIJ – program za projektovanje sistema za dijagnostiku radne ispravnosti;

OPT – Programski modul za analizu sprovedenih proračuna, selekciju mogućih rešenja i optimizaciju. Prema zahtevu korisnika vrši se optimizacija elemenata prenosnika za zadatu funkciju cilja i zadata ograničenja. Pri tome



Slika 3 – Programski blok PROR

se stalnom komunikacijom sa bazom podataka posle svakog ciklusa proračuna vrši inovacija i dopuna postojećih podataka o prenosniku.

U okviru programa PRN nalaze se moduli za proračun elemenata prenosnika u sistemu za prenos snage. Ovaj deo programskog sistema obuhvata sledeće proračune:

– kinematski proračun cilindričnih, koničnih i hipoidnih zupčanika i pužnih parova. Sam postupak proračuna obezbeđuje da jedna ili više geometrijskih karakteristika zupčanika ne bude definisana. Ovim se obezbeđuje spektar mogućih kihnematskih rešenja za zadati prenosni odnos i osno rastojanje. Kinematski proračuni zupčastih parova se izvodi uz sva ograničenja koja zahteva odgovarajuća mašina za ozubljenje, glava alata ili sam alat. U okviru programa obuhvaćeni su sledeći postupci za konično ozubljenje: GLEASON, KLINGELNBERG (ciklo-paloidno ozubljenje) I OERLIKON,

– određivanje nominalnih opterećenja pojedinih elemenata,

– proračun nosivosti zupčanika prema sledećim kriterijumima: statička i dinamička čvrstoća podnožja zupca, pitting, habanje (istrošenje),

– proračun u odnosu na zaribavanje (integralni i blic kiriterijum) i određivanje korekcije evolvente,

– proračun faktora raspodele opterećenja i određivanje korekcije bočne linije zupca,

– proračun ležajeva, pri čemu se u okviru ovog bloka vrši i selekcija kotrljajnih ležaja prema jednom ili više odabranih kriterijuma (gabariti, klasa tačnosti, zazor, način zaptivanja,...). Prema definisanim uslovima eksploatacije, načinu oslanjanja i zahtevane trajnosti ovaj programski blok obezbeđuje izbor tipa i veličine kotrljajnih ležaja, ali u uslovima nedefinisanog načina oslanjanja definiše i najpovoljniji način oslanjanja (učvršćivanje ležajeva za vratilo i kućište prenosnika).

Pojedinačni programski moduli međusobno su povezani tako da se rezultati proračuna jednog modula koriste kao ulazni podaci drugog modula. Podaci o prenosniku se stalno inoviraju i odgovarajućim iteracionim koracima dovode na viši nivo. Proračun i proces konstruisanja izvodi se preko odgovarajućih upravljačkih funkcija, a korisnik ima stalni pristup podacima uz mogućnost intervencije kroz odgovarajući dijalog.

4. ANALIZA POGONSKIH KOLSKIH SLOGOVA KOD LOKOMOTIVA TIPA 661 I TIPA 441 I 461

Kod lokomotiva tipa 661 zupčasti prenosnik treba da prenese maksimalnu snagu od N=534 kW pri broju obrtaja n=2200 o/min i da ostvari prenosni odnos i=3.529. Osno rastojanje kod ovog prenosnika je a=434.622 mm (17 1/8").

U primeni je zupčasti par od Č 5421 (cementiran), i Č 5432 (indikaciono kaljen), sa sledećim geometrijskim karakteristikama:

– normalni modul m_n= 11.116973 mm,(CP 1 3/8")

– brojevi zubaca $z_1 = 17$ $z_2 = 60$

– koeficijenti pomeranja profila $x_1 = 0.500$ $x_2 = 0.1376$

– aktivna širina zupčanika b = 127 mm

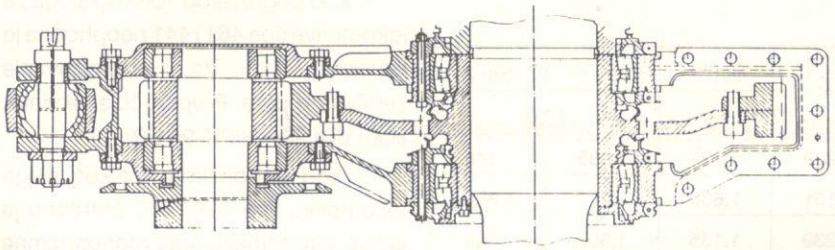
– ugao nagiba bočne linije $\beta_o = o^o$

– profil alata DIN 3972-3 α_n = 17.5, $h_aPO = 1,4$, $\rho_aPO = 0.4$.

– kvalitet izrade ozubljenja ISO 6

– podmazivanje zupčanika vrši se mašću VISKOL B 40 leti i VISKOL B 15 zimi.

Kod lokomotiva tipa 441 i 461 zupčasti prenosnik, se izvodi u tri varijantna rešenja i to za brzine lokomotiva



Slika 4 – Skica kolskog sloga za lokomotive tipa 661

do 120 km/h, do 140 km/h i do 160 km/h. Kod sva tri rešenja osno rastojanje i širina zupčastog para ostaje nepromenjena, pa samim tim i kućište prenosnika. Zbog aktuelnosti problema analiza je ograničena samo za zupčasti par za brzine lokomotiva do 120 km/h. Kod ovih lokomotiva prenosnik treba da prenese maksimalnu snagu od N = 900' kW pri nominalnom broju obrtaja n = 1085 o/min i da ostvari prenosni odnosno i = 3.65. Osno rastojanje kod ovog prenosnika je a = 580 mm (slika 4).

U primeni je zupčasti par od Č 5426 (cementiran), i Č 5431 (indukciono kaljen) sa sledećim geometrijskim karakteristikama:

– normalni modul mn = 12 mm,

– brojevi zubaca $z_1 = 20$ $z_2 = 73$

– koeficijenti pomeranja profila $x_1 = + 0.4783$ $x_2 = + 1.2775$

– aktivna širina zupčanika b = 106 mm

– ugao nagiba bočne linije $\beta_o = 6^o$

– profil alata DIN 3972-3 $\alpha_n = 20$, $h_aPO = 1.25$, $\rho_aPO = 0.25$

– kvalitet izrade ozubljenja ISO 6

– ulje za podmazivanje zupčanika je FAMREDOL R-8610

Iz napred navedenih razloga kod prenosnika za lokomotive tipa 661 odabran je drugi (odgovarajući) profil alata sa pruteberancom FETTE 2126 sa sledećim karakteristikama; $a_n = 20$, $h_aPO = 1.40$, $b_aPO = 0.40$.

Optimizaija zupčastog prenosnika je sprovedne radi postizanja maksimalne pouzdanosti prenosnika. Materijali zupčastog para i vrste termičke obrade nisu varirani, a isto tako iz ekonomskih razloga, osno rastojanje i širina zupčanika nisu promenjeni. Rezultat optimizacije je zupčasti par sledećih geometrijskih karakteristika: $m_n = 11$ mm; $z_1 = 17$; $z_2 = 60$; $x_1 = 0.5312$; $x_2 = 0.572$; $\beta = 0$.

U tabeli 1 dat je uporedni pregled stepena sigurnosti za varijantna rešenja pogonskog kolskog sloga lokomotiva tipa 661 sa modulom CP 1 3/8" i modulom m = 11 mm.

U oba slučaja kao ograničavajući kriterijum nosivosti javlja se čvrstoća boka gornjeg zupčanika. Ukoliko se teži daljem povećanju trajnosti ovog pogonskog sloga, najracionalnije je izvršiti izmenu materijala gornjeg zučanika. Rešenje dobijeno optimizacijom dozvoljava povećanje snage za 13% uz zadržavanje istog nivoa parametara pouzdanosti kao i kod početnog rešenja.

TABELA 1

Veličine	zup 1	zup 2	zup 1	zup 2
Modul u normalnoj ravni	CP 1 378"		11.0	
Stepen sigurnosti boka	1.559	1.359	1.571	1.426
Stepen sigurnosti podnožja	4.643	3.723	4.595	3.718
Stepen sigurnosti boka stat.	1.638	1.428	1.644	1.492
Stepen sigurnosti podnožja stat.	7.963	6.438	7.701	6.607
Stepen sigur. zarib. – integralni	1.668		1.798	
Stepen sig. zarib. – integr. (rel.)	2.371		2.786	
Stepen sigurn. na zarib. – trenutni	3.724		3.798	

TABELA 2. – Ulje FEMHIPO-90 EP

Veličine	zup 1	zup 2	zup 1	zup 2
Modul u normalnoj ravni	12.0		10.0	
Stepen sigurnosti boka	1.229	1.126	1.335	1.148
Stepen sigurnosti podnožja	2.161	1.680	2.203	1.855
Stepen sigurnosti boka stat.	1.239	1.135	1.308	1.209
Stepen sigjurnosti podnožja stat.	3.547	3.178	3.650	3.177
Stepen sigur. zarib. – integralni	2.402		2.292	
Stepen sig. zarib. – integ. (rel.)	3.529		3.247	
Stepen sig. na zarib. – trenutni	2.938		3.943	

Za pogonski kolski slog primenjen kod lokomotiva tipa 441 i 461 nosivost po kriterijumu na zaribavanje je znatno ispod dozvoljenih granica (tabela 2) u slučaju kada se kao sredstvo za podmazivanje koristi ulje FAMREDOL R-8610. Razarnje uljnog filma dovodi do intenzivnog oštećenja na površini zupca, što zahteva da se primeni ulje sa većim FZG-faktorom.

Iz skupa raspoloživih ulja procesom optimizacije prenosnika u celini kao

TABELA 3 – Ulje FAMHIPO-90 EP

Veličine	zup 1	zup 2	zup 1	zup 2
Modul u normalnoj ravni	12.0		10.0	
Stepen sigurnosti boka	1.229	1.126	1.335	1.148
Stepen sigurnosti podnožja	2.161	1.680	2.203	1.855
Stepen sigurnosti boka stat.	1.239	1.135	1.308	1.209
Stepen sigurnosti podnožja stat.	3.547	3.178	3.650	3.177
Stepen sigur. zarib. – integralni	2.402		2.292	
Stepen sig. zarib. – integ. (rel.)	3.529		3.247	
Stepen sig. na zarib. – trenutni	2.938		3.943	

najpovoljnije ulje pokazalo se ulje FMHIPO 90 EP sa kinematskom viskoznošću ni40 = 195 mm ^{2}/s. S obzirom na vrstu termičke obrade korišćen je profil alata sa protuberancom FETTE 2126 sa napred datim karakteristikama. Prema napred navedenim ograničenjima, optimalno rešenje zupčastog pata sa maksimalnom specifičnom snagom je: m_n = 10 mm; z_1 = 25; z_2 = 91; x_1 = + 0.1203; x_2 = 0.4331; ß = 6. U tabeli 3 prikazan je uporedni pregled stepena sigurnosti.

ZAKLJUČAK

U ovom radu korišćen je programski sistem za projektovanje zupčastih prenosnika "MULTIRED" razvijen na Mašinskom fakultetu u Nišu. Sistem obezbeđuje automatsko i simultano projektovanje prenosnika u celini i rad sa minimalnim brojem i stalnom kontrolom ulaznih podataka. Ovaj sistem poseduje odgovarajaće baze podataka o materijalima, alatima, uljima za podmazivanje prenosnika, ležajevima i drugim standardnim elementima.

Kao rezultat istraživanja pogonskog kolskog sloga kod lokomotiva tipa 661, 441 i 461 mogu se izdvojiti sledeći zaključci:

– kod lokomotiva 661 radi povećanja pouzdanosti i ušteda korišćenjem alata domaće proizvodnje, preporučuje se izmena modula zupčastog para pogonskog kolskog sloga sa CP 1 3/8" na m_n = 11 mm;

– kod pogonskog kolskog sloga za lokomotive tipa 461 i 441 neophodna je izmena ulja za podmazivanje zupčastog para. Preporučuje se sintetičko ulje FAMHIPO 90 EP;

– kod pogonskog kolskog sloga lokomotiva tipa 441 i 461 potrebno je ispitati ekonomsku opravdanost izmne geometrijskih karakteristika zupčastog para i promene modula sa m_n = 12 mm na m_n = 10 mm.

Neophodna su dalja istraživanja u ovoj oblasti radi određivanja spektra opterećenja za pogonske kolske slogove, jer postojeći podaci nisu dovoljno pouzdani.

LITERATURA

1) V. Miltenović, M. Velimirović, Design Reliable Gear Drivers by CAD, ICED 91, Zuerich.

2) V. Miltenović, M. Velimirović, Design and Optimising of Gear Drives by CAD, International Conference on Motion and Power Transmissions, Hiroshima.

3) M. Velimirović, Eeine Moeglichket zum formieren der Zielfunktion in der Polyoptimierungsaufgaben, International Conference on Engineering Design str. 509-516, Dubrovnik 1990.

(Adresa autora: mr M. VELIMIROVIĆ, asistent, dr Ranđel BOGDANOVIĆ, vanr. prof i D. MILIČIĆ, asistent, Mašinski fakultet – Niš)

Savremene tendencije u razvoju obrtnih postolja

UDK 656.2:629.4.027.2

Arandjel BABIĆ, dipl. inž.
Dr Ranko RAKANOVIĆ, dipl. inž.
Dragan PETROVIĆ, dipl.inž.

1. OPŠTE NAPOMENE

Poslednju deceniju ovog veka, u razvoju železničkog saobraćaja u Evropi karakterišu dva projekta svrstana u red svetskih dostignuća:

- razvoj saobraćaja za velike brzine

- realizacija tunela ispod Lamanša.

Ovi projekti su imali vrlo veliki uticaj na individualne prioritete razvoja saobraćaja u pojedinim zemljama pri čemu je posebno značajna bila uloga UIC-a, kao reprezenta evropskih železnica, u kreiranju pravog okruženja za postizanje kompatibilnosti izmedju postojeće i buduće evropske mreže brzih pruga.

Projekat evropskih brzih pruga je obuhvatio potpuno novu gradnju počev od donjeg stroja pruga do kompletnih vozova i upravljanja saobraćajem. Činjenica je da ovi projekti izuzetno mnogo koštaju i da su za sada privilegija razvijenih zemalja poput Francuske (TGV) i Nemačke (ICE)

Na drugoj strani, zemlje, u kojima na glavnim linijama dominiraju pruge srednjih dužina sa velikim brojem krivina čiji je poluprečnik 1000 m, poput Švedske, Švajcarske, Jugoslavije i dr., povećanje brzine kretanja vozova moraju rešavati na drugi način.

Znatno smanjenje vremena putovanja na ovakvim prugama od 20% ili više, u principu se može postići na jedan od sledećih načina:

1. Rekonstrukcijom ili novom konstrukcijom većine železničkih linija sa znatno povećanim poluprečnikom krivina, i

2. Razvojem nove tehnologije vozila, koja dozvoljava znatno veće brzine kretanja na pravim i krivim delovima već postojećih pruga.

Prva alternativa nema mnogo realnih izgleda za uspeh u prvom redu iz finansijskih razloga.

2. GLAVNI KRITERIJUMI U GRADNJI VOZOVA

Osnovni kriterijumi koji se postavljaju u gradnji vozova za povećane brzine kretanja ogledaju se u sledećem:

1. Budući vozovi treba da se kreću 3560% brže od sadašnjih vozova, u zavisnosti od geometrije krivina na koloseku;

- maksimalna brzina 160-250km/h, u zavisnosti od standarda koji tretira dozvoljena odstupanja,

- dozvoljeno bočno ubrzanje u ravni koloseka izmedju 1,5-1,8 m/s,

- maksimalno bočno ubrzanje koje deluje na putnika u ravni poda kola do 0,85 m/s.

2. Nivo udobnosti mora da bude najmanje isti kao postojeći na putničkim kolima koja se kreću sadašnjim brzinama.

3. Sigurnost od iskliznuća mora da bude ispod kritičnih granica.

4. Bočne sile koje ugrožavaju stabilnost rešetke šina/prag ne smeju da predju vrednost za već postojeće vozove sa lokomotivama, koje se kreću sadašnjim brzinama.

5. Poželjno je da predjeno rastojanje izmedju dve intervencije obrade profila točka bude najmanje 200.000 km, a ako je moguće i 400.000 km.

To znači:

* malo habanje bandaža točka duž profila,

* vozna stabilnost mora da se osigura na točkovima sa novim i pohabanim profilom.

Ovi ciljevi su svakako veliki izazov za inženjere-projektante. Na prethodnom nivou razmatranja postalo je jasno da je nemoguće zadovoljiti ove zahteve sa konvencionalnom tehnologijom izrade obrtnih postolja. Karakteristike ponašanja obrtnih postolja pri kretanju u pravcu i na krivim delovima pruge morale su se poboljšati, pri čemu se računalo na uvodjenju sistema:

- za samopodešavajuće radijalno postavljanje osovina u postolju i,

- za zakretanje sanduka kola.

Fundamentalna istraživanja u oblasti mekog upravljanja kolskim sklopovima izvršena su u toku 1973. gdine iz čega su proizašla rešenja obrtnih postolja sa radijalnim upravljanjem u podužnom i bočnom pravcu.

Razvoj sistema za zakretanje sanduka kola se već duži niz godina odvija u dva pravca na bazi prirodnog klatna (pasivni sistem) i prinudnog zakretanja (aktivni sistem).

Uvažavajući navedene zahteve i već stečena iskustva u gradnji kola Institut za istraživanje i ispitivanje (ORE), medjunarodne unije železnica (UIC), formirao je posebne uslove za gradnju vozova sa povećanim brzinama kretanja.

3. TRČEĆI STROJ

Van sumnje je da razvoj trčećeg stroja železničkih vozila igra glavnu ulogu u povećanju brzine kretanja

vučnih i vučenih kola. Interakcija izmedju šina i točkova je osnovni i karakteristični faktor u železničkoj tehnologiji. To je upravo ono što u finalnim analizama utiče na mogućnost poboljšanja efikasnosti železničkog funkcionisanja.

Za ovo postoje dva razloga:

1. Trčeći stroj odredjuje u mnogome brzinu kojom će voz moći da se kreće, a da se ne naruši udobnost i bezbednost putnika.

2. Trčeći stroj odredjuje koliki će biti troškovi održavanja vozila i koloseka, direktno ili indirektno.

Po pravilu, moderna železnička vozila imaju trčeći stroj koji se zasniva na obrtnim postoljima. Obrtno postolje nosi sanduk vozila koji je namenjen za neto opterećenje; zakreće se u skladu sa sandukom vozila kako bi mogle da se savladaju krivine bez poteškoća i da se apsorbuju geometrijske nepravilnosti koloseka.

Ekonomski značaj dobre dinamičke konstrukcije obrtnog postolja, često je mnogo veći od onog što možemo i pretpostaviti.

Brzi ravoj tehnologija obrtnog postolja zahteva da projektant ima na raspolaganju i odgovarajući alat. Danas su to moćni računarski paketi programa za simulaciju kretanja vozila u bočnom i vertikalnom pravcu.

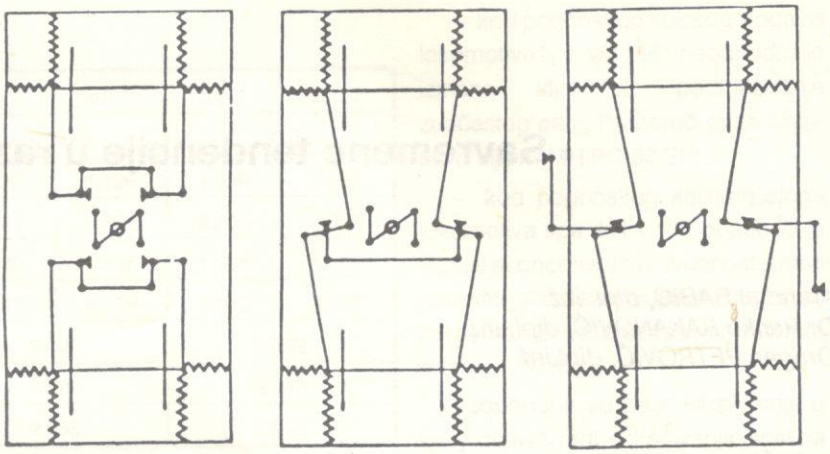
Kretanje vozila ili voza se može simulirati na pravom ili krivom delu koloseka, na idealnom ili koloseku sa nepravilnostima. U simulaciji uzimaju se u obzir trenje izmedju točkova i šina, rad i trenje u sistemima ogibljenja i prigušenja, vetar i sl. Kao polazne vrednosti dobijaju se:

- pokazatalji mirnoće hoda,
- sile u kontaktu točka i šihe,
- sile na bazi kriterijuma iskliznuća,
- otpori kretanju kroz krivinu, uporedne vrednosti habanja.

Program omogućava uporedjenje dobijenih vrednosti simulacije sa vrednostima iz realnih uslova trčanja i preko povratne sprege doterivanje parametara simulacije.

4. OBRTNA POSTOLJA SA RADIJALNIM PODEŠAVANJEM OSOVINA

Na problemu habanja bandaža osovinskih sklopova intenzivno se radi više



Slika 1. - Varijante sistema za radijalno podešavanje osovina na postolju BR 120

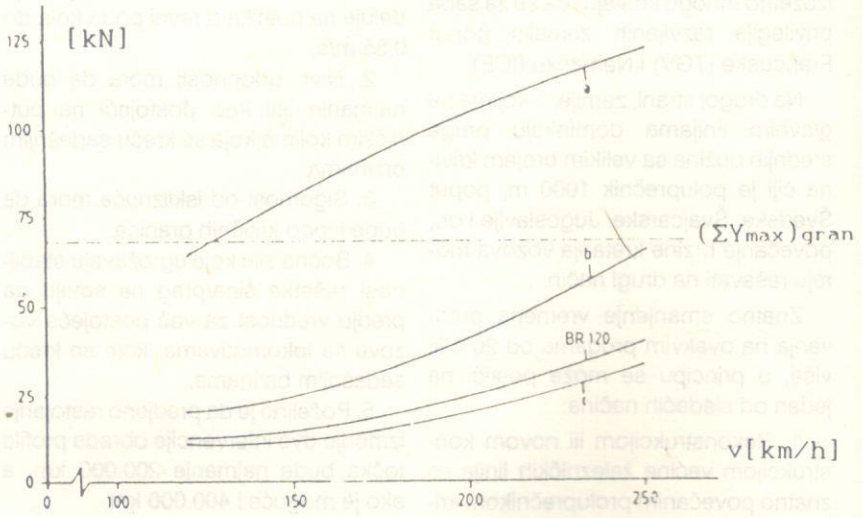
godina istovremeno, na postoljima za teretna i putnička kola, kako vučenih tako i vučnih.

Najpovoljniji rezultati se dobijaju sa ugradnjom sistema za radijalno podešavanje osovina u obrtnom postolju. Rotacija osovinskog sklopa oko vertikalne ose Z, vrši se na bazi dozvoljenog pomeraja, odnosno definisanih krutosti Cx i CY. Vrlo zapaženi rezultati postignuti su u istraživanjima sprovedenim na obrtnim postoljima sa osovinskim opterećenjem do 300 kN (4,5).

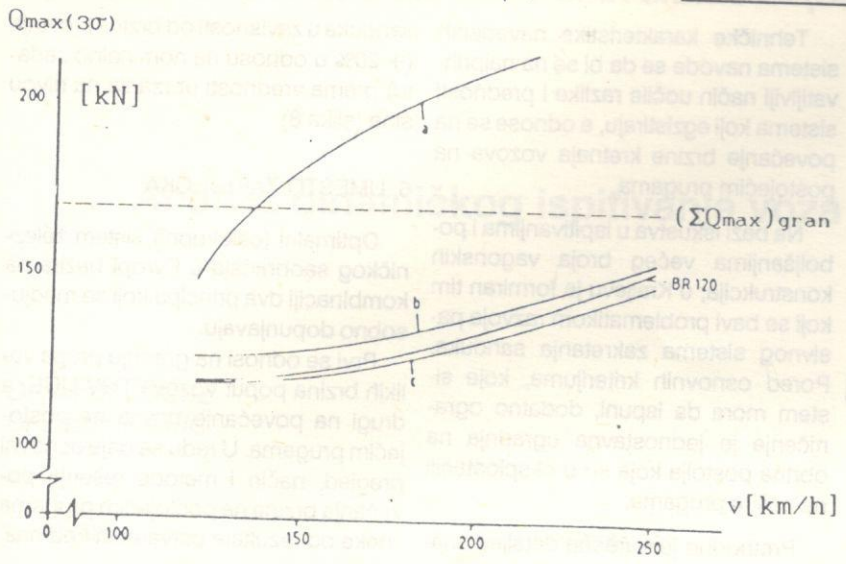
Jedno ovakvo istraživanje je sprovedeno na modelu formiranom prema prototipu lokomotivskog obrtnog postolja Nemačkih železnica BR 120. Istraživanja su obuhvatila optimizaciju parametara ogibljenja osovinskog sklopa u podužnom i poprečnom pravcu u zavisnosti od dinamičkih parametara trčanja, kao kompromis izmedju kretanja kroz krive delove pruge i maksimalne brzine kretanja.

Na slici 1 su prikazane tri usvojene varijante izvodjenje sistema za radijalno podešavanje osovina u obrtnom postolju. Treća varijanta za razliku od prve dve ostvaruju vezu sistema sa sandukom lokomotive. U drugoj varijatni daje se direktan način medjusobnog povezivanja osovina uz istovremeno regulisanje zakretanja, odnosno, radijalnog podešavnja.

Simulacija je izvedena za više slučajeva brzina kretanja kroz krivine



Slika 2. - Vrednosti sila vodjenja $\Sigma Y_{max}(3\delta)$

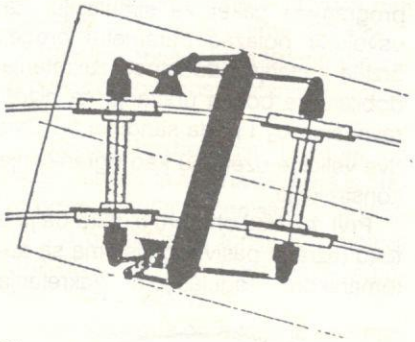


Slika 3. - Vrednosti osovinskog opterećenja Qmax (3δ)

različitih radijusa sa uključenom i isključenom vučom. Kao izlaz daju se dijagramski predstavljene vrednosti sila vodjenja Y (3δ) i opterećenja po točku Q (3δ).

U zavisnosti od brzine kretanja v (slike 2 i 3), uočava se da je varijanta c najpovoljnija sa gledišta napred iznetih kriterijuma. Sva istraživanja su izvedena u okviru plana Saveznog ministarstva za Istraživanje i razvoj (BMFT) Nemačke, sa ciljem formiranja garnitura sa kolima koja omogućavaju zakretanje sanduka, radi povećanja udobnosti putnika.

Način izvodjenja sistema radijalnog postavljanja osovina u obrtnom postolju putničkog vagona prema rešenju Švajcarske firme SIG daje se na slici 4. (7).



Slika 4. - Sistem za zakretanje osovina kod putničkih kola "Navigator"

5, OBRTNA POSTOLJA KOLA SA ZAKRETANJEM SANDUKA

Kriterijum udobnosti putnika se zasniva na vrednosti bočnog ubrzanja koje deluje na putnika. Kod normalnog izvodjenja veze sanduka i obrtnog postolja, pri prolasku kroz krivinu, dolazi do zakretanja sanduka kola pod dejstvom centrifugalne sile. Pri tome, vrednost bočnog ubrzanja je jednaka ili veća od ubrzanja koje deluje u ravni šine (slika 5a). U obrnutom slučaju, kada u vezi obrtnog postolja i sanduka kola deluje sistem zakretanja sanduka imamo smanjenje bočnog ubrzanja (slika 5b).

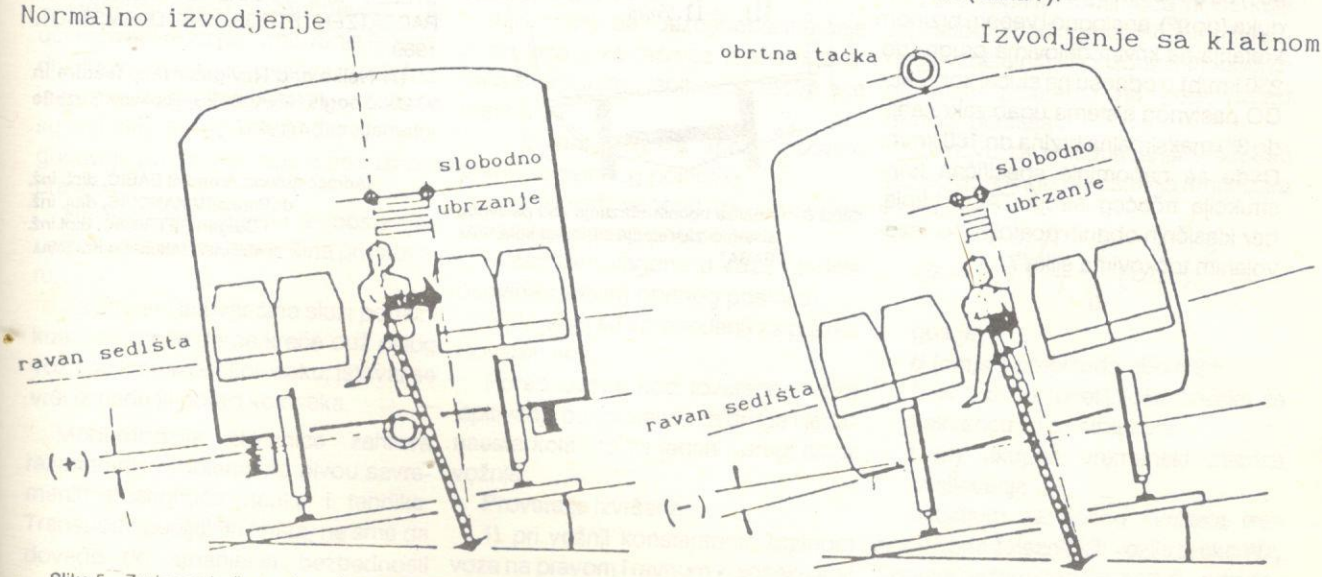
Pored nivoa ubrzanja, na udobnost posebno utiče i položaj obrtne tačke oko koje se vrši zakretanje sanduka. Najpovoljniji položaj obrtne tačke je u visini stomaka putnika.

Postoje više rešenja do sada izvedenih sistema za zakretanje sanduka i uglavnom se dele na:

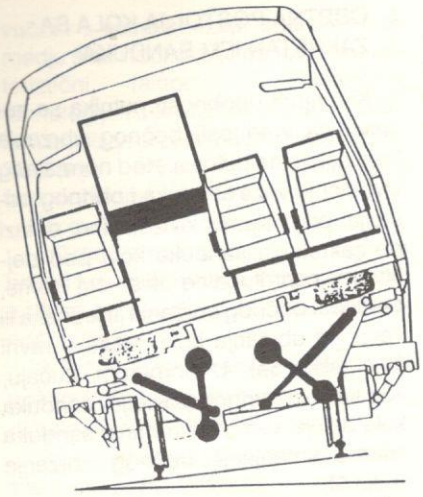
a) Aktivne sa elektronski kontrolisanom prinudnom silom uvedenom preko hidrauličkih cilindara i

b) Pasivne, pod dejstvom prirodne centrifugalne sile.

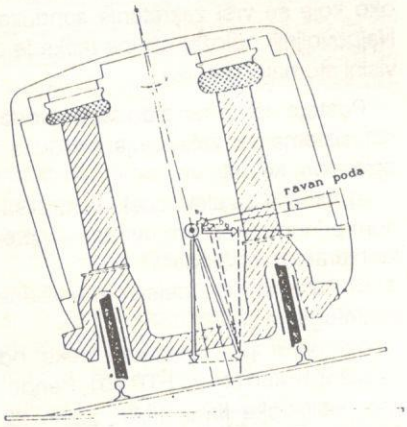
Od prvih pomenućemo neke od uspešnijih, kao što su ETR 401, Pendolino, italijanske firme FIAT, zatim X2 Švedske firme ABB (sl. 6), a od drugih za sada egzistira jedino rešenje na španskim železnicama TALGO PENDULAR (slika 7).



Slika 5. - Zavisnost bočnog ubrzanja od zakretanja sanduka kola



Slika 6. - Aktivni sistem zakretanja sanduka X2



Slika 7. - Pasivni sistem TALGO-PENDULAR

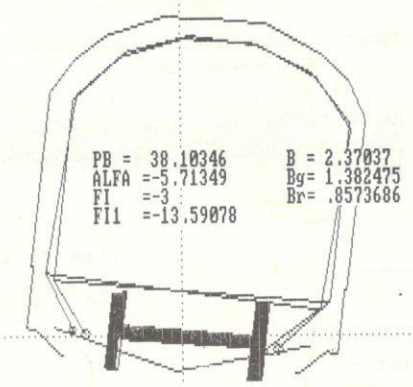
Performanse aktivnog sistema (ETR 401) su sa većim uglom zakretanja sanduka (do 9°), analogno i većom brzinom kretanja na krivim delovima pruge (do 230 km/h) u odnosu na slučaj kod TALGO pasivnog sistema ugao zakretanja do 3° i maksimalna brzina do 180 km/h. Ovde se napominje specifična konstrukcija trčećeg stroja TALGO-kola, bez klasičnih obrtnih postolja i sa razdvojenim točkovima slika 7.

Tehničke karakteristike navedenih sistema navode se da bi se na najprihvatljiviji način uočile razlike i prednosti sistema koji egzistiraju, a odnose se na povećanje brzine kretnaja vozova na postojećim prugama.

Na bazi iskustva u ispitivanjima i poboljšanjima većeg broja vagonskih konstrukcija, u Kraljevu je formiran tim koji se bavi problematikom razvoja pasivnog sistema zakretanja sanduka. Pored osnovnih kriterijuma, koje sistem mora da ispuni, dodatno ograničenje je jednostavna ugradnja na obrtna postolja koja su u eksploataciji na našim prugama.

Prethodno je izvršena detaljna analiza geometrijskih uslova koji moraju biti ispunjeni. Razvijen je i odgovarajući programski paket za simulaciju. Za usvojene polazne parametre pruge, brzine kretanja i dodatnog zakretanja dobijaju se bočna ubrzanja na nivou ravni šina $b_ş$ i poda sanduka b_r. Ove dve veličine uzete su kao ograničenje konstrukcije.

Prvi rezultati ohrabruju, tako da je u toku razrada pasivnog sistema sa automatskom regulacijom zakretanja sanduka u zavisnosti od brzine kretanja (+ 20% u odnosu na nominalno zadatu) prema vrednosti ubrzanja na nivou šina (slika 8).



Slika 8 – Analiza bočnih ubrzanja kod pasivnog sistema zakretanja sanduka kola "KARABA"

6. UMESTO ZAKLJUČKA

Optimalni (celokupni) sistem železničkog saobraćaja u Evropi bazira na kombinaciji dva principa koji se medjusobno dopunjavaju.

Prvi se odnosi na gradnju pruga velikih brzina poput vozova TGV i ICE, a drugi na povećanje brzina na postojećim prugama. U radu se daje osnovni pregled, način i metode rešenja povećanja brzina na postojećim prugama i neke od rezultata ostvarenih kod nas.

7. LITERATURA

(1) ORE, Activities Report, Utrecht 1987.

(2) ORE B176, Bogies With steered or steering wheelsets, Raport 1, Volume 1,3, Utrecht, September 1989.

(3) ORE S1037, Body tilt coaches, Report 1, Operational experience with body tilt coaches (BT), Utecht, September, 1985.

(4) SCHEFFEL, H.,Die Schlinger-Stabilitat und die Bogenlanfigket der Eisenbahn Fahrzenge, Schienen der Welt, 4/1974.

(5) The Economics and Performance of Freight Car Trucks, Post-Conference Proceedings, AAR Report R590, The Queen Elizabeth, Montreal, Canada.

(6) Distelrath, V., Schaefer-Enkeler, A., Rappengluck, W., "DIE ENTWICKLUNG FORSCHRITTLICHER TRIEBDREHGESTELLE MIT RADIAL EINSTELLEAREN RADSATZEN" ETR 38, H1/2, DARMSTADT, 1989.

(7) Neiko and Navigator may feature in IC 2000 bogis (ANALIYSIS) Railway Gazette international, 1/1991/

(Adresa autora: Arandjel BABIĆ, dipl. inž,
dr Ranko RAKANOVIĆ, dipl. inž.
i Dragan PETROVIĆ, dipl.inž.
- Mašinski fakultet u Kraljevu.

Analiza dinamičkog ispitivanja voza za prevoz dugih šina

UDK 629.464.4:625.1.14

Dr Nikola ĆUĆUZ
Dr Zoran MICKIĆ

1. UVOD

Savremeni železnički saobraćaj vezan je za modernizaciju i osposobljavanje pruga sa neprekinutim kolosekom, zbog čega je neophodna primena dugih šina. Transport dugih šina predstavlja poseban problem. Za tu namenu napravljen je specijalni voz. Složenost kretanja voza za prevoz dugih šina ne sme da dovede do smanjenja bezbedosti saobraćaja

Voz za prevoz dugih šina dužine 135 m, sastoji se od lokomotive i 12 specijalnih 4-osovinskih plato vagona.

Dugačke šine se slažu na voz u 3 reda po 10 šina na u trorednim nosačima. Na prvom vagonu postavljena je kabina za radno osoblje i mesto za sidrenje krana pri njegovom prevozu.

Drugi vagon snabdeven je učvršćivačem za pričvršćivanje šina radi obezbeđenja od dejstva podužnih inercijalnih sila. Na ostalim vagonima su montirai troredni nosači koji omogućavaju pomeranje šina u podužnom pravcu.

Na zadnjem vagonu je postavljen usmerivač za usmerenje šina pri istovaru.

Za utovar i istovar šina služi portalni kran koji može da se kreće duž celog voza po kranskom koloseku. Istovar se vrši između ili pored koloseka.

Modernizacija železnice zahteva razmatranje problema na nivou savremenih dostignuća nauke i tehnike. Transport specijalnih tereta, ne sme da dovede do smanjenja bezbednosti saobraćaja.

2. CILJ ISPITIVANJA

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

Shodno objavi UIC 432 potrebno je proveriti bezbednost kretanja i mirnoću hoda.

Provera bezbednosti kretanja od iskliznuća vozila sa šina izvršena je preko odnosa (Y/Q) bočne sile Y i vertikalne sile opterećenja točka Q i metodi MARTIN-a odnosno bočnih sila H merenih na osi osovine.

Mirnoća hoda određena je po Sperlingu za vertikalni i horizontalni pravac. Određena je vrednost standardnog odstupanja amplitude ubrzanja za vertikalni i horizontalni pravac kao i maksimalne vrednosti ubrzanja za vertikalni i horizontalni pravac.

Mirnoća hoda i bezbednost kretanja proverena je za ceo voz, a prema overenom programu ispitivanja provera je vršena na:

– prvom vagonu (prva osovina prednjeg obrtnog postolja),

– srednjem vagonu (prva osovina prednjeg obrtnog postolja) i

– zadnjem vagonu u vozu (zadnja osovina zadnjeg obrtnog postolja).

Ispitivanja su sprovedena za prazan i tovaren voz.

Pored ovoga kod tovarenog voza ispitivanja su izvršena i za druga i jedanaesta kola i to za jedan i drugi smer vožnje.

Provera je izvršena:

1) pri vožnji konstantnom brzinom voza na pravom i ravnom koloseku koji zadovoljava svojim kvalitetom propise, 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 tovaren voz od 50 do 80 km/h

– za prazan voz od 60 do 80 km/h

2) u krivom delu koloseka sa radijusom R = 300 m pri čemu je proverena maksimalna brzina kretanja voza. Vršene 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

2.1. Mirnoća hoda po Sperlingu

Za određivanje mirnoće hoda kola po metodi Sperlinga korišćene su vrednosti vertikalnih i horizontalnih bočnih ubrzanja izmerenih na podu iznad obrtog postolja .

Osnovu za sračunavanje vrednosti Wz po Sperlingu predstavlja empirijska formula:

$$Wz = \sqrt[6,67]{\frac{1}{T}\int_0^T (b \cdot B)^2 \, dt}$$

gde je:

- b (cm/s^2) amplituda ubrzanja
- B = 1 faktor osetljivosti čoveka za frekvencu za teretna kola
- t (s) ukupan vremenski interval oscilovanja

Kriterijum za ocenu kvaliteta mirnoće hoda železničkih vozila preko Wz, Sperling je formirao i to od 1,0 – vrlo dobar, do 5,0 – opasan za saobraćaj.

Mirnoća hoda Wz = 4,25 uzima se kao granica za teretna kola.

Dozvoljene maksimalne vrednosti ubrzanja za teretna kola iznose:

bv_{max} = 650 (cm/s²) u vertikalnom pravcu

bH_{max} = 450 (cm/s²) u horizontalnom pravcu

Maksimalna vrednost standardnog odstupanja amplitude ubrzanja treba da je:

δ = 130 (cm/s²)

2.2. Bočne sile u osi osovina

Bezbednost kretanja kola preko bočnih sila merenih u visini osovinskih ležišta definisana je uslovima UIC 432 odnosno ORE B 12/RP 17.

Kriterijumi za bezbedno kretanje su:

– najveća poprečna sila koja deluje na putu manjem od 2 (m) merena u visini osovinskog ležišta mora da je:

$$H_{max}(2m) = 0.85 \cdot (10 + \frac{Q_o}{3}) \quad (kN)$$

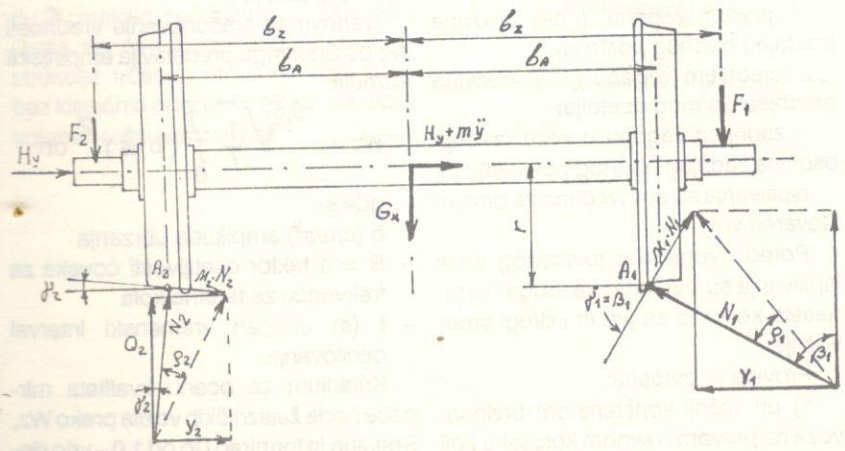
–zbir *Hsr* – aritmetičke srednje vrednosti i δ – standardnog odstupanja poprečnih sila merenih u visini osovinskih ležišta mora da je:

$$Hsr + \delta = 0{,}5\,(10 + \frac{Q_o}{3}) \quad (kN)$$

Ovde je *Qo* (kN) srednje težinsko opterećenje po osovini.

2.3. Bezbednost od iskliznuća Y/Q sila

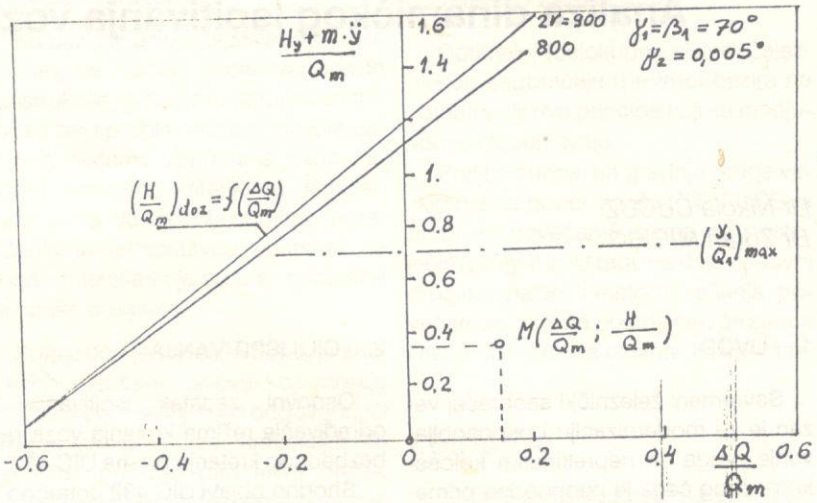
Bočne i vertikalne sile u dodiru točak šina, koje deluju na kolski sklop u vertikalnoj ravni, date su na slici 1.



Slika 1 – Sile u dodiru točak - šina

U graničnom položaju iskliznuća sa šina, na vencu bandaža vodećeg kolskog sklopa, deluje sila *N*. Ona se sastoji iz horizontalne *Y* i vertikalne *Q* komponente, a njihov odnos možemo napisati kao:

$$\frac{H + m\ddot{y}}{Qm} = \frac{tg(\beta_1 - \rho_1) - tg(\gamma_2 + \rho_2) + \Delta Q_F/Q_m\,[\,tg(\beta_1 - \rho_1) + tg(\gamma_2 + \rho_2)]}{1 - r/2b_A\,[\,tg(\beta_1 - \rho_1) + tg(\gamma_2 + \rho_2)]}$$



Slika 2 – Granične vrednosti iskliznuća

Ako se izraz posmatra kao $(H + m \cdot \ddot{y} / Qm)$ u zavisnosti od $(\Delta Q_F/Q_m)$, za granične vrednosti imaće pravu koja zavisi od: $\beta_1, \rho_1, \gamma_2, \rho_2, r$ i $2b_A$ (sl. 2).

Pored ovog uslova, ovaj metod nalaže i proveru vremena dejstva kritičnih sila. Ovo vreme je vreme koje je potrebno za podizanje točka i savlađivanje puta radi iskliznuća sa šina. Eksperimentalno je utvrđeno da je to vreme 0,05 sek a put oko 0,5 m.

3. MERNA OPREMA I IZMERENE VELIČINE

Merenje je izvršeno metodom merenja mehaničkih veličina električnim putem pomoću opreme sl. 4 čija je šema povezivanja pri merenju data na sl. 6.

Akvizicija i obrada rezultata vršena je pomoću računara "Mecintosh", programskim paketom 'BEAM'.

Digitalni konvektor DMC 9012 A, proizvodnje HBM iz Darmstadt-a, vrši pretvaranje analognih mernih veličina u digitalne.

Pri merenju korišćeni su davači:

– davači sila – sopstvene proizvodnje, dati na sl. 5, koji registruju aksijalne sile između osovine i kućišta,

– davači ubrzanja – B12/2000 i B12/1000 proizvodnje HBM, iz Darmstadt-a

– davači hoda – W 10 proizvodnje HBM iz Darmstadt-a,

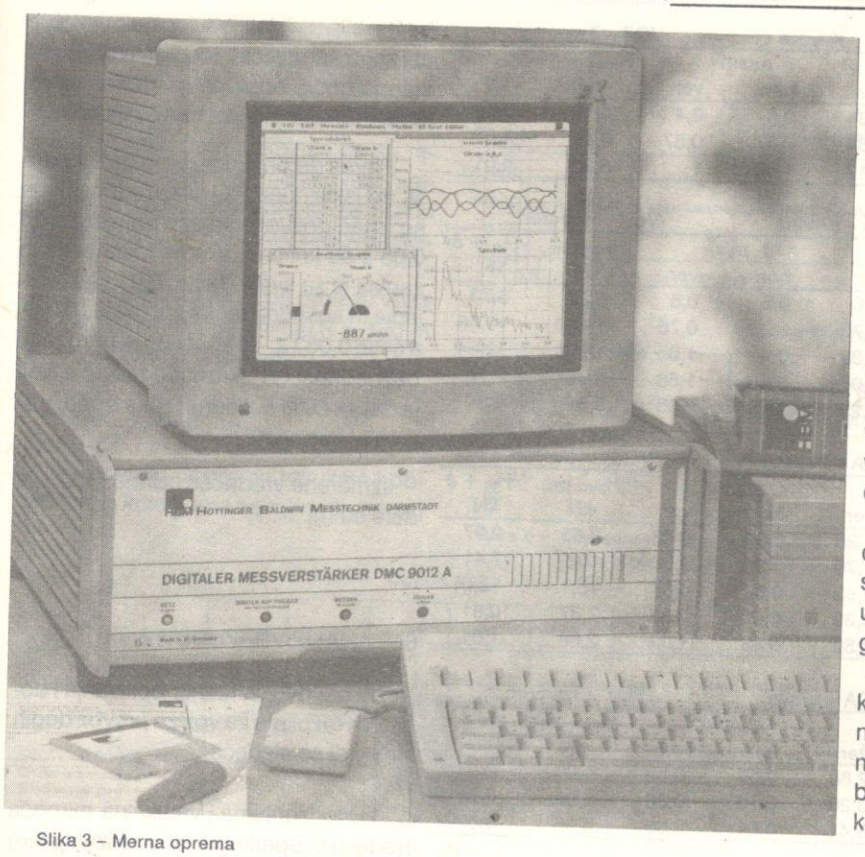
Napajanje električnom energijom pri merenju, vršeno je pomoću agregata "Honda 2000".

Na osnovu utvrđenih metoda izvršeno je merenje sedam mernih veličina na jednim kolima sl. 5.

Merene su:

1. bočna sila *H*, merena preko bočne sile levog točka (davač sile 1) i desnog točka (davač sile 2) u osi osovine slici 4. (davači sila)

3. bočno ubrzanje osovine $\ddot{y}$, (davač ubrzanja)



Slika 3 – Merna oprema

Slika 4 – Davaoci bočnih sila

4. vertikalnu komponentu sile *F* levog točka, kao zbir statičkog opterećenja i dodatka dinamičke komponente sila od ogibljenja i prigušenja, merenjem ugiba ogibljenja (davač hoda)

5. vertikalnu komponentu sile *F* desnog točka, kao zbir statičkog opterećenja i dodatka dinamičke komponente sila od ogibljenja i prigušenja, merenjem ugiba ogibljenja (davač hoda)

6. ubrzanje sanduka merenom na podu iznad obrtne šolje u vertikalnom pravcu (davač ubrzanja)

7. ubrzanje sanduka merenom na podu iznad obrtne šolje u horizontalnom pravcu (davač ubrzanja)

4. REALIZACIJA ISPITIVANJA

Ispitivanja su izvršena na delu pruge od Niške Banje do Sićeva i na industrijskom koloseku u DP Skretnice u Nišu.

Vreme je bilo suvo, a temperatura od 12 – 18°C

Merenja su vršena od 26. 10 do 28. 11.1991.god.

Ispitivanje na pravom koloseku vršeno je na delu pruge od 10.600 km do 13.500 km i to ponavljanjem svih vožnji na istoj deonici. Ispitivanja u krivini sa radijusom od 300 (m) i nadvišenjem od 150 (mm) izvršeno je na delu pruge od 15.600 km do 16.180 km.

Pri malim brzinama sa najmanjim radijusom krivine od 180 (mm) ispitivanja su izvršena na industrijskom koloseku u DP "Skretnice" na deonici u Bloksignalu.

Merna oprema je bila smeštena na kolima br 1 u radnoj kabini za merenja na prvim, drugim i srednjim kolima. Pri merenju zadnjih kola merna oprema je bila smeštena u pridodatim putničkim kolima.

5. REZULTATI ISPITIVANJA

Rezultati ispitivanja dati su tabelarno i grafički za svaka kola.

Maksimalna dozvoljena vrednost najvećih bočnih sila koje deluju na putu do 2 (m) merene u visini osovinskog ležišta i najveći zbir aritmetičke srednje vrednosti bočne sile i njenog standardnog odstupanja za ispitivana kola date su tabelarno (tabela 1).

Na slici 6 dat je primer vremenskog zapisa horizontalnog i vertikalnog ubrzanja. U priloženim tabelama (tabela 2) dati su rezultati horizontalne i vertikalne mirnoće hoda, horizontalna i vertikalna ubrzanja, horizontalna i vertikalna odstupanja standardnog ubrzanja i

TABELA 1

	G1	G2p	G2t	G5p	G6p	G6t	G11t	G12p
Hmax	26,13	24,22	31,73	23,51	23,51	41,43	33,57	23,51
Hsr	15,37	14,25	18,66	13,83	13,83	24,37	19,75	13,83

TABELA 2

KOLA BR. 1			DEONICA – Krivina				VOZ – Prazan	
Brzina	Wz		b m/s^2		δ m/s^2		$H_{max\ (2m)}$	H_{sr} +
km/h	hor.	ver.	hor.	ver.	hor.	ver.	kN	kN δ
60	2,71	3,68	1,93	5,51	0,53	1,17	2,69	0,96
70	2,81	3,69	3,75	4,79	0,59	1,46	2,67	1,42
80	3,15	3,79	3,16	4,85	0,87	1,58	4,96	1,94

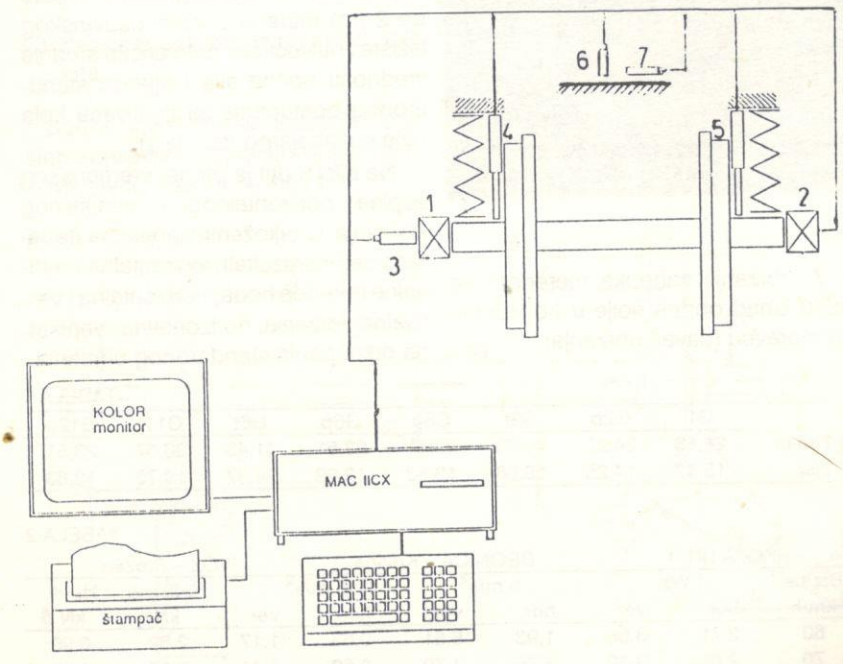
KOLA BR. 1			DEONICA – Krivina				VOZ – Tovaren	
Brzina	Wz		b m/s^2		δ m/sm2		$H_{max\ (2m)}$	$H_{sr}+\delta$
km/h	hor.	ver.	hor.	ver.	hor.	ver.	kN	kN
40	2,68	2,51	2,36	1,34	0,5	0,4	4,16	3,30
60	3,15	3,03	3,16	2,64	0,87	0,57	6,15	3,57
70	3,32	3,30	3,98	3,17	1,03	1	6,35	4,01

KOLA BR. 6			DEONICA – Krivina				VOZ – Tovaren	
Brzina	Wz		b m/s^2		δ m/s^2		$H_{max\ (2m)}$	$H_{sr}+\delta$/
km/h	hor.	ver.	hor.	ver.	hor.	ver.	kN	kN
30	1,89	2,78	1,0	2,6	0,3	0,8	6,22	3,73
40	1,81	2,85	1,15	2,72	0,26	0,75	14,39	10,58
60	2,18	3,47	1,34	5,33	0,4	1,05	15,86	12,64
70	2,34	3,48	1,57	6,07	0,48	1,56	4,86	2,11
80	2,34	3,54	2,08	4,23	0,49	1,65	5,59	3,24

KOLA BR. 6			DEONICA – Prava				VOZ – Tovaren	
Brzina	Wz		b m/s^2		δ m/s^2		$H_{max\ (2m)}$	$H_{sr}+\delta$
km/h	hor.	ver.	hor.	ver.	hor.	ver.	kN	kN
30	1,72	2,25	0,86	1,35	0,20	0,43	2,65	0,97
40	1,79	2,41	1,43	1,70	0,22	0,50	10,5	7,41
60	2,05	2,85	1,25	2,62	0,33	0,87	15,1	12,01
70	2,08	2,81	2,02	3,39	0,41	0,86	2,87	0,81
80	2,07	3,02	1,84	3,52	0,43	1,03	2,68	1,01

KOLA BR. 1			DEONICA – prava				VOZ – Tovaren	
Brzina	Wz		b m/s^2		δ m/s^2		$H_{max\ (2m)}$	$H_{sr}+\delta$
km/h	hor.	ver.	hor.	ver.	hor.	ver.	kN	kN
50	2,74	2,81	2,19	2,88	0,54	0,59	4,00	2,87
60	3,15	3,03	2,73	3,20	0,70	0,86	5,09	3,31
70	2,88	3,29	2,19	3,41	0,64	0,99	5,66	3,57

KOLA BR. 1			DEONICA – Prava				VOZ – Prazan	
Brzina	Wz		b m/s^2		δ m/s^2		$H_{max\ (2m)}$	$H_{sr}+\delta$
km/h	hor.	ver.	hor.	ver.	hor.	ver.	kN	kN
60	2,64	3,74	2,07	5,41	0,48	1,23	2,76	1,59
70	2,65	3,97	1,08	6,21	0,49	1,46	2,78	1,81
80	2,75	3,77	2,73	4,41	0,55	1,56	3,05	1,97



Slika 5 – Šema povezivanja merne opreme

bočne sile u visini osovine na putu od 2 m i zbira aritmetičke srednje vrednosti i standardnog odstupanja posebno za kola, deonicu pruge i tovarenja voza.

Prema datom kriterijumu bezbednosti od iskliznuća *Y/Q* sila,vrednosti koje su iznad dozvoljenih ako traju duže od 0,05 s su kritične. Vreme trajanja datih zapisa je za svaku tačku 0,0133 s. Trajanje tri susedne tačke zapisa je 0,04 s a četiri 0,053 s. To znači da je ugrožena bezbednost od iskliznuća za zapis, koji je dat sa četiri susedne tačke iznad graničnih vrednosti.

Izmerene vrednosti odnosa *Y/Q* sila date su na sl. 7.

6. ANALIZA REZULTATA

Na osnovu izvršenih ispitivanja i dobijenih rezultata za voz za prevoz dugih šina vidi se sledeće:

1. Horizontalna i vertikalna mirnoća hoda po Sperlingu je u dozvoljenim granicama za brine do 80 km/h i za prazan i za tovaren voz.

2. Maksimalno izmerene vrednosti horiontalnog ubrzanja su veće od dozvoljenih za prazan voz, kola broj 6 pri kretanju u krivini R=300 m, brzinama 70 i 80 km/h.

4. Maksimalno izmerene vrednosti standardnog odstupanja amplitude horizontalnog ubrzanja su veće od dozvoljenih za prazan voz, kola broj 6 pri kretanju u krivini R=300 m, brzinama 70 i 80 km/h.

5. Maksimalno izmerene vrednosti standardnog odstupanja amplitude vertikalnog ubrzanja su veće od dozvoljenih δ = 1,3 m/s za brzine 70 i 80 km/h za pojedine prazne i tovarene vagone.

6. Maksimalne bočne sile izmerene u osi osovina (maksimalna bočna sila u visini osovinskog ležaja koja deluje na putu manjem od 2 m i zbir aritmetičke srednje vrednosti i standardnog odstupanja bočnih sila u visini osovinskog

ležišta) za pravu i ravnu prugu i krivinu R=300 m u potpunosti zadovoljava propisane kriterijume.

7. Kriterijum bezbednosti od isklizнuća Y/Q sila nam pokazuje da su rezultati izmerenih vrednosti blizu graničnih dozvoljenih vrednosti za brzine 70 i 80 km/h, ali još uvek zadovoljavajući.

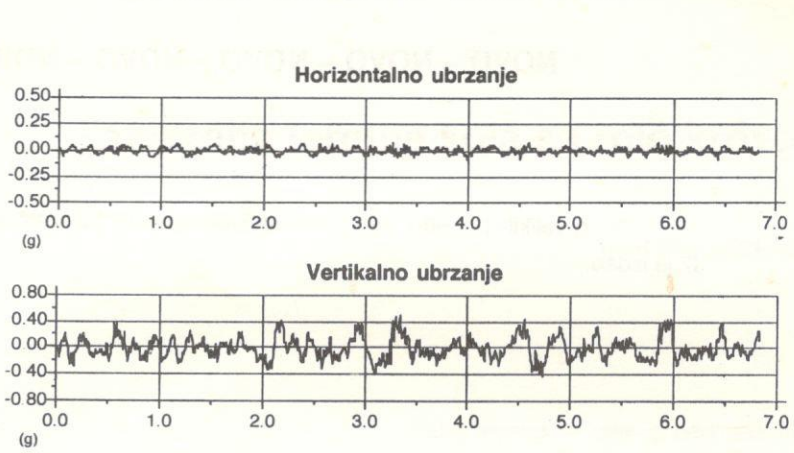
8. Rezultati merenja pri prolazu voza brzinom 5 km/h kroz krivinu R = 180 m su u granicama dozvoljenih.

7. ZAKLJUČAK

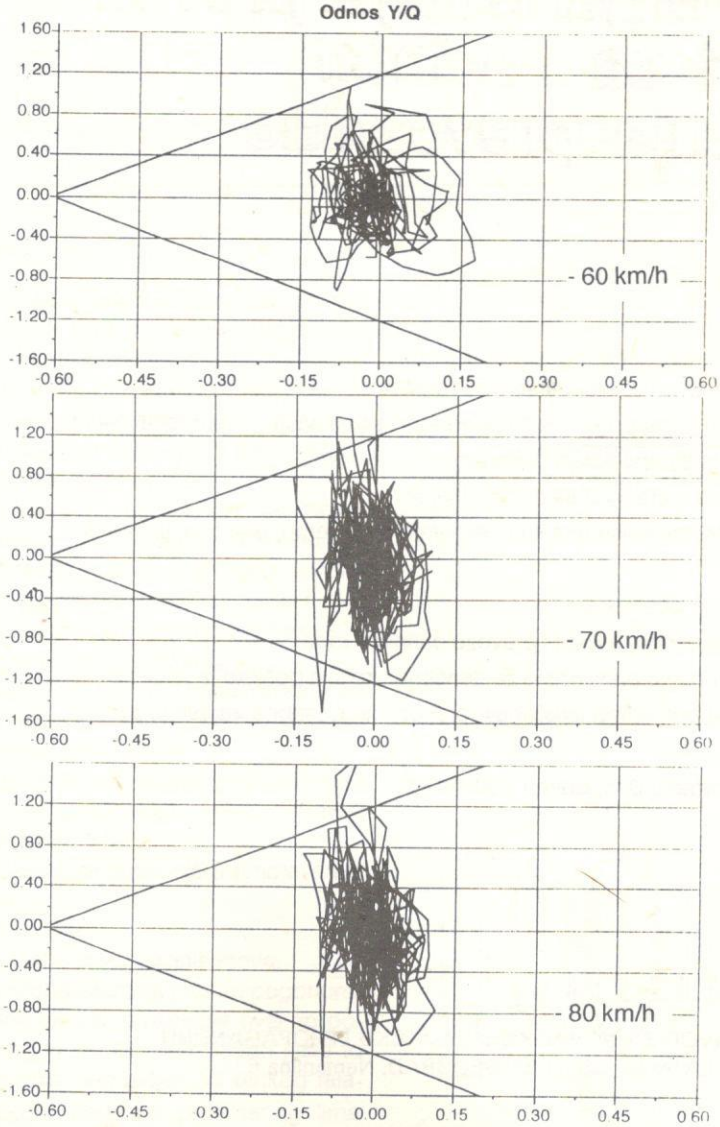
Na osnovu dobijenih rezultata i postavljenih kriterijuma za mirnoću hoda i bezbedost kretanja UIC – KODEX 432) zaključuje se da je specijalni voz za prevoz dugih šina sposoban:

1. za trčanje maksimalnom brzinom 60 km/h na pravoj pruzi i u krivinama sa minimalnim poluprečnikom R = 300 m u praznom i tovarenom stanju,

2. za prolaz kroz minimalni poluprečnik krivine R = 180 m na industrijskim kolosecima u praznom i tovarenom stanju sa brzinom 5 km/h.



Slika 6 – Vremenski zapis horizontalnog i vertikalnog ubrzanja za brzinu 60 km/h pri kretanju kroz krivinu sa poluprečnikom 300 m



Slika 7 – Odnos Y/Q bočnih i vertikalnih sila za brzine 60, 70 i 80 km/h pri kretanju kroz krivinu sa poluprečnikom 300 m

LITERATURA

– Materijal: ORE. B12/rp17, UIC 432, 510, 517, 530-2

– Elaborati o ispitivanju voza za prevoz dugih šina, Mašinski fakultet Niš

– Određivanje dinamičkih parametara železničkih vozila, dr Zoran Mickić, Mašinski fakultet Niš 1992

– Dinamičko ponašanje šinskih vozila u krivini sa stanovišta nelinearne teorije, dr Nikola Ćućuz Beograd 1969

(Adresa: dr Nikola ĆUĆUZ, Saboraćajni fakultet Beograd i dr Zoran MICKIĆ, Mašinski fakdutet Niš)

NOVO – NOVO – NOVO – NOVO – NOVO – NOVO

Zbog velikih potreba, kao i velikog interesovanja železničkih radnika, zavod za NIPD JŽ je izdao:

Priručnik iz organizacije prevoza stvari sa načinom računanja prevoznine

Autori: Svetozar Stamenković i Miljko Selaković

sa sledećim poglavljima:

a) Računanje prevoznine stvari u unutrašnjem saobraćaju i

b) Računanje prevoznine stvari u međunarodnom saobraćaju i primene tarife Jugoslavija – SSSR (SMGS). Sve sa praktičnim primerima.

Priručnik sadrži celokupnu materiju iz sledećih oblasti:

– transportno-manipulativnog postupka sa pošiljkama pri prijemu, prevozu, izdavanju i posebnim slučajevima;

– potražno-reklamacionog postupka;

– carinskog postupka pri uvozu, izvozu i prevozu carinske robe;

– tarifskog sistema i računanja prevoznine za denčane i kolske pošiljke iz unutrašnjeg i međunarodnog saobraćaja, sa primerima izračunate prevoznine posebno za svkao pravilo iz odnosne tarife.

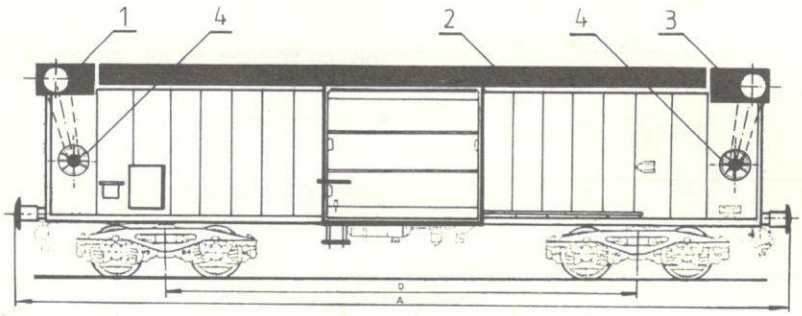
Priručnik je štampan u formatu B–5, obima 200 strana.

Narudžbe prima izdavač: ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ, 11000 BEOGRAD, Nemanjina 6

Zatvorena teretna kola sa rolo krovom

UDK 656.2:629.463.5

Vladimir TODOROV, dipl. inž.



Slika 1

Danas u svetu, a i kod nas postoji veliki broj različitih rešenja vagona sa pokretnim krovom.

Osnovna namera svih ovih rešenja je obezbeđivanje što jednostavnijeg utovara i istovara kao i bezbednijeg transporta kabaste robe.

"Vagonka", kao jedan od proizvođača železničkih transportnih sredstava, studiozno se bavi problemom pokretnih krovova, pa je i ovaj rad u celini novi pristup i doprinos u rešavanju ovog problema.

Na slici 1 dat je izgled vagona sa rolo krovom, a na sl. 2 šematski prikaz njegovog mehanizma.

Kao kod svih sličnih mehanizama i kod ovog postoje četiri osnovna međuzavisna dela:

1. kutija za otvaranje (namotavanje) krova,
2. vođice,
3. kutija za zatvaranje krova,
4. mehanizam sa ručnim pogonom.

Ono što bitno razlikuje ovaj tip pokretnog krova od svih ostalih jeste to da je krov napravljen od tankog talasastog ili trapezno profilisanog lima koji se namotava na valjak (sl. 2, 3, 4).

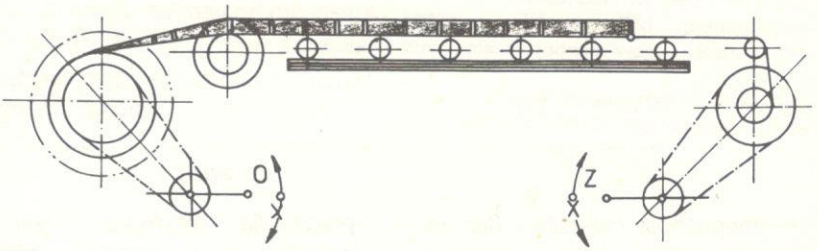
Da je ovakvo namotavanje lima moguće dokazuje i činjenica da železare, za svoje potrebe, namotavaju trake ravnog – tankog lima radi jednostavnijeg skladištenja i transporta.

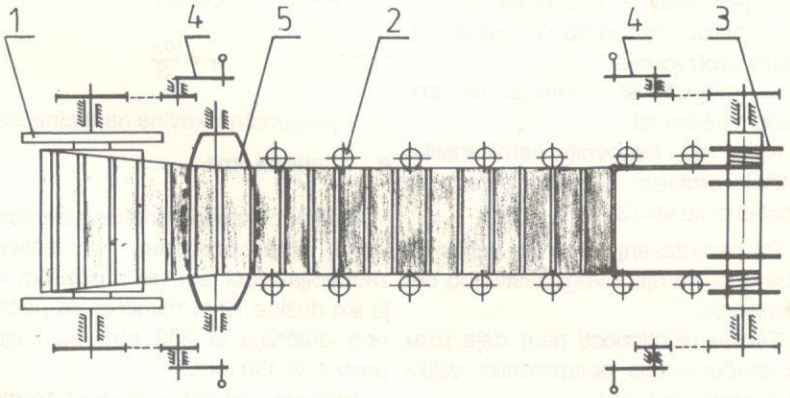
Talasasti lim daje neophodnu krutost krovu u vertikalnom pravcu a njegova primena daje prednosti kao što su:

– odlične konstruktivne karakteristike uz minimalnu površinsku masu (6 – 10 kg/m^2),

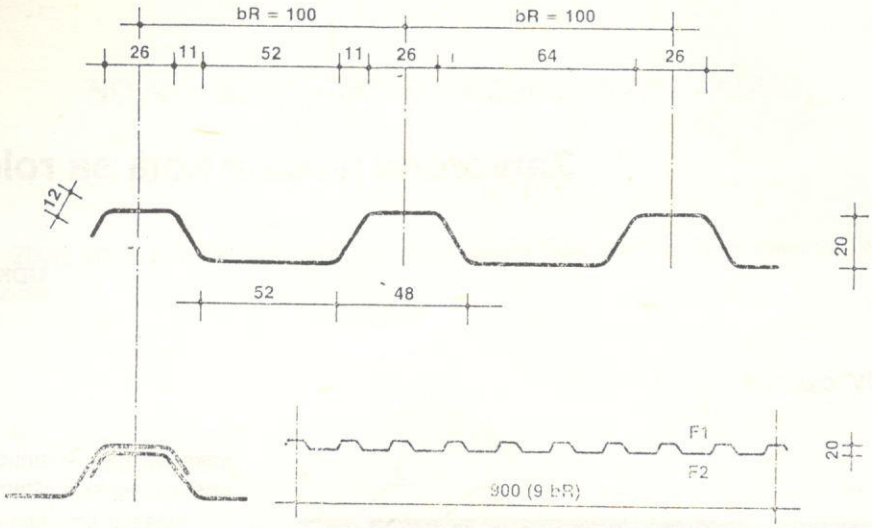
– moguć izbor takvog materijala ili njegove zaštite, koji pruža visoku otpornost na uticaje klime i mikroklime, aerozagađenja, industrijskih gasova i para,

– otpornost na mehanička oštećenja,





Slika 2



d mm	g kN/m²	g kN/m	I cm⁴/m	W cm³/m	Opterećenje kN/m²	Razmak rožnjače l [m] kod maksimalnog ugiba $f_{max} \leq l/200$ i dozvoljenog napona σ (dozv.) = 14 kN/cm²			
						△ △	△△△	△△△△	
0.60	0.064	0.056	4.94	4.10	1.00	1.58	2.12	1.96	
					1.25	1.47	1.92	1.82	
					1.50	1.38	1.75	1.71	
					1.75	1.32	1.62	1.63	
0.70	0.074	0.065	5.71	4.76	1.00	1.69	2.23	2.06	
					1.25	1.54	2.06	1.91	
					1.50	1.45	1.88	1.78	
					1.75	1.38	1.74	1.71	
0.80	0.085	0.075	6.45	5.36	1.00	1.73	2.32	2.14	
					1.25	1.61	2.15	1.99	
					1.50	1.51	2.00	1.87	
					1.75	1.44	1.85	1.78	
0.90	0.095	0.084	7.18	5.97	1.00	1.80	2.41	2.22	
					1.25	1.67	2.23	2.06	
					1.50	1.57	2.10	1.94	
					1.75	1.49	1.95	1.84	
1.00	0.106	0.093	7.90	6.57	1.00	1.85	2.48	2.29	
					1.25	1.72	2.30	2.13	
					1.50	1.62	2.17	2.00	
					1.75	1.54	2.05	1.90	

Slika 3

– mogućnost montaže i demontaže kako celog, tako i pojedinih segmenata krova,

– jednostavna i brza ugradnja,

– niska cena zbog osvojene masovne proizvodnje,

– mogućnost nabavke na domaćem tržištu itd.

Neke od osnovnih karakteristika čeličnih profilisanih limova date su u tabelarno na slici 3.

Pri namotavanju lima na valjak ne sme doći do njegovog plastičnog deformisanja.

Teorija plastičnosti nam daje izraz za izračunavanje poluprečnika valjka za namotavanje lima:

$$5 \leq \rho_r \leq 200$$

ρ_r – predstavlja redukovani poluprečnik krivine neutralne linije kod savijanja u elastično – plastičnom području

$$\rho_r = \frac{\rho_n}{S}$$

ρ_n – poluprečnik krivine neutralne linije

S – debljina lima

Prilikom eksperimentalnog namotavanja lima postignuti su sasvim zadovoljavajući rezultati s obzirom da je lim dužine 12 m namotan sa početnog prečnika Ø 350 mm na krajnji prečnik Ø 450 mm.

Prilikom namotavanja javlja se moment savijanja pri čisto elastičnoj deformaciji lima i on se računa po obrascu:

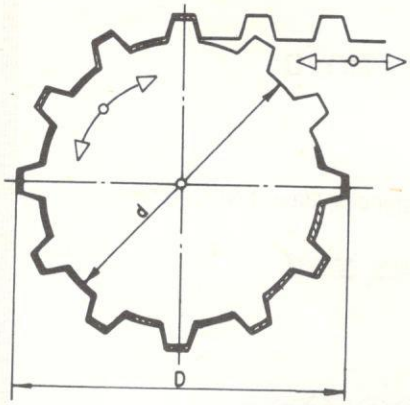
$$M = \delta_v \frac{b \cdot s^2}{4}$$

δ_v – granica razvlačenja materijala

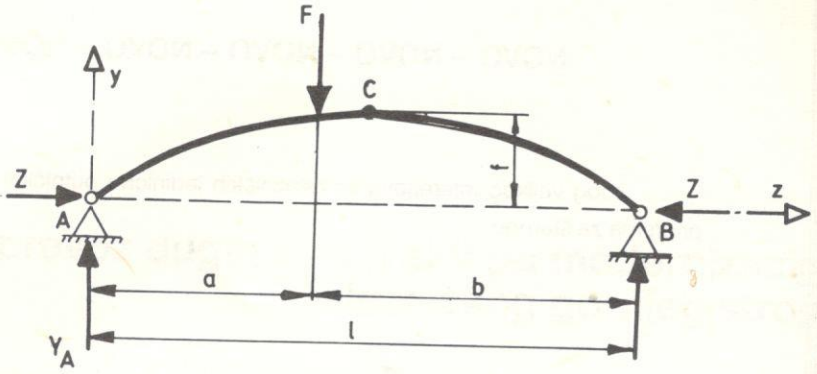
b – širina lima

U dosadašnjem izlaganju razmatran je slučaj ravnog krova koji predstavlja nepovoljniju varijantu zbog lošeg oticanja vode sa njegove površine. Naime u zimskim uslovima može doći do zamrzavanja zaostale vode što onemogućava lako pokretanje krova.

Iz tih razloga, mnogo povoljniju varijantu predstavlja zaobljen krov čija konstrukcija u potpunosi omogućava dobro odvođenje vode.



Slika 4



$$y = 4 \cdot f \cdot (l \cdot z - z^2) / l^2$$

za $a = b = l/2$

$$Y_A = Y_B = F/2$$

$$Z = 25 \cdot F \cdot l / 128 \cdot f$$

$$F = f_c \cdot 2048 \cdot E \cdot I_c / L^3$$

Slika 5

Zaobljenost krova postiže se pomoću prevojnog valjka (sl. 2, poz. 5.) koji lim prevodi u zakrivljeni ravnotežni položaj kao na slici 5.

Kod talasastog lima veličina strele je oko 20 mm na rastojanju 1 = 3000 mm.

Na slici 5 krov je tretiran kao parabolični luk na dva zgloba. Na istoj slici dati su izrazi za sračunavanje osnovnih statičkih veličina.

Ceo prednji koncept zasniva se na čisto teorijskim osnovama, jer njegova praktična proverenost za sada ne postoji.

Međutim, i pored toga pouzdano se može zaključiti da će napred data konstrukcija imati mnoge prednosti u odnosu na postojeće, a naročito u pogledu:

- manjih gabarita,
- veće čvrstoće (otpornosti) krova,
- bolje zaptivnosti itd.

Ako se uzme u obzir da se ovaj tip rolo krova može primeniti prilikom gradnje novih vagona i pri rekonstrukciji starih, to se može pouzdano očekivati da će on naći široku primenu u vagonogradnji.

LITERATURA

(1) B. Musafija Obrada metala plastičnom deformacijom

(2) V. Stoiljković Teorija obrade deformisanjem

(3) D. Rašković Otpornost materijala

(4) A.A. Umanski Konstrukterski priručnik – Izabrana poglavlja

(5) V. Todorov Osnovni parametri hidrostatičkog pogona kod premotavanja materijala sa jednog valjka na drugi (HIPEF '88).

(Adresa: Vladimir TODOROV, dipl. inž., MIN HOLDING CO, DD "Vagonka" – Niš)

NOVO – NOVO – NOVO – NOVO – NOVO – NOVO

Zbog velikog interesovanja železničkih jedinica i putničkih agencija, Zavod NIPD JŽ priprema za štampu

Priručnik za transportno računovodstvo i blagajničko poslovanje na železničkim stanicama

Autor: dipl. ek. Jovan Šever

Priručnik objašnjava izvršenje odredaba Pravilnika o transportnom računovodstvu i blagajničkom poslovanju železničkih stanica, postupak naplate, zaračunavanja i uračunavanja prevoznih troškova, način izdavanja prevoznih dokumenata i drugih priznanica za naplaćene iznose, sastavljanje i zaključivanje propisanih računa, zaključke blagajni i postupak sa naplaćenim transportnim prihodima.

Priručnik sadrži i postupke koji se primenjuju pri utvrđivanju odgovornosti radnika zbog povreda radnih obaveza, postupak oko primanja i predaje blagajni kao i povremenu kontrolu blagajničkog poslovanja.

Osim toga, propisi o kojima je reč u ovom priručniku važe i za blagajne putničkih agencija sa kojima je sklopljen ugovor o ustupanju prava prodaje železničkih voznih karata ukoliko ugovorom sa određenim ŽTP nije odobren poseban način obračuna i uplata transportnih prihoda za prodate prevozne karte.

Knjiga će se štampati u formatu B–5.

Obim 550 strana.

Narudžbe prima izdavač: ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ, 11000 BEOGRAD, Nemanjina 6

Voz za prevoz dugih šina u sklopu modernizacije železničkog gornjeg stroja

UDK 629.464.4:625.1.14

Dr Zoran MICKIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Brzim razvojem vazdušnog i drumskog saobraćaja, železnice su se našle u nezavidnom položaju. Mnoge zemlje u svetu su to na vreme uvidele, pa su izvršile modernizaciju svojih železnica, što je i međunarodna obaveza naše zemlje. Naročitu pažnju posvetili su železničkim prugama zbog intenzifikacije saobraćaja, a pre svega u želji da svoje koloseke osposobe za veće brzine i veće osovinske pritiske.

Uvođenje većih brzina vožnje ne sme da dovede do pogoršanja uslova mirnoće hoda i smanjenja bezbednosti saobraćaja. Kolosek treba da prima i prenosi razna opterećenja, kako bi omogućilo sigurno vođenje vozila.

Jedno od najslabijih mesta na koloseku je šinski sastav. Pri prelazu točkova vozila preko sastava javljaju se pojačana dinamička opterećenja. Zbog toga se zahteva prelazak na konstrukciju koloseka sa što manjim brojem sastava, odnosno neprekinuti kolosek.

2. NEPREKINUTI KOLOSEK

Neprekinuti kolosek je savremena inženjerska konstrukcija gornjeg stroja železničkih pruga kod koje, za razliku od klasičnog koloseka, ne postoje razmaci između krajeva šina, potrebni za temperaturne dilatacije, već su šine zavarene u trakove teorijski neograničenih dužina, koje praktično postižu nekoliko stotina pa i hiljada kilometara.

Zavarivanjem šina u dugačke trakove postižu se veoma povoljni tehnički i ekonomski efekti, kao i znatno poboljšanje komfora vožnje i zaštite čovekove okoline, jer se odstranjuju izvori udara točkova o krajeve šina, naročito nepovoljni kod većih brzina i saobraćaja težim šinskim vozilima. U tehnički i ekonomski razvijenim zemljama kao što su SAD, Rusija, Japan, Nemačka, Velika Britanija, Francuska i druge, do 90% mreže železničkih pruga je sa neprekinutim kolosekom.

Šine standardnih dužina se spajaju u veće dužine zavarivanjem. Za spajanje šina zavarivanjem koriste se četiri postupka: otporno zavarivanje varničenjem, gasno zavarivanje pritiskom, aluminotermitsko i elektrolučno zavarivanje.

Otporno zavarivanje šina varničenjem ili, kako se još naziva, elektrootporno zavarivanje pritiskom, električno tupo zavarivanje i slično, vrši se pomoću automatskih mašina za zavarivanje. Kapa se usled varničenja krajevi šina dovedu na temperaturu topljenja, mašina automatski sabija krajeve šina silom koja može da dostigne 350 – 500 kN. Na taj način se vrši zavarivanje, a na mestu vara ostaje zadebljanje koje se uklanja brušenjem. Aluminotermitsko zavarivanje je razvijeno specijalno za šinske sastave. Pod termitom se podrazumeva smeša gvožđa-oksida (Fe_2O_3) i aluminijuma u prahu (A1). Ova smeša se nalazi u vatrostalnom sudu i pomoću naročitog upaljača dovodi se na temperaturu paljenja od oko 1300°C posle čega nastupa hemijska reakcija: $Fe_2O_3 + 2Al \rightarrow Al_2O_3 + 2Fe + 752$ J. Pri tome je temperatura 1950 – 2450°C. Istopljeni čelik teče u kalup i zavari šinske krajeve koji su prethodno zagrejani plamenom od 1000 – 1200 °C. Između krajeva šina ostavlja se razmak od 12 mm (međulivni postupak). Nekoliko minuta kasnije kalup se skida. Vozna površina i bočne strane se bruse, a zadebljanja vrata i nožice se ne uklanjaju. Po tehničkim karakteristikama može se računati da je isti kvalitet zavarenih spojeva dobijenih otpornim zavarivanjem varničenjem i gasnim zavarivanjem pritiskom. Po kvalitetu zavarenih sastava zaostaje termičko zavarivanje. Cena vara dobijenog otpornim zavarivanjem varničenjem je mnogo manja od cene vara dobijenog termitskim zavarivanjem. Smatra se da za izvršenje velikog obima radova na zavarivanju i koloseku nije pogodno termitsko zavarivanje zbog visoke cene vara.

Kod nas se u radionicama varničenjem zavaruju po šest šina dužine 22,5 m i tako dobijene šine od 135 m prevoze do mesta polaganja gde se vrši termitsko zavarivanje. Znači, termitski var je na svakih 135 m dužine.

Posebni problem predstavlja prevoz dugih šina do mesta polaganja i utovar starih, zamenjenih šina, na nepristupačnom terenu.

3. VOZ ZA PREVOZ DUGIH ŠINA

Fabrika MIN – Niš u saradni se CIP Beograd omogućila je manipulaciju dugih šina, proizvodnjom voza za prevoz dugih šina.

Voz je namenjen za prevoz šina dužine 135 m. Sastoji se od lokomotive i 12 specijalnih 4-osovinskih plato vagona (slika 1).

Dugačke šine se slažu na voz u 3 reda na trorednim nosačima. Na prvom vagonu postavljena je kabina za radno osoblje i mesto za sidrenje krana pri njegovom prevozu.

Drugi vagon snabdeven je učvršćivačem za pričvršćivanje šina radi obezbeđenja od dejstva podužih inercijalnih sila. Na ostalim vagonima su montirani troredni nosači koji omogućavaju pomeranje šina u podužnom pravcu.

Na zadnjem vagonu postavljen je usmerivač za usmerenje šina pri istovaru.

Za utovar i istovar šina služi portalni kran koji može da se kreće duž celog voza po kranskom koloseku. Istovar se vrši između ili pored koloseka.

Tehnički podaci voza su:

– dužina voza	168480 mm
– širina koloseka . . .	1435 mm
– nosivost voza (30 šina dužine 135 m) max	243 t
– max osovinsko opterećenje kola u vozu .	12,0 t
– maks. brzina voza	
prazan	60 km/h
tovaren	60 km/h
– min. poluprečnik krivina za utovar i istovar	r = 250 m
– min poluprečnik krivine kroz koju može proći voz	180 m
– max visina voza . . .	3995 mm
– max širina voza . . .	3000 mm

4. TEHNIČKE KARAKTERISTIKE KOLA

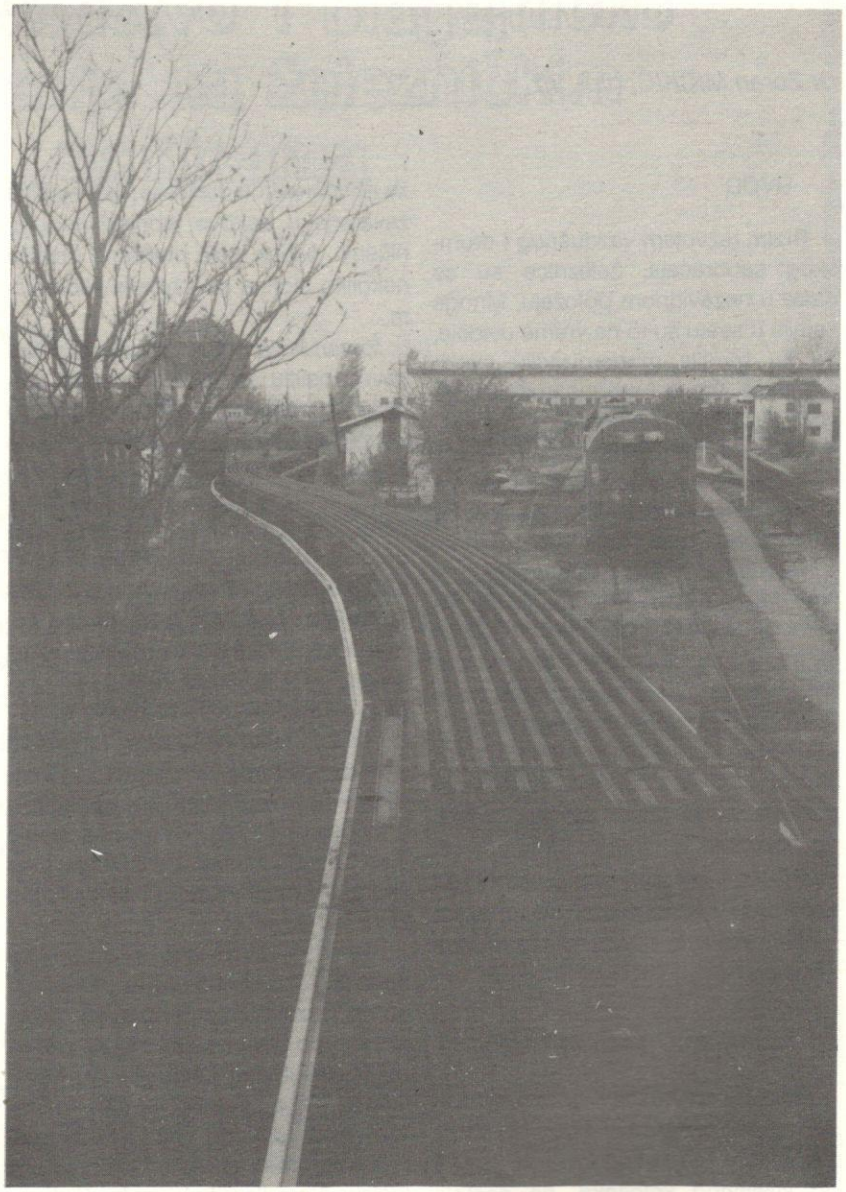
Plato kola za ovaj voz napravljena su rekonstrukcijom postojećih kola serije 585 – Taems, vlasništvo ŽTO Beograd, proizvodnje 1977. god.

Nakon rekonstrukcije izvršena je revizija kola prema pravilniku JŽ br. 241.

Rekonstrukcija je obuhvatila: sečenje sanduka kola do nivoa patosa, uklanjanje vrata, krova i mehanizma za otvaranje i zatvaranje krova. Izvršena je i rekonstrukcija kočnice. Izbačen je sisem kočenja "prazno-tovareno", i postavljena kočnica sa jednim stepenom prenosa. Kočnica zadovoljava maksimalnu brzinu 100 km/h za prazna kola i 80 km/h za tovarena kola. Pored ovoga ugrađena je pritvrdna kočnica.

Tehnički podaci kola su:

– širina koloseka	1435 mm
– dužina kola preko nesabijenih odbojnika .	14040 mm
– dužina donjeg postolja	12800 mm
– ratojanje između svornjaka obrt. post. .	8500 mm
– korisna dužina poda .	12800 mm
– korisna širina poda . .	2650 mm
– visina gornje ivice postolja od GIŠ-a	1045 mm



Slika 1 – Voz za prevoz dugih šina

– sopstvena težina kola	cca 21.5 t
– nosivost kola	max 25 t
– max osovinsko opterećenje	12,0 t
– osovinsko rastojanje u obrtnom postolju	1800 mm
– prečnik kruga kotrljanja točka	920 mm
maksim. brzina kola	
prazan	80 km/h
tovaren	60 km/h

– kočnica O–GP 16"
– obrtna postolja tipa Y25 CsB.

Osovinski sklopovi su izrađeni prema objavi UIC 510 sa monoblok točkovima. Osovinski sklopovi zadovoljavaju objave UIC 510–1, UIC 811, UIC 812–3, 813–3 odnosno JUS PF2.050, JUS PF2.036, JUS PF2.340. Prečnik rukavca osovina je 120 mm. Osovinska ležišta su valjkasta tipa WJ 120 x 240 i WJP 120 x 240 i smeštena su u kućište koje omogućuje dvostruko vođenje kolskog sloga. Valjkasta ležišta zadovoljavaju uslove date u objavi UIC 514–1.

Kola su snabdevena automatskom vazdušnom i pritvrdnom kočnicom:

– automatska kočnica O–GP je sa rasporednikom tipa Est 3f/S3/HBG300/16".

5. TEHNIČKE KARAKTERISTIKE VOZA

Šine se prevoze u tri reda po 10 šina, odnosno 30 šina u jednom tovaru. Dužina šina je 135 m.

Vagon broj 1 na sebi ima kabinu (priručnu radionicu) i mesto za sidrenje portala u toku transporta. Kabina predstavlja priručnu radionicu koja je pričvršćena za plato vagon. Ulaz u kabinu je sa platforme plato vagona, a na njenim bočnim stranama se nalaze po dva prozora. Sidrenje se vrši za konstrukciju vagona i sprečava kretanje portala u sva tri pravca (podužnom, poprečnom i vertikalnom).

Na vagonu broj 2 je postavljen učvršćivač šina (sl. 2.). Svaka šina je učvršćena parom papuča, koje se oslanjaju na glavu šine i na nožicu, a pritegnute su vijkom. Papuče imaju funkciju da sprečavaju podužno pomeranje šina u toku vožnje ili prilikom kočenja. Konzole koje nose šine okretne su oko stuba na kom se nalaze, a u toku transporta se učvršćuju utegama za ogradu u oba dijagonalna pravca.

Na vagonima od 3 do 11 postavljeni su konzolni nosači sa rolnicama (sl. 3). Šine su smeštene u tri reda. Prvi red je oslonjen na konstrukciju a preostala dva na konzolne nosače. Na svim nosačima šine se slobodno oslanjaju na rolnice da bi mogle uspešno da savlađuju krivine i promenu dužine voza usled kočenja, kao i zbog smanjenja otpora prilikom istovara i utovara na terenu. Konzolni nosači su okretni oko stuba da bi se oslobodio pristup donjim redovima prilikom utovara i istovara. Na poslednjem vagonu sa nosačima postavljaju se i dva konzole, uz nosač sa rolnicama, koje sprečavaju pomeranje gornjeg reda šina u vartikalnom pravcu.

Na vagonu broj 12 postavljeni su usmerivači šina. Jedan usmerivač je na sredini vagona, a drugi na samom kraju. Srednji obezbeđuje pravilno vođenje šine i sprečava njeno krivljenje u bočnom pravcu, a za zadnji usmerivač se pričvršćuju dve strme ravni, čiji je zadatak da spreče udaranje kraja šine o podlogu i njenu deformaciju.

Po celoj dužini kompozicije postavljena je kranska staza. Šine kranske staze su pričvršćene samo na prvom vagonu dok su na ostalim osloncima podužno i poprečno pomerljive. Na oba kraja kranske staze postavljeni su odbojnici koji ograničavaju kretanje portala.

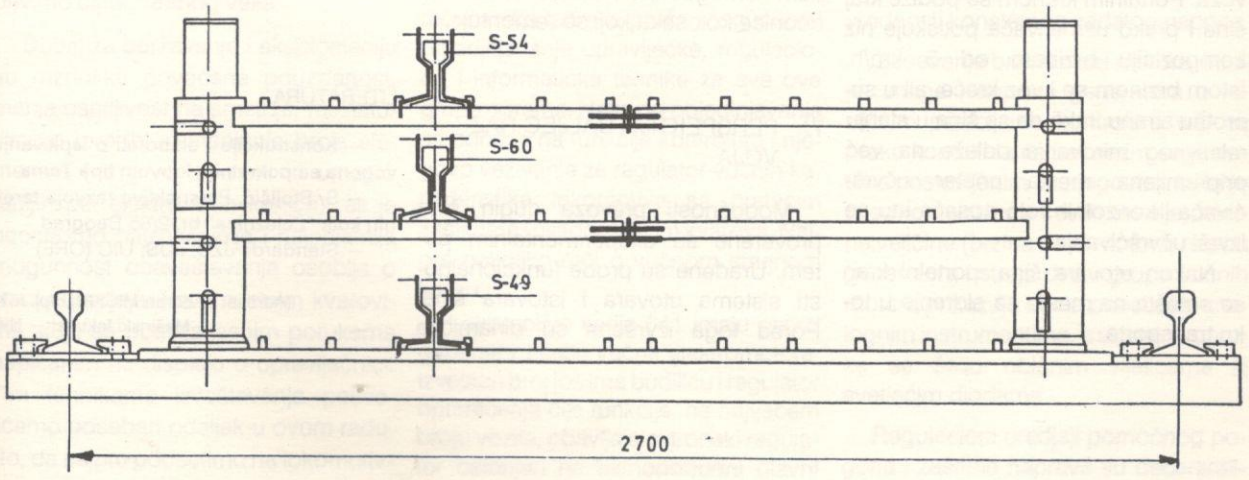
Portalni kran ima sopstveni dizel-hidrostatički pogon. Preko dizel agregata i pumpe promenljivog pritiska napajaju se odva hidro-motora koji preko lančanika pogone sva četiri točka.

Kran ima dva manipulatora koji rade nezavisno, a koriste se za podizanje kraja šine prilikom istovara ili za podizanje kraja šine sa podloge prilikom utovara.

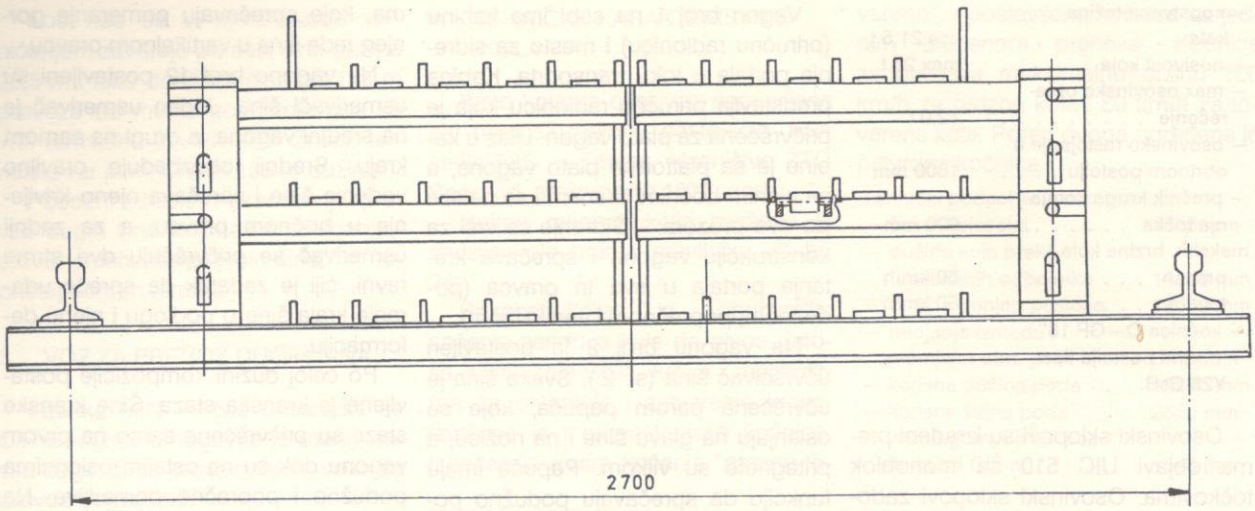
6. UTOVAR I ISTOVAR ŠINA

Sistem omogućava utovar novih šina iz skladišta i starih šina sa terena gde se vrši remont pruga.

Priprema za utovar novih šina sastoji se u postavljanju portalnog krana



Slika 2 – Učvršćivač šina



Slika 3 – Konzolni rolo nosač

na svom mestu u prvom vagonu i pripremi učvršćivača i konzolnih rolo nosača za smeštaj donjeg reda šina.

Utovar novih šina vrši se istovremenim sinhronizovnaim radom više portalnih kranova. Šine se uzimaju sa skladišta koje se nalazi paralelno sa vozom. Uzimaju se i odozgo postavljaju na svoja, već pripremljena mesta unutar učvršćivača i konzolnih rolo nosača. Nakon smeštaja donjeg reda šina, vrši se učvršćivanje šina i priprema drugog, a zatim i trećeg reda za utovar. Učvršćivanje šina se vrši odgovarajućim uređajima pomoću moment ključa sa kontrolisanim momentom pritezanja.

Utovar šina sa terena gde se vrši remont, obavlja se sa zadnje strane voza. Portalnim kranom se podiže kraj šine i preko usmerivača potiskuje niz kompoziciju brzinom od 5 km/h. Istom brzinom se i voz kreće, ali u suprotnu stranu, tako da se šina u stanju relativnog mirovanja odlaže na već pripremljena mesta unutar učvršćivača i konzolnih rolo nosača i tu se izvrši učvršćivanje.

Nakon utovara šina, portalni kran se smešta na mesto za sidrenje u toku transporta.

Istovar šina se vrši sa zadnje strane voza. Za poslednji vagon, na udaljenosti 10 – 15 m, zakačena su sajlom kolica sa dva podešljiva usmerivača. Pomoću ovih kolica šine se kroz usmerivače polažu ili van koloseka ili u kolosek prema potrebi. Posle oslobađanja šina od učvršćivača pristupa se istovaru. Moguć je istovar jedne ili dve šine odjednom.

Princip istovara šina je sledeći: Portalnim kranom se podigne kraj šine kod učvršćivača, a zatim potiskuje niz kompoziciju brzinom od 5 km/h. Istom brzinom se i voz kreće, ali u suprotnu stranu tako da se šina u stanju relativnog mirovanja odlaže na podlogu.

Ovakav postupak istovara šina nam omogućujeređanje šina duž deonice koloseka koji se remontuje.

7. PERSPEKTIVA DALJEG RAZVOJA

Mogućnosti prevoza dugih šina proverene su eksperimentalnim putem. Urađene su probe funkcionalnosti sistema utovara i istovara šina. Pored toga izvršena su dinamička ispitivanja voza radi određivanja režima kretanja.

Sa ekonomskog aspekta nameće se pitanje smanjenja broja termitskog zavarivanja, odnosno povećanja dužine šina. Prevoz dugih šina zahteva posebnu proveru bezbednosti kretanja takvog voza. Prvi koraci ka povećanju dužine šina su preduzeti. Priprema se rekonstrukcija još pet vagona. Time će se omogućiti prevoz šina dužine 180 m, a u planu je i ostvarivanje dužine od 202,5 m.

Zaključimo da i u oblasti modernizacije železnica postoje mogućnosti razmatranja problema na novou savremenih dostignuća nauke i tehnike, ali samo u raspoloživim ekonomskim okvirima.

LITERATURA

– Konstrukcije i elaborati o ispitivanju vagona sa pokretnim krovom tipa Tams
– S. Stojičić, Perspektive razvoja teretnih kola "Železnica" br. 2/85 Beograd
– Standardi: JŽS, JUS, UIC (ORE)

(Adresa: dr Zoran MICKIĆ, dipl. inž., Mašinski fakultet – Niš)

Mikroračunarsko upravljanje dizelelektričnom lokomotivom JŽ 641

UDK 656.2:629.424.1:629.4.05

Prof dr Savo JELIĆ, dipl. inž.
Ivan VASILIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Podsticaji za razvoj novih rešenja su višestruki - od znatiželje za novinama do muka sa održavanjem. Za zadovoljenje znatiželje bilo je potrebno dosta vremena i rada, jer nije bilo ni uzora, literature i opreme za praktične probe, ali su širina koja se stiče i mogućnosti koje se otvaraju vredne truda.

Novine koje donosi mikroračunar su od najvećeg značaja za konstrukciju i eksploataciju lokomotiva. Radi se o realizacijama lokomotivskih zadataka u vidu programa po kojima računar radi, a ne kroz promene konstrukcije i ožičenja. Programi rada se mogu menjati, što je s obzirom na velk lokomotiva gotovo uvek slučaj, a da se na instalaciji ništa ne radi. Ovime se omogućuju jeftine i bezbolne izmene, doterivanja i optimizacije sa kojima se bavimo celog radnog veka.

Dobiti za održavanje i eksploataciju su raznolike povećana pouzdanost, manja osetljivost na smetnje, minijaturizacija izvedbi i smanjenje broja elemenata (u prvoj primeni tri umesto ranijih pet elektronskih kartica), ali je neosporno najznačajnija i najprijatnija mogućnost obaveštavanja osoblja o stanju uredjaja i eventualnim kvarovima, koja se obavlja jasnim porukama napisanim na displeju u upravljačnici. Tim tehnikama izveštavanja posvetićemo poseban odeljak u ovom radu. No, da najpre podsetimo na lokomotivsku opremu i zadatke vezane za regulaciju i upravljanje.

2. OSNOVNA, UPRAVLJANJU PODLOŽNA LOKOMOTIVSKA OPREMA

Glavninu opreme lokomotive 641 čini, kao i kod svake dizel-električne lokomotive, dizel motor i takozvani vučni strujni krug u koji spadaju glavni generator, budilica, (ako je ima) i vučni motori sa pripadajućim regulatorima i zaštitnim organima.

Drugu veliku grupu čine uredjaji pomoćnog pogona: ventilatori, kompresor, akumulatorska baterija, pomoćni generator i njegov regulator i dr.

U treću grupu ubrajamo upravljačke i zaštitne uredjaje (kontroler, menjač smera vožnje, brzinomer, budnik, kontrolnik nivoa izolovanosti vučnog, strujnog kruga i dr.). Za svaku od ovih grupa, pa i za pojedine elemente opreme, postoje posebni regulatori i upravljački organi, te posebni indikatori njihova rada i ispravnosti. Mikroračunarska tehnika pruža mogućnosti objedinjavanja upravljačke, regulacione i informatičke tehnike za sve ove grupe opreme. Neka od objedinjavanja se odnose na funkcije kontrolera i njegovo vezivanje za regulator vučnih karakteristika lokomotive sa pratećim zaštitama i dijagnostikom kvarova. Najpre nekoliko reči o vučnom strujnom krugu.

Lokomotive serije 641 imaju glavni generator i četiri vučna elektromotora. Izvestan broj još ima budilicu i regulator opterećenja čije funkcije, na najvećem broju vozila, obavlja elektronski regulator oslonjen na samopobudni glavni generator. Lokomotive sa elektronskim regulatorima imaju i sklopku pobude koja služi kao izvršni organ svih zaštita. Regulacioni izvršni organi kod elektronskih regulatora su tiristori u što ovde nećemo ulaziti, jer je to detaljno prikazano u više radova (S. Jelić: Električni prenosnici snage dizel lokomotiva - savremena rešenja i pravci razvoja, Železnice 3/1992). U pogledu regulacionog zadatka recimo samo da, shodno konceptu trodelnog regulatora kojim su eliminisani budilica i regualtor opterećenja (jugoslovenski patent br. 40077), generator treba da održava konstantnu struju dok napon ne poraste toliko da pomnožen sa tom strujom daje snagu koja odgovara u toj poziciji zadatoj snazi dizel motora, da u nastavku održava konstantnom tu snagu sve dok napon ne poraste do vrednosti na koju je ograničen. Zadata snaga se mora korigovati na niže ako dizel motor nije u stanju da je proizvodi.

U regulacione karakteristike spada i šentiranje vučnih motora koje se obavlja na vrednostima nešto nižim od vrednosti konstatnog zadatog napona.

Zadavanje brzine dizel motora, struje, snage i napona generatora u različitim pozicijama kontrolera vrši se preko kontakata na bakarnim segmentima postavljenim na njegovom bubnju (ti su kontakti izvor čestih nevolja). Merne veličine (brzina dizel motora, napon generatora i struja dveju grupa vučnih motora prikazuju se na posebnim analognim instrumentima, a signalne poruke se šalju običnim sijalicama ili svetlećim diodama.

Regulacioni uredjaji pomoćnog pogona i zaštitne naprave su decentralizovani po opremi, smeštaju i signalizaciji.

3. OSNOVNI PODACI O MIKRORAČANARU I O NAČINU NJEGOVA RADA

Za upravljanje lokomotivom koristimo Simensov mikrokonroler 80535 sa vrha Intelove familije 8051. Intelovi mirkoračunari su inače na vozilima u najširoj upotrebi, a čine osnovu i personalnih računara (80-286, - 386, - 486). Primenjeni računar je osmobitni (grupama binarnih cifara - bitova, koji imaju vrednost 0 ili 1, a fizički se predstavljaju kao napon 0 ili 5 V, predstavljaju se u računaru sve promenjive, konstante, alfanumerički znaci, programske instrukcije itd; klasifikacija osmobitni znači da se osam bitova može prebacivati ili obrađivati u isto vreme). Ceo računar je od jednog komadića kristala, na jednom čipu dimenzija 2,5 x 2,5 x0,5 cm sa 68 nožica preko kojih komunicira sa spoljnjim svetom. Za rad mu je potrebno samo nekoliko spoljnjih komponenata od kojih su najvažnije kristalni oscilator koji daje takt za rad računara i memorijski čip u koga se upisuje program po kome računar upravlja lokomotivom.

Osim ove pogramske spoljnje memorije (ROM), koju računar može samo očitavati i čiji se sadržaj ne gubi ni kad nestane napajanja, spolja se može dodati i memorijski čip u koji može i da se upisuje (RAM). Izvestan broj RAM ćelija (256 bajtova: jedan bajt ima osam bitova) je inače ugradjen u sam računarski čip. Na računarskom čipu ima i više registara, od kojih su neki sa specijalnim funkcijama, tri merača vremena odnosno brojača, šest osmobitnih paralelnih kapija za vezu sa okolinom, analogno-digitalni konvertor za osam analognih ulaza i dr. (Analognodigitalni konvertor je naročito važan za lokomotivu gde su najvažnije fizičke veličine, kao što su struja i napon, analogne, a sva obrada u računaru se vrši digitalno, tj. cifarski).

Centralna procesorska jedinica, srce računara 80535, se sastoji od dekodera programskih instrukcija, aritmetičko/logičke i upravljačke jedinice. Dekodirane programske instrukcije se pretvaraju u interne signale koji upravljaju funkcijama pojedinih delova unutar centralne procesorske jedinice. Ove instrukcije ukazuju na izvorišta i odredišta u prenosu podataka i upravljaju njihovom obradom i aritimetičko/logičkoj jedinici.

Aritimetičko/logička jedinica, uz pomoć triju registara (A-akumulator, B pomoćni i PSW- statusni registar) prima osmobitne reči podataka od jednog ili dvaju izvora i generiše osmobitni rezultat. Ova jedinica obavlja aritimetičke operacije sabiranja, oduzimanja, množenja, deljenja, povećavanja, smanjivanja i uporedjivanja te logičke operacije i, ili, isključivo ili komplementiranje i rotiranje. U njenom okviru postoji i Bulov procesor koji obavlja različite operacije sa bitovima.

Upravljačka jedinica upravlja redosledom po kome se instrukcije, zapamćene u programskoj memoriji, izvršavaju. U posebnom šesnaestobitnom registru, zvanom programski brojač, drži se uvek adresa insltrukcije čije izvršavanje predstoji. Dogadjaji unutar i van procesora mogu, zahvaljujući uslovnom logičkom grananju programa koje se vreši ispitivanjem da li su ili nisu neki uslovi ispunjeni, da prouzrokuju promenu redosleda izvršenja programskih instrukcija. Ova mogućnost je od značaja za odredjivanje tokova i prioriteta u izvršavanju poslova, a naročito za realizaciju zaštitnih funkcija.

Većina instrukcija se u centralnoj procesorskoj jedinici obavlja za vreme jednog takozvanog mašinskog ciklusa koji se odigrava u toku 12 perioda oscilatora. To znači da, ako se primeni oscilator 12 MHz (najveće učestanosti koju ovaj procesor prihvata, većina instrukcija se obavi za jednu mikrosekundu.

Za programiranje rada mikroračunara 80535 postoji 111 instrukcija koje se funkconalno dele u grupe za prenos podataka, aritmetiku, logiku i prenos upravljanja. Ove poslednje uzrokuju nastavak rada programa na prekorednim lokacijama.

U programskoj memoriji i u računaru instrukcije su u vidu niza bitova - u takozvanom mašinskom jeziku. Kako je pisanje instrukcija u takvom vidu dosadno, nepregledno i uzima mnogo vremena, to je za svaku instrukciju smišljena simbolička oznaka, pravljena obično od prvih slova funkcije koju označava - da se lakše pamti. Tako se, na primer, instrukcija za sabiranje označava sa ADD što na engleskom (sve je u vezi sa programiranjem na engleskom znači dodaj, sa MUL (od engleskog multiply, množiti) se označava instrukcija množenja. itd. Ovaj simbolički jezik se zove asembler, a isto ime nosi i program kojim se ovako napisane instrukcije prevode na mašinski jezik. Još prikladniji, sažetiji i čoveku bliži su tzv. viši programski jezici, kao što su C i PLM (programming language micro). Programi koji služe za prevodjenje sa viših na mašinski jezik zovu se kompajleri. Program za upravljanje lokomotivom, o kome je ovde reč, pisan je u PLM-u

Pre nego predjemo na prikaz upravljanja lokomotivom važno je da upoznamo i pojam tzv. interfejsa tj. sučelja ili sečišta računara sa elementima oko njega i delovima objekta od kojih računar uzima informacije i kojima šalje naredbe. Računar se napaja sa jednosmernih 5 V, pa mu se na ulaze ne smeju dovoditi ni negativni naponi ni pozitivni veći od 5 V. S druge strane opteretljivost izlaznih signala je vrlo mala pa se izmedju računara i spoljnih uredjaja moraju staviti odgovarajući pojačavači. Uz to se, zbog različitih naponskih nivoa pojedinih delova opreme, računar po pravilu galvanski odvaja od lokomotivske instalacije.

Vezu sa spoljnjom memorijom (sa ROM koja se može programirati i brisati tj. sa EPROM: Erasable-brišljiva-Programable Read Only Memory) naš mikroračunar ostvaruje preko vratnica 0 i 2; za komunikaciju koristi dve ove kapije od po osam linija da bi mogao adresirati memorijski prostor od 2^{16} = 65536 ćelija tj. 64 Kbajta (1 Kbajt = 2^{10} = 1024 bajta; taj multipl se piše sa velikim K za razliku od prefiksa k kojim se označava 1000) na koliko je ograničen kapacitet spoljnje memorije. Pri komuniciranju računara sa spoljnjom memorijom kapija 0 služi u jednom trenutku za prenos dela adresne informacije, a u drugom za očitavanje podataka sa odabrane adrese tj. radi u vremenskom multipleksu.

Veze računara sa inteligentnim displejom, na kome se poruke saopštavaju jasnim rečima, ostvaruju se preko kapija 4 i 5. Tačan spisak ovih veza je

dat u prilogu. Displej preko koga računar saopštava poruke mašinovodji je modularan - sačinjava ga nekoliko, najviše šest modula od po osam znakova. Za svako od tih mesta se može programirati slovo, broj ili specijalni znak što se ostvaruje u okviru matrice koja ima 5x7 svetlećih tačaka. Slova su visoka oko 5 mm tako da su lako čitljiva. Ima modula u raznim bojama, a mogu se programirati ne samo da stalno svetle nego i da to rade u prekidima, tj. trepereći što je od interesa za slanje poruka za koje je važno da se brzo uoče. U svaki modul je ugradjena programibilna memorija što ga čini inteligentnim i prikladnim za primenu, jer ne zahteva nikakva dodatna elektronska kola za vezu sa računarom tj. za sučelje koje se na stranim jezicima naziva interfejs.

Kristal oscilatora se vezuje izmedju nožica 39 i 40 računara, napon napajanja izmedju 38 (0 V) i 68 (5 V), a na odgovarajuće priključke se, radi zaštite od spoljnih uticaja vezuje nekoliko kondenzatora. Za vezu računara sa lokomotivskom instalacijom koriste se ulazi u analogno/digitalni konvertor i neki od priključaka kapije 3.

4. SREDSTVA ZA SPAJANJE RAČUNARA SA LOKOMOTIVSKOM OPREMOM (SUČELJE, SPREGA, INTERFEJS)

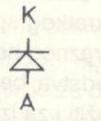
Najpre reč-dve o elementima koji učestvuju u kolima za sučeljavanje. Dioda (slika 1) propušta struju samo u jednom smeru, u smeru strelice tj. od anode ka katodi. Da bi struja prolazila mora izmedju anode i katode postojati napon oko 0,8 V koliko je potrebno za savladjivanje tzv. pn sloja (n označava materijal sa viškom elektrona, a p sa viškom šupljina tj. manjkom elektrona).

Tranzistori rade kao prekidači za koje je, da podsetimo, važno da u stanju vodjenja, tj. u položaju zatvorenog prekidača, imaju na svojim izlaznim krajevima tj. na sloju kolektor-emiter što manji pad napona, a da u otvorenom položaju kroz sebe ne propuštaju nimalo struje. Ulazno kolo tranzistora se smatra sloj baza-emiter. Ako se kroz taj sloj, u smeru strelice, pusti dovoljna struja onda tranzistor radi kao zatvoreni prekidač; ako nema struje u baznom kolu tranzistor se ponaša kao otvoreni prekidač. Na slikama 2 i 3 su prikazana dva tipa tranzistora (pnp i npn).

Operacioni pojačavač, (slike 4 i 5) se sastoje od više integrisanih tranzistora, otpornika i kondenzatora. Odlike su mu veliko pojačanje, velika ulazna i mala izlazna impedansa. Pored obaveznih priključaka za napajanje, koje je u našem slučaju 5 V, ima dva ulazna kraja označena sa + i - i izlazni priključak na vrhu trougla. Ulaz + se naziva neinvertujućim, jer je izlazni napon u fazi sa naponom na ovom ulazu. Izlaz označen sa - je invertujući.

Operacionim pojačavačem u sklopu sa elementima koji ga okružuju i zavisno od njihove sprege mogu da se ostvaruju različite operacije (sabiranje, množenje i dr.) odakle mu i potiče ime. Na slici 4 pokazano je kako se ostvaruje funkcija jediničnog pojačanja tj. kako izlazni napon mora da sledi ulazni. Ova se relacija može lako razumeti ako uočimo da razlika napona na ulazima + i - mora, zbog velikog pojačanja operacionog pojačavača, biti ekstremno mala; pa kako je izlaz direktno vezan na - ulaz i sa njim jednak (negativna povratna sprega) to je i naponski ulaz na priključku + ravan izlaznom naponu.

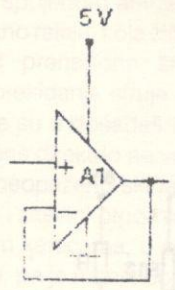
Na slici 5 imamo posla sa pojačanjem većim od jedinice. Njegov iznos se izračuvana iz pomenutog svojstva o gotovo jednakim vrednostima napona na ulaznim priključcima, koje nam omogućuje da pišući jednačinu za struju kroz serijsku vezu otpornika R6 i R7 (struja na ulazu u op. pojačavač je, zbog njegove velike ulazne impedanse, zanemarljivo mala) i pad napona na R6 sračunamo vezu izlaznog i ulaznog napona tj. relaciju koju ovo kolo ostvaruje:



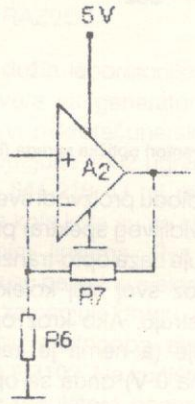
Slika 1 – Dioda

Slika 2 – p-n-p tranzistor

Slika 3 – n-p-n tranzistor



Slika 4 – Naponsko sljedilo



Slika 5 – Pojačivač ulaznog signala

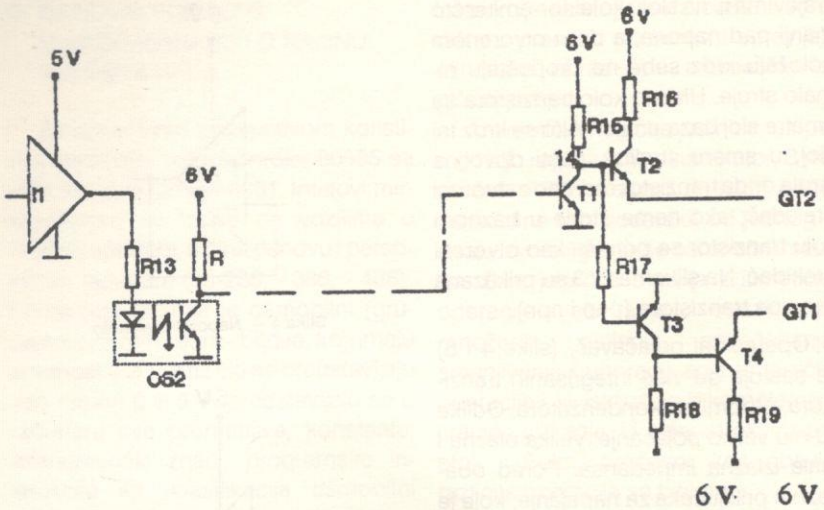
$$I = U_{IZ} / (R7 + R6) \quad (1)$$

$$U_{UL} + I.R6. \quad (2)$$

$$U_{IZ} + U_{UL} (I + R7/R6) \quad (3)$$

Za obadva kola je važno napomenuti da naponi na izlazu ne mogu biti veći od napona napajanja.

Putem ovih i sličnih kola dovodimo podatke o analognim električnim veličinama na ulaze mirkoračunara. Sada ćemo predstaviti neka kola preko kojih računar saopštava svoja rešenja okolini. Najpre jedan invertor (I) i optičku spregu (OS) (slika 6). Funkcija invertovanja se označava tačkom na vrhu trougla. Izlaz invertora je uvek suprotan od ulaza: ako je na ulazu 0 na izlazu je 1 i obrnuto. Ovde ga primenjujemo zbog toga što na izlazu može da dâ znatno veću struju od one kojom mu se napaja ulaz. Optičkom spregom se galvanski razdvajaju kola, što znači da ulazno i izlazno kolo nisu u dodiru, a informacija se ipak prenosi. Prenos informacije se vrši tako što stuja kad teče



Slika 6 – Inventori optička sprega (levo) i pojačavački stepeni za upravljanje tiristorima (desno)

kroz opto-diodu proizvodi svetlosne talase (iz nevidljivog spektra) preko kojih se pobudjuje baza opto-tranzistora, koji onda kroz svoj sloj kolektor-emiter propušta struju. Ako kroz opto-diodu nema struje (a nema je kad je izlaz invertora na 0 V) onda se opto-tranzistor ponaša kao otvoreni prekidač. Na slici 6 iza tranzistora optičke sprege prikazujemo i niz pojačavačkih tranzistorskih stepena pomoću kojih možemo upravljati čime mi želimo, u ovom slučaju to je upravljanje glavnim (GT1) i pomoćnim tiristorom (GT2) čopera kojim se reguliše pobudna struja glavnog generatora.

5. ŠEMA VEZA MIKRO RAČUNARA SA LOKOMOTIVSKOM INSTALACIJOM

Najpre ćemo prikazati sredstva sučeljavanja što se odnose na ulazne podatke od kojih su, sa stanovišta realizacije vučnih karakteristika, najvažnije struja i napon generatora i brzina dizel motora. Informacija o visini napona UG_1 uzima se sa otporničkog razdelnika R3, R4 prikazanog u levom gornjem uglu slike 7 na kojoj su date sve veze računara sa okolinom. Ovim se razdelnikom vrednost napona što se uvodi u računar svodi u okvire od 0 do 5 V koje su jedino za njega prihvatljive. Na način sličan opisanom se u računar dovodi i podatak o struji generatora, s tim što se signal sa šenta U_{SH} vrednosti par desetina mV pojačava na operacionom pojačavaču A2. Napon tehogeneratora U_{TG} vodi se na razdelnik R8, R9, R10 s tim što je R9 izveden kao potenciometar kako bi se na lokomotivi mogla podesiti tačna vrednost napona koja pripada odgovarajućoj brzini dizel motora odnosno generatora.

Podaci o naponu, struji i brzini generatora, kao analogne veličine, vode se na analogne ulaze AN2, AN3 odnosno AN4. Na ulaz AN1 se, u vidu napona U_K, dovodi podatak o ugaonom položaju kontrolera kojim mašinovodja upravlja lokomotivom. Napon srazmeran zakretanju kontrolera je jedini podatak koga sa kontrolera uzimamo. Svi zadaci koji se njegovim položajem zadaju se tumače putem programskih instrukcija. Zahvaljujući tome ceo kontroler sa svojim kliznim prstenovima i kontaktima može da se zameni sa jendostavnim beskontaktnim potenciometrom koji nije podložan kvaru i ne zahteva nikakvo održavanje. Dobitak od primene beskontaktnog potenciometra nije međutim samo hardverski, tj. ne svodi se samo na prednosti koje donosi uklanjanje brojnih kontakata i odgovarajuće manji troškovi održavanja. Zadavanjem željene struje, snage i napona generatora preko ovog potenciometra mi u stvari zadajemo, a regulator ostvaruje, postepenu tj. finu, kontinualnu promenu vučne sile na kuki lokomotive. Nema skokova vučne sile, nema trzanja voza.

U gornjem desnom uglu slike 7 pokazano je kako se u računar uvodi digitalni podatak. U postojećoj šemi lokomotive klizanje iznad odgovarajućeg nivoa ima za posledicu privlačenje releja protivklizne zaštite. Kad je taj relej u privučenom položaju njegovi kontakti ne prespajaju diodu optičke sprege OS1, pa opto-tranzistor koji je sa njom u kućištu provodi i u računar se na ulaz P1.3 uvodi 0 V tj. logička nula. Ako je rele PKZ otpušteno, njegovi kontakti premošćuju optodiodu, kroz nju ne protiče struja, tranzistor optičke sprege ne vodi, izmedju kolektora i emitera mu je napon 5 V, koji računar tumači kao logičku nulu.

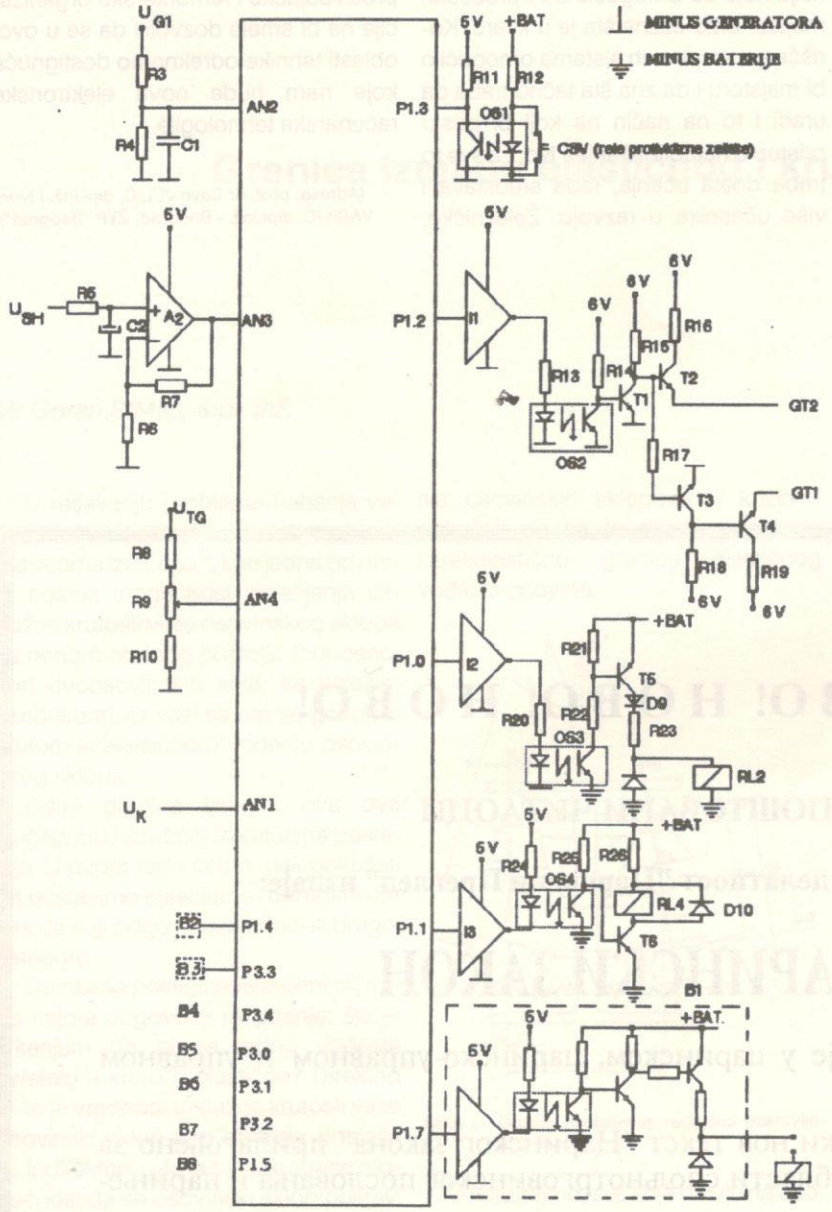
Podatak o dejstvu protivklizne zaštite služi računaru za smanjenje zadatih vrednosti struje i snage generatora što ima za posledicu prestanak klizanja.

Ima mesta za uvodjenje i drugih ulaznih podataka. Mikroračunar ima, naprimer, 8 analognih ulaza od koji smo koristili samo 4. Ima slobodnih i digitalnih ulaza koje ćemo u kasnijem razvoju koristiti za prebacivanje funkcija raznih uredjaja, kao što su budnik, kontrolnik nivoa izolovanosti vučnog strujnog kruga i dr. na računar.

Sada prelazimo na izlazne naredbe koje, na osnovu obrade ulaznih podataka, a po programu koji mu je upisan, izdaje računar.

Najpre ispod optičke sprege OS1 na priključak P1.2 priključen je invertor I1, optička sprega OS2 i niz pojačavačkih stepena pomoću kojih se ostvaruje naredba računara za napajanje gejta glavnog (GT1) ili pomoćnog tiristora (GT2). Ovu smo šemu već ranije videli. Ovde su tranzistori medjusobno tako vezani da kad vodi T4, koji napaja GT1, onda ne vodi T2 koji napaja GT2, i obrnuto.

Na priključnicu P1.O je, preko invertora, optičke sprege OS3 i pojačavačkog tranzistorskog stepena vezan rele RL2 preko koga se obavljaju sve zaštite. Ovaj rele upravlja sa sklopkom pobude, a ima i slobodne kontakte koji se mogu koristiti za svodjenje dizel motora na prazan hod i druge slične funkcije. U program su unete i sa ovim kolima ostvarene zaštite od prenapona, prekostruje i kratkog spoja tj. nedovoljnog napona praznog hoda na generatoru. Ista ova sredstva, bez ikakvog dodatka mogu služiti i za izvodjenje drugih zaštitnih funkcija. Primetimo



Slika 7 – Šema veza mikroračunara sa lokomotivskom instalacijom

da je na izlazu ovog kola, izmedju tranzistora i relea RL2 stavljena dioda D9. Njezin je zadatak da štiti izlazni tranzistor od spoljnjih napona kojima drugi uredjaji (budnik, rele zemljospoja) upravljaju sa releom RL2.

Preko priključnice P1.1 računar upralja relejom šentiranja vučnih motora RL4. Ovaj relej uključuje sklopke za šentiranje polja vučnih motora.

Na dnu desne strane je sa oznakom B1 prikazan opšti tip kola kakva primenjujemo za upravljanje ventilima za zadavanje brzine dizel motora (ventil T1 priključen na P1.7, T2 na P1.4, T3 na P3.3 i T4 na P3.4), ventilima linijskih kontaktora L1 i L2, priključenih na P3.O, za napajanje sklopke pobude (P3.1) i za donji limit aktiviranja protivklizne zaštite (P3.2). Preko izlaza P1.5 se upravlja resetom relea zemljospoja, što se vrši kad je kontroler u jednom od početnih položaja (S).

Ovo kolo opšteg tipa smo dvostruko zaštitili: otpornikom u seriji sa ventilima odnosno relejima (kad je to sa stanovišta njihove snage prihvatljivo) koji štiti kolo u slučaju kratkog spoja u instalaciji i diodom spojenom antiparalelno ventilu odnosno releju, koja štiti izlazni tranzistor od prenapona što se javlja prilikom prekidanja struje kroz ventile. Ove diode su u dosadašnjim izvedbama stavljane direktno na ventile odakle se lako i neopaženo skidaju i odnose. Ovako su i zaštitni otpornici i diode na štampanim karticama, u plombiranom regulatoru, pa je manja bojazan od nevolja.

6. EKSPLOATACIONA ISKUSTVA I DALJI RAZVOJ

Posle dužih laboratorijskih ispitivanja i provera sa generatorom manje snage, prvi mikroračunarski regulator je sredinom juna 1992 ugradjen na lokomotivu 641-218. U taj regulator su ugradjena kola koja su na slici 7 prikazana punim linijama. Sva ova kola ugradjena su na jednu elektronsku karticu, koja zamenjuje drugu, treću i četvrtu karticu analognog elektronskog regulatora ER102. Na kućište elektronskog dela regulatora postavljen je displej sačinjen od samo jednog modula od osam znakova na koga se šalju govorne poruke kakve su u analognim verzijama regulatora davane svetlećim diodama.

Prvi dani eksploatacije doneli su par sitnih nevolja vezanih za slabo lemljenje jedne nešto teže komponente i za nestabilan rad displeja. Kasnije su došli za konstruktore prijatni dani, jer lokomotiva radi, a njih niko ne zove, pa mogu mirno da rade na pripremi novih, širih primena mirkoračunara.

U pripremi je najpre uvodjenje beskontaktnog potenciometra čime će se sem kontakata kontrolera eliminisati i peta kartica dosadašnjeg elektronskog regulatora. Slediće uvodjenje svih nad- i pod-temperaturnih zaštita, zaštita od nedovoljnog pritiska ulja, prevelike brzine i dr. Može se izvesti zadavanje i regulacija brzine lokomotive, prikladnija protivklizna zaštita pri vuči, zaštita od blokiranja točkova pri kočenju i dr. Sa sadašnjom regulacijom vučnih karakteristika se relativno lako mogu u isti uređaj uvesti upravljačke funkcije budnika, kontrolnika nivoa izolovanosti vučnog strujnog kruga ("rele zemljo-

spoja") i regulatora pomoćnog pogona. Od posebnog interesa bi bilo uvesti u računarski sistem regulaciju brzine dizel motora, jer bi se time moglo uticati na uštede u gorivu, na smanjenje dimljenja i produženje veka motora.

Značajno mesto će u daljem razvoju zauzeti proširenje dijagnostičkih funkcija koje će omogućiti da i prosečan majstor brzo sazna šta je u kvaru. Korišćenje ekspertnih sistema omogućilo bi majstoru i da zna šta tačno treba da uradi i to na način na koji bi poslu pristupio najbolji inženjer. No, za sve to treba dosta učenja, rada sredstava i više učesnika u razvoju. Železničke, proizvodjačke i remonterske organizacije ne bi smele dozvoliti da se u ovoj oblasti tehnike odreknemo dostignuća koje nam nude nove elektronske računarske tehnologije.

(Adresa: prof. dr Savo JELIĆ, dipl.inž. i Ivon VASILIĆ, dipl.inž. - Beograd, ŽTP "Beograd")

НОВО! НОВО! НОВО!

ПОШТОВАНИ ЧИТАОЦИ

Издавачка делатност "Царински Преглед" издаје:

ЦАРИНСКИ ЗАКОН

Који се примењује у царинском, царинско-управном и управном поступку.

Ово издање садржи нов текст "Царинског закона" прилагођено за рад свих учесника у области спољнотрговинског пословања и царињења.

Издање је штампано на 60 гр квалитетној хартији у брошираном повезу.

Обим издања је 124 стране, формата Б–6 (Цепно издање).

Царински закон намењен је свим царинским радницима, свим спољнотрговинским, шпедитерским и другим предузећима у поступку царињења робе.

Наруџбе прима издавач: ДП ЗАВОД ЗА НОВИНСКО-ИЗВАДАЧКУ И ПРОПАГАНДНУ ДЕЛАТНОСТ ЈЖ, 11.000 БЕОГРАД, Немањина 6

Granica između elastičnog i krutog vođenja osovina

UDK 656.2:629.4.027.1:62-216.324

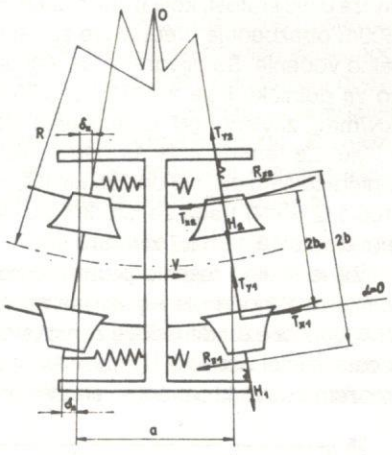
Mr Goran SIMIĆ, dipl. inž.

U rešavanju problema habanja venaca točkova, koje je na našim prugama veoma izraženo[1], kao jedna od mera postoji mogućnost smanjenja uzdužne krutosti veze osovinskog sklopa sa ramom obrtnog postolja (odnosno, kod dvoosovinskih kola, sa kolskim sandukom). U vezi sa tim se govori o krutom ili elastičnom vođenju osovinskog sklopa.

Oštra granica između ova dva slučaja se u stručnoj literaturi ne postavlja. U ovom radu ćemo ipak pokušati da postavimo kriterijume i odredimo intervale koji odgovaraju jednoj ili drugoj kategoriji.

Da bismo postigli postavljeni cilj treba najpre odgovoriti na pitanje: šta je kriterijum da bi se jedno vođenje svrstalo u kruto ili elastično? Direktno — to je vrednost uzdužne krutosti veze osovinski sklop-ram obrtnog postolja c_x. Indirektno — to je s jedne strane mogućnost da se osovinski sklop postavi približno radijalno u krivini, što je pretpostavka za smanjeno habanje venaca točkova (slika 1), a s druge strane kritična brzina, pri kojoj za datu vrednost c_x nastupa izrazito vijugavo kretanje.

U pogledu kritične brzine jasno je da je poželjna što veća krutost, a da od niza parametara svakog konkretog vozila zavisi kolika će kritična brzina biti. Sa te tačke gledišta je teže odrediti neku opštu granicu krutosti c_x koja bi garantovala za sva vozila neku minimalnu kritičnu brzinu. Zbog toga ćemo se usredsrediti na problem radijalog postavljanja osovinskih sklopova u krivini i pokušati da sa te strane odredimo karakterističnu granicu elastičnog vođenja osovina.



Slika 1 – Obrtno postolje sa radijalno postavljenim osovinama

Analizirajmo, sile koje deluju na osovinski sklop pri kvazistatičkom prolasku kroz krivinu. S jedne strane to su sile u dodiru točak-šina, a s druge strane su to sile koje se javljaju u vezama sa ostalim delom konstrukcije vagona. Ovde izostavljamo iz razmatranja inercijalne sile, koje za cilj ove analize nemaju suštinski značaj.

Na slici 1 su za prednji osovinski sklop navedene sile ucrtane, pod pretpostavkom da je uticaj veza sa ramom zamenjen njihovim reakcijama.

Da bi se osovinski sklop doveo u radijalni položaj, potrebno je da ga neke sile zakrenu oko vertikalne ose. Od posmatranih sila to mogu samo sile T_x u dodiru sa šinom, a tome se suprostavljaju sile u uzdužnim vezama R_x.

Kada se uspostavi ravnoteža imaćemo:

$$R_x \cdot 2b = T_x \cdot 2b_o, \qquad (1)$$

gde je za vozila normalnog koloseka najčešće:

$2b = 2\text{m}$ - bočno rastojanje primarnih veza (opruga)

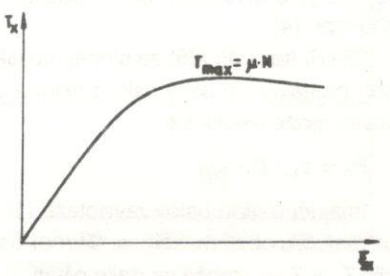
$2b_o = 1{,}5\text{m}$ - bočno rastojanje krugova kotrljanja

Imajući u vidu da je poluprečnik krivine mnogo veći od rastojanja osovina ($R \gg a$), biće:

$$R_x \approx c_x \cdot \delta_x \qquad (2)$$

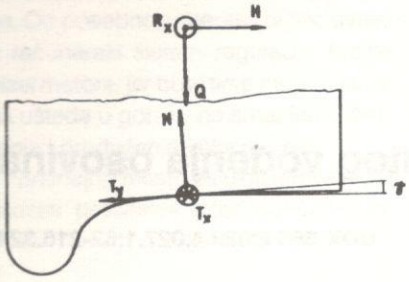
gde je c_x uzdužna krutost veze osovinskog sklopa sa ostatkom vozila, a δ_x relativno uzdužno pomeranje rukavca osovine u odnosu na ram obrtnog postolja.

Sile u dodiru točak-šina određuju se u kontaktnoj mehanici i zavise od redukovanih klizanja u tačkama dodira [2]. Za slučaj čistog vazdušnog redukovanog klizanja ζ_x, ova zavisnost je načelno pretstavljena na slici 2. Maksimalna



Slika 2 – Tangencijalna sila u funkciji redukovanog klizanja

1) Brojevi između crta se odnose na spisak literature na kraju rada



Slika 3 – Sile u dodiru točak - šina i sile na rukavcu osovine

vrednost ove sile je određena koeficijentom trenja μ između točka i šine:

$$T_{xmax}=\mu \cdot N$$

gde je N normalna sila pritiska točka na šinu. Imajući u vidu da je ugao nagiba profila točka i šine (γ) u tački dodira na gazećoj površini veoma mali (sl. 3), možemo se poslužuiti aproksimacijom:

$$N \approx Q \quad \text{odn.} \quad T_{xmax} \approx \mu \cdot Q \qquad (3)$$

gde je Q vertikalno opterećenje točka na šinu. Za našu analizu usvojićemo najverovatniji koeficijent trenja prema [3] $\mu = 0{,}25$. Pri prolasku ravotežnom brzinom kroz krivinu biće:

$$Q \approx Q_o \qquad (4)$$

gde je Q_o statičko vertikalno opterećenje po točku. Ovo opterećenje kod putničkih kola varira od približno 50 do 80 kN, a kod teretnih i do 112,5 kN po točku.

Pogledajmo sada koliko treba da bude pomeranje δ_x da bi osovina u jednom obrtnom postolju zazela idealni, radijalni položaj. Prema odnosima sa slike 1, biće:

$$\frac{\delta_x}{b} = \frac{a}{2R} \qquad (5)$$

gde je a – rastojanje osovina u obrtnom postolju, a R poluprečnik krivine. Ovde, uprošćeno, smatramo da obrtno postolje u krivini zauzima simetričan položaj u odnosu na radijus krivine, što je u stvarnosti samo približno (vidi npr. [4].

Sila R_x se iz (2) i (5) za slučaj radijalnog postavljanja osovinskog sklopa u krivini može izraziti kao:

$$R_x = c_x \cdot b \cdot \frac{a}{2R}$$

Imajući u vidu uslov ravnoteže (1) i uzimajući u obzir maksimalnu vrednost sile $T_x = T_{xmax}$, može se dalje pisati:

$$c_x \cdot b \cdot \frac{a}{2R} \cdot 2b = T_{xmax} \cdot 2b_o$$

Vodeći računa i o relacijama (3) i (4) možemo odrediti graničnu uzdužnu krutost, koja obezbeđuje radijalno postavljanje osovine u krivini:

$$c_{xgr} = \frac{2R \cdot \mu Q_o \cdot b_o}{a \cdot b^2}$$

Ako je krutost veća od ove vrednosti, sile u dodiru točak-šina ne mogu da savladaju otpore u uzdužnoj vezi osovina-ram u dovoljnoj meri, da bi osovina došla u radijalni položaj.

Na slici 4 je pretstavljena zavisnost vrednosti $c_{xgr} = f(R)$, za tipično putničko obrtno postolje sa $a = 2{,}5$ m, pri $Q_o = 50$ i $Q_o = 80$ kN po točku, kao i za tipično teretno obrtno postolje sa $a = 1{,}8$ m i $Q_o = 100$ i $Q_o = 112{,}5$ kN po točku.

S obzirom da naše pruge obiluju oštrim krivinama ($R \leq 500$m), kao granica u pogledu elastičnog vođenja se može uzeti krutost, koja u krivini sa $R = 500$m obezbeđuje preduslove za radijalno vođenje. Sa dijagrama se vidi da to za putnička kola znači $c_x \leq 3{,}75$-6 kN/mm, zavisno od opterećenja po točku. Za teretna kola sa osovinskim opterećenjem od 200 do 225 kN (Q_o = 100-112,5 kN) treba za istu krivinu da bude $c_x \leq 10{,}4-11{,}7$ kN/mm.

Za radikalno rešenje problema habanja neophodno je i u krivinama sa $R = 300$m obezbediti uslove za radijalno postavljanje osovina. U tom slučaju možemo govoriti o pravom elastičnom vođenju. Kao što se sa sl. 4 može videti, pravo elastično vođenje obuhvata za tipična putnička kola oblast c_x = 2,25-3,6 kN/mm, a za teretna kola sa obrtnim postoljima c_x = 5,2-5,9 kN/mm.

Postavlja se pitanje kakav je efekat, ako se zbog potrebe za većim brzinama, a to znači i većom kritičnom brzinom, želi kompromisno rešenje, sa malo većim, ali još uvek prihvatljivim c_x.

Da bismo odgovorili na to pitanje poćićemo od ugla naletanja vodećeg točka na spoljnu šinu pri prolasku kroz krivinu. Ovaj ugao se može, teorijski, kretati od vrednosti α_k koja bi odgovarala apsolutno krutom vođenju osovina (kada je $c_x = \infty$) i $\alpha = 0$, što bi odgovaralo radijalno postavljenom osovinskom sklopu.

Ako, ponovo, smatramo da se obrtno postlje pri kretanju kroz krivinu kreće približno simetrično u odnosu na radijus krivine, ugao α_k se može odrediti iz relacije (vidi sliku 5):

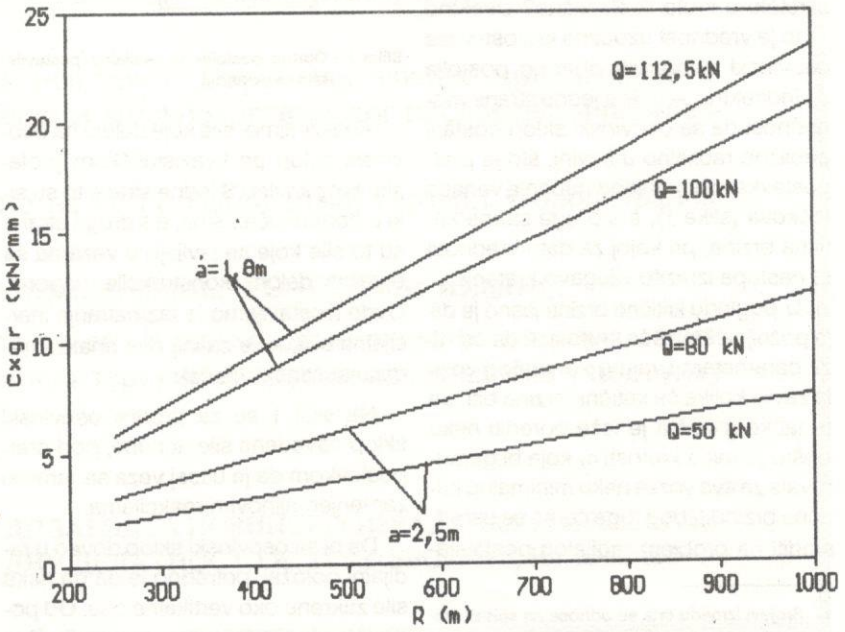
$$\alpha_k = \arcsin\left(\frac{a}{2R}\right)$$

Za posmatrane karakteristične slučajeve, u krivini od $R = 300$ m se dobija:

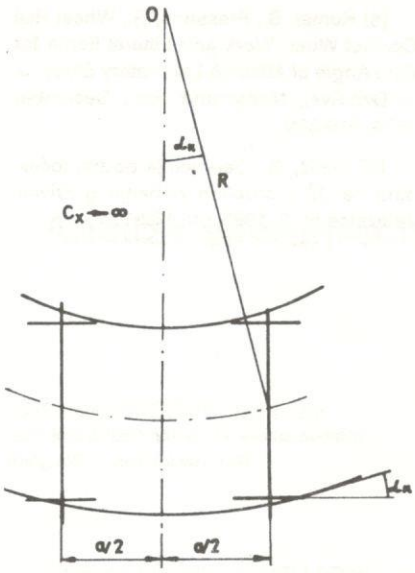
$\alpha = 0{,}24°$ za putnička kola sa a = 2,5 m

$\alpha = 0{,}17°$ za teretna kola sa a = 1,8 m

Polazeći od izvedenih relacija i uslova ravoteža sila (1) ugao naletanja u



Slika 4 – Granična krutost za radijalno postavljanje osovina u krivini poluprečnika R



Slika 5 – Ugao naletanja kod obrtnog postolja sa kruto vođenim osovinama

fnkciji krutosti c_x se može odrediti iz reacije:

$$\alpha \approx arctg\left(\frac{\alpha}{2R} - \frac{\delta_x}{b}\right) =$$

$$= arctg\left(\frac{\alpha}{2R} - T_x \cdot \frac{\frac{b_o}{b}}{b \cdot c_x}\right)$$

Kada je $T_x = T_{xmax}$, biće:

$$\alpha \approx arctg\left(\frac{a}{2R} - \frac{Q_o \cdot \mu \cdot b_o}{c_x \cdot b^2}\right)$$

Zavisnost ugla naletanja od c_x je, za karakteristične posmatrane slučajeve, prikazana na slici 6. Pri tome vrednosti $\alpha < 0$ praktično znače udaljavanje točka od spoljnje šine, što u stvarnosti dovodi do smanjenja uzdužnog redukovanog klizanja, zbog manje razlike poluprečnika krugova kotrljanja Δr. To dalje znači da ugao α može samo kratkotrajno da postane negativan do uspostavljanja nove ravnoteže sila, ali ovog puta sa nekom silom $T_x < T_{xmax}$, u uzlaznoj zoni zavisnosti $T_x(\zeta_x)$, (vidi sl. 2).

Za nas je, dakle, interesantan samo deo dijagrama sa $\alpha \geq 0$. Da bismo postavili granicu elastičnog vođenja, treba da se opredelimo koja je to granična vrednost ugla naletanja za koju još možemo smatrati da daje prihvatljive efekte u pogledu smanjenja habanja?

U stručnoj literaturi se može pronaći zavisnost procesa habanja od ugla naletanja. Većina autora (vidi [5] smatra da su sile vođenja u krivini, a time i habanje proporcionalne uglu naletanja, kao jednom od faktora habanja. Polazeći od toga, usvojićemo da je smanjenje ugla naletanja na polovinu od vrednosti pri apsolutno krutom vođenju – granica elastičnog vođenja osovina. Za slučajeve koje ovde razmatramo to znači da se vrednosti:

$\alpha = 0{,}12°$ za putnička kola sa $a = 2{,}5$ m
$\alpha = 0{,}085°$ za teretna kola sa $a = 1{,}8$ m

usvajaju kao granica elastičnog vođenja. Sa sl. 6 se sada vidi da je granica za elastično vođenje:

$c_x \leq 4{,}5\text{-}7{,}2$ kN/mm za putnička kola

i

$c_x \leq 12{,}4\text{-}13{,}9$ kN/mm za teretna kola sa obrtnim postoljima.

Ove vrednosti se praktično poklapaju sa vrednostima za potpuno radijalno upisivanje u krivinu sa $R = 600$ m (vidi sl. 4). ovo je blisko pretodno postavljenom zahtevu da se granica elastičnog vođenja postavi na krutosti koja obezbeđuje potpuno radijalno postavljanje osovina u krivini sa $R = 500$m, što na izvestan način potvrđuje pravilan izbor kriterijuma za elastično vođenje.

Slika 6 takođe pokazuje da sa porastom krutosti c_x ugao naletanja asimptotski teži α_k, pa već krutosti iznad 20-30 kN/mm praktično ne utiču na položaj osovina pri prolasku kroz krivinu i na habanje venaca. U tom smislu je potpuno svejedno da li je kod nekog obrtnog postolja vrednost $c_x = 60$ ili 160 kN/mm, jer su razlike zanemarljive.

ZAKLJUČAK

Izvedena analiza pokazuje da se sa tačke gledišta radijalnog postavljanja osovina u krivini i smanjenja habanja, pod elastičnim vođenjem podrazumeva krutost uzdužne veze osovina–ram:

$c_x \leq 3{,}75\text{-}6$ kN/mm za tipična putnička kola i

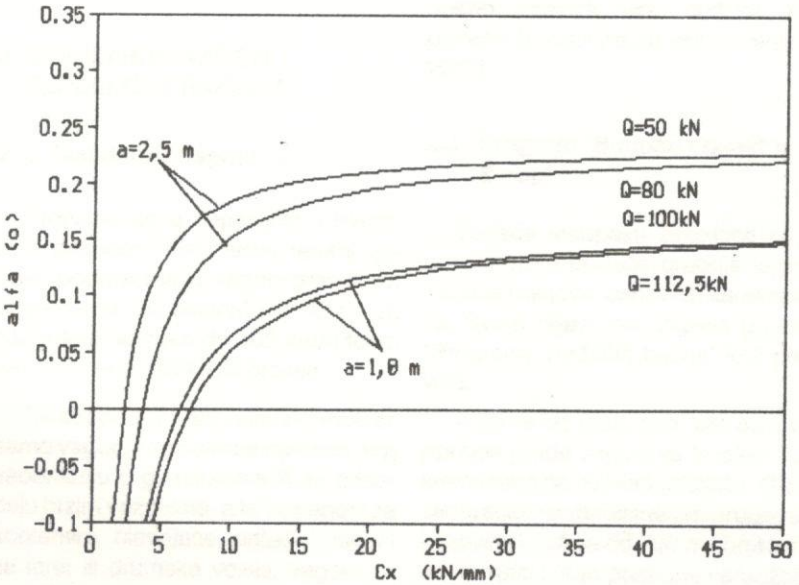
$c_x \leq 10{,}4\text{-}11{,}7$ kN/mm za tipična teretna kola sa obrtnim postoljima.

Veće vrednosti odgovaraju većim osovinskim opterećenjima.

Ove vrednosti obezbeđuju potpuno radijalno ostavljanje osovina u krivinama sa $R = 500$ m i smanjenje ugla naletanja vodećeg točka približno na polovinu u krivinama sa $R = 300$ m. Veće vrednosti cx ne daju podlogu za dovoljno smanjenje habanja, pa sa te tačke gledišta spadaju u kruto vođenje osovina.

Potpuno radijalno vođenje u krivinama sa $R = 300$ m se omogućava krutostima:

$c_x \approx 2{,}25\text{-}3{,}6$ kN/mm za tipična putnička kola i



Slika 6 – Ugao naletanja u krivini sa R = 300 m

$c_x \approx 5{,}2\text{-}5{,}9$ kN/mm za tipična teretna kola sa obrtnim postoljima.

Pri tome treba voditi računa da elastično vođenje daje puni efekat jedino pri povoljnoj geometriji dodira točak – šina, tj. samo onda kada se radijalni položaj može ostvariti pre dodira venca točka i boka šine (vidi [6].

Posebnim merama usmerenim na prigušenje vijuganja mora se za željenu maksimalnu brzinu obezbediti dovoljno velika kritična brzina. Iskustva u svetu govore da se elastično vođenje osovina, bez posebnih konstruktivnih rešenja, može koristiti i do $V = 160$ km/h.

LITERATURA

[1] Lučanin, V., Simić,G., Istraživanje uzroka habanja venaca točova putničkih kola, železnice 8/1990, 915-920.

[2] Kalker, J.J., Über die Mechanik des Kontaktes zwischen Rad nd Schiene, Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge, 3/1979, 76-79.

[3] ORE B176, Drehgestelle mit radial einstellbaren Radsätsen, RP2, Aussschreibung und Auswani der Prototypen, Utrecht 1990.

[4] Simić, G., Provera sigurnosti od iskliznuća vozila sa krutim uzdužnim vođenjem osovina, železnice, br. 3, 1989. str. 246-250.

[5] Kumar, S., Prasanna, R., Wheel-Rail Contact Wear, Work and Lateral Force for Zero Angle of Attack-A Laboratory Study, J. of Dyn.Sys., Meas, and con., December 1984, 319-326.

[6] Simić, G., Geometrija dodira točak-šina na JŽ i problem habanja u krivini, železnice br. 2, 1989, str. 132-136.

(Adresa autora: mr Goran SIMIĆ, dipl. inž., Mašinski fakultet – Beograd)

Analiza savremenih sistema za kočenje novih teretnih vagona

UDK 629.4.01 : 629.087

Borivoje NIKOLIĆ, dipl. inž

1. UVOD

Prevoz robe železnicom i pored velike konkurencije u drugim vrstama saobraćaja u današnje vreme dobija sve više na značaju kao ekonomična vrsta prevoza, koja uz to najmanje zagađuje životnu sredinu.

Izgradnjom novih i rekonstrukcijom starih pruga, pored veće brzine saobraćaja biće omogućeno i veće opterećenje po osovini teretnih vagona. Time će se, uz uključivanje savremenih lokomotiva, povećati kapaciteti (težine) i brzine teretnih vozova pa će biti moguće prevesti više robe za kraće vreme do krajnjeg odredišta.

Pred proizvođačima teretnih vagona stoji ozbiljan zadatak, da se osposobe za projektovanje i proizvodnju teretnih vagona za osovinski pritisk do 22,5t i brzine saobraćaja 100, 120 pa i 160 km/h.

1.1. Kočnica kao faktor sigurnosti železničkog saobraćaja

Da bi se jedan vagon sigurno kretao određenom brzinom potrebno je da ima trčeći stroj koji obezbeđuje neophodne karakteristike vešanja i ogibljenja.

Kako je sa aspekta bezbednosti važnije zaustaviti nego pokrenuti voz, nameće se zaključak da je kočnica voza, odnosno vagona, najvažniji faktor bezbednosti železničkog saobraćaja.

Pošto je veličina kinetičke energije proporcionalna masi i kvadratu brzine voza koji se koči, jasno je da povećanje nosivosti i naročito povećanje brzine stavlja pred kočnicom ovih vagona znatno teži zadatak.

Kočnica mora da zaustavi voz na zaustavnom putu koji je kraći od međusignalnog rastojanja. Međusignalna rastojanja se razlikuju na prugama evropskih uprava. Kreću se od 400 do 2000 m a na magistralnim prugama najčešće iznose 1000 m. Pošto su vozovi u međunarodnom saobraćaju uglavnom mešovitog sastava, sa ugrađenim kočnim uređajima raznih tipova, Međunarodna unija železnica – UIC je propisala snagu kočnice vagona za zaustavni put od 1000 m kao i uslove za izradu i ugradnju kočnih uređaja. Propisi koji se odnose na kočnicu obuhvaćeni su objavama UIC 540-549.

2. STANDARDNI VAGONI I TENDENCIJE RAZVOJA

2.1. Standardni vagoni

Trenutno se u Jugoslaviji i Evropi pod pojmom "standardni teretni vagon" podrazumeva vagon građen za opterećenje po osovini od 20 t i za saobraćaj brzinom do 100 km/h tovaren, odnosno 120 km/h prazan.

Za saobraćaj u SS režimu grade se samo vagoni za posebne namene, koji saobraćaju u garniturama ili se pridodaju brzim vozovima, a to su vagoni za kontenere, hladnjače, prtljažni vagoni za teret ili drumska vozila, vagoni za kombinovani transport "šina – drum", itd.

Sa osposobljavanjem pruga kategorije D počela je i serijska izrada vagona za opterećenje po osovini od 22,5 t.

2.2. Osovne tendencije u razvoju teretnih vagona

Pored težnje za smanjenjem uloge čoveka kod utovara – istovara tereta, i povećanjem pouzdanosti svih elemenata vagona, izdvajaju se dve osnovne tendencije u razvoju teretnih vagona:

– povećanje max. brzine tovarenih vagona (ili vozova) na 120 km/h (SS-režim), odnosno za specijalne teretne vagona 140/160 km/h

– povećanje nosivosti vagona (odnosno vozova iste dužine) kroz povećanje osovinskih opterećenja na 22,5 t.

2.3. Program "Buduće brzine" u Evropi

Vodeće evropske železnice su izgradile viziju buduće gradnje teretnih vagona i njihovih osnovnih karakteristika. Svoje ciljeve su objavile u obliku "Programa budućih brzina" koji predviđa:

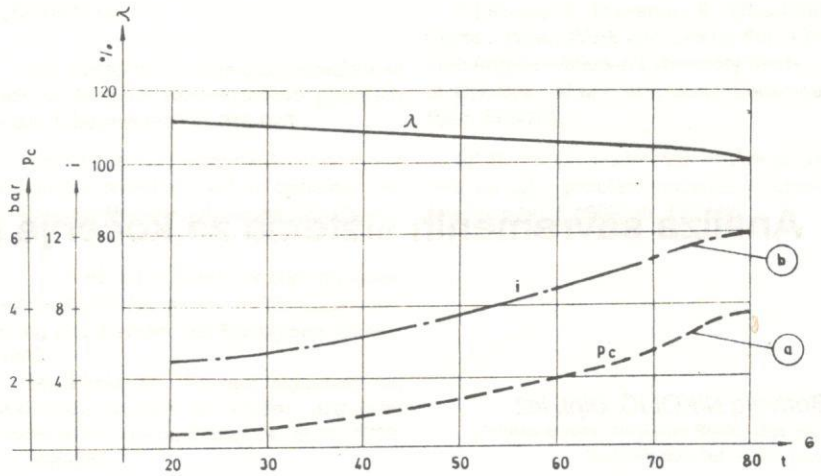
– da se od 1995. god. kao osnovna ponuda grade vagoni za S režim i opterećenjem po osovini od 22,5 t. Oni će saobraćati na magistralnim prugama u vozovima dužine do 700 m i bruto mase do 1600 t. Kao posebne narudžbine gradiće se vagoni za SS režim i 22,5 t/os.

2.4. Kočnica standardnih teretnih vagona

Kočnicom standardnog teretnog vagona podrzumeva se kočnica za režim S i za opterećenje po osovini od 20 t.

To je automatska, produžna kočnica sa zbijenim vazduhom, koja u svemu odgovara propisima UIC 540-545 za međunarodni saobraćaj.

Proračun snage standardne kočnice vrši se na tipskom obrascu JŽ PA-30-30, koji je 1983. god. izdala "Tehnička komisija za kočnu tehniku ZJŽ". Ovaj obrazac i sve veličine u njemu su usklađeni sa propisima UIC.



Slika 2 a – pritisak u kočnom cilindru b – prenosni odnos

3. KONTINUALNA PROMENA SILE KOČENJA U ZAVISNOSTI OD OPTEREĆENJA VAGONA

3.1. Pojam kontinualne promene sile kočenja

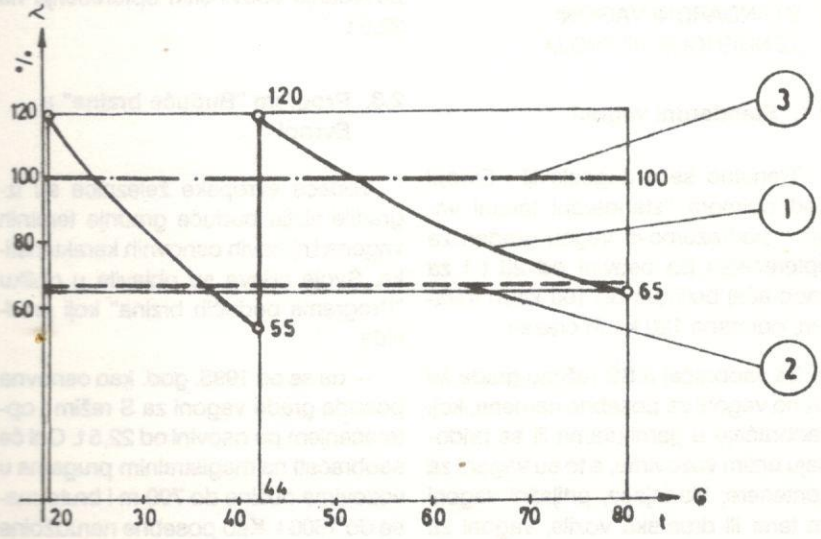
Koncepcija i konstrukcija standardne kočnice za S režim, sa menjačem "Prazno-Tovareno", ima svoje nedostatke koje je najlakše uočiti analizirajući dijagram promene procenta kočne mase u zavisnosti od ukupne mase vagona (slika 1.).

– Kod praznog vagona, kada je menjač sile kočenja u položaju "Prazno", snaga kočnice je maksimalna (λ = 120%). U ekstremno lošim uslovima kočenja može doći do blokiranja točkova i klizanja po šini, što stvara "ravna mesta" na površini kotrljanja.

– Kod ukupne mase vagona nešto ispod prekretne mase, kada je menjač sile kočenja u položaju "Prazno", snaga kočnice je minimalna (λ = 55%). Vagon se teško može zaustaviti na međusignalnom rastojanju.

– Kod vagona ukupne mase nešto iznad prekretne mase, kada je menjač u položaju "Tovareno", situacija je ista kao kod praznog vagona.

– Kod maksimalno tovarenog vagona, kada je menjač u položaju "Tovareno", snaga kočnice je minimalna (λ = 65%).



Slika 1.

Sa aspekta eksploatacije kočnice idelano je bilo kada bi procenat kočne mase imao konstantnu vrednost za sve vrednosti tovarenosti, odnosno ukupne mase vagona. Za S režim ta vrednost bi bila nešto iznad 65% (linija 2 u dijagramu na slici 1) a za SS režim oko 100% (linija 3). Ove vrednosti bi garantovale bezbedno zaustavljanje tovarenog vagona, na međusignalnom rastojanju od 1000 m uz minimalno opterećenje elemenata kočnice i točkova.

Da bi procenat kočne mase λ imao konstantnu vrednost mora se održati konstantan odnos ukupne sile pritiska papuča i ukupne mase vagona, odnosno svakom priraštaju ukupne mase vagona mora odgovarati adekvatan priraštaj sile kočenja.

Sile kočenja menjaće se kontinualno u zavisnosti od opterećenja (odnosno od ukupne mase vagona) ako se kontinualno menja jedna od dveju promenljivih veličina:

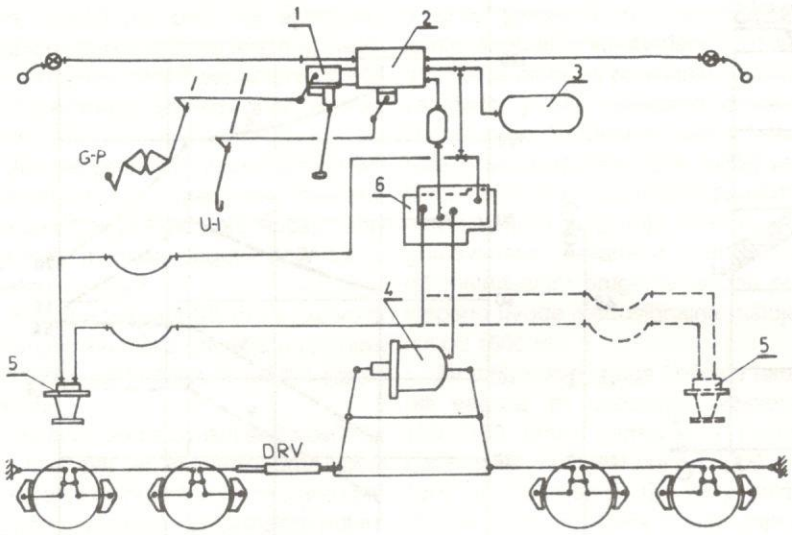
p (bar) – pritisak u kočnom cilindru

i – prenosni odnos kočnog polužja

Dijagram promene karakterističnih veličina ovakve kočnice u zavisnosti od opterećenja vagona prikazan je na slici 2.

3.2. Savremeni uređaji za kontinualnu promenu pritiska

Savremeni uređaji za kontinualnu promenu pritiska u kočnom cilindru rade u sklopu sa mernim ventilom. Merni ventil se ugrađuje u ogibljenje vagona, gde registruje ili ugib ili težinu. Na osno-



Slika 3.

vu te veličine merni ventil propušta vazduh (dobija ga iz pomoćnog rezervoara) određenog pritiska u menjač pritiska. Prema dobijenom signalu (pritisku iz mernog ventila) menjač propušta vazduh tačno definisanog pritiska u kočni cilindar.

Šema ovakve kočnice za teretni 4-osovni vagon, za brzinu 100 km/h u tovarenom stanju (SS/S rezim), data je na slici 3.

4. PRIMENA KONTINUALNE PROMENE SILE KOČENJA U SAVREMENIM USLOVIMA EKSPOLOATACIJE

4.1. Primena kod teretnih vagona za velike brzine

4.1.1. Primena kod brzina do 120 km/h

Jedna od osnovnih težnji u železničkom saobraćaju, da se brzina saobraćaja teretnih vozova poveća na 120 km/h pa i više, uslovljava ugradnju efikasnijih kočnih sistema na teretnim vagonima.

Uvođenje kontinualne promene sile kočenja već kod vagona za S režim i 20 t/os znatno bi popravilo efikasnost kočenja vozova iz brzine 100 km/h. Ovo se lako zaključuje na osnovu analize nedostataka kočnice sa menjačem "Prazno–Tovareno", date u tački 3.1. Ovakva kočnica bi takođe povećala sigurnost kretanja voza, ne samo sa aspekta kočenja i termičkog opterećenja točka i papuče, već i sa aspekta pojave dinamičkih poduznih sila u vozu prilikom kočenja. U jednom ovakvom homogenom vozu svi vagoni bi imali približno isti procenat kočne mase. To bi dovelo do istog usporenja svih vagona i ublažilo pojavu naletanja. Time bi bilo omogućeno kretanje dužih i težih vozova jer bi se smanjila opasnost od iskliznuća ili kidanja voza

Pošto je za S režim potreban minimalni procenat kočne mase 65% za tovaren vagon, a 100 ± 5% za kretanje praznog vagona brzinom 120 km/h, celishodno je za ove uslove primeniti uprošćenu varijantu kočnice sa kontinualnom promenom sile kočenja. To je kočnica sa oznakom "SS/S". Ona obezbeđuje 70% kočne mase kod potpuno tovarenog vagona, odnosno min. 100% do osovinskog opterećenja od 14 t. Maksimalna kočna masa ovakve kočnice iznosi 56 t za 4-osovni vagon a 28 t za 2-osovni vagon.

Za upoređivanje karakteristika S kočnice (sa menjačem "Prazno-Tovareno") i kočnice SS/S poslužiće dijagram na slici 4.

Analiza dijagrama zaključuje se da bi se ugradnjom kočnice SS/S umesto S, postiglo sledeće:

– špicevi max. procenta kočne mase bili bi eliminisani, čime bi se izbeglo blokiranje točkova u nepovoljnim uslovima tovarenja i kočenja

– dobila bi se veća snaga kočnice u oblasti prekretne mase i kod tovarenog vagona, čime bi se povećala efikasnost kočenja voza i smanjile podužne sile u vozu.

Šema kočnice SS/S data je na slici 3. Kočna sila se ostvaruje sa jednim kočnim cilindrom i standardnim kočnim polužjem, dimenzionisanim za silu 60 kN. Kao izvršni organi primenjuju se dvostruke kočne papuče (Bgu-2x250 mm) od livenog gvožđa sa 0,5–0,8% fosfora (P6). Ako se žele primeniti jednostruke kočne papuče (Bg-320 mm) istog hemijskog sastava, mora se povećati sila na papuči na oko 3200 daN, što predstavlja preopterećenje kočnog polu-ja za 6–7% a ima i druge prateće negativne pojave: veliko trošenje i povećano termičko opterećenje papuče i točkova.

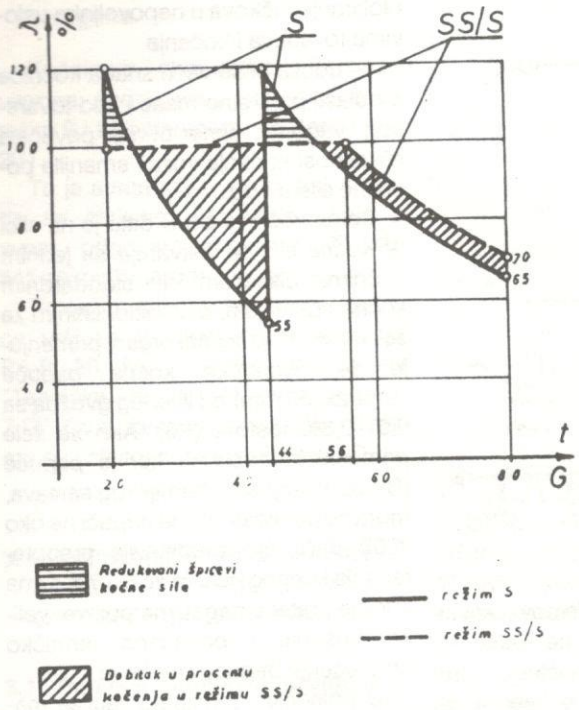
U pojedinim zemljama već se masovno uvodi kočnica SS/S kod novogradnje teretnih vagona. Posle mnogobrojnih i obimnih ispitivanja, Komisija za saobraćaj UIC se izjasnila za opšte uvođenje automatske kontinualne promene sile kočenja, zbog velikih prednosti u odnosu na S kočnicu sa menjačem "Prazno–Tovareno".

Na slici 5 prikazan je dijagram promene osnovnih veličina kočnice SS/S za 4-osovinski vagon.

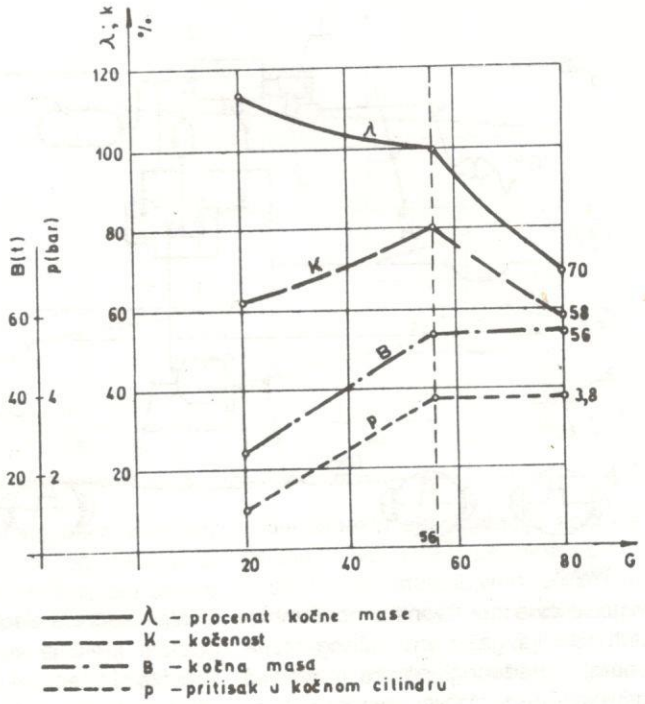
Kod teretnih vagona koji se grade za brzine od 120 km/h, odnosno za SS režim, mora se ugraditi kočnica koja će obezbediti minimalni procenat kočne mase 100 – 5% za sve tovarenosti do 20 t po osovini.

Kako se zbog velike varijacije ukupne mase vagona (od 20 do 80 t) ne može održati procenat kočne mase u granicama 100–120% sa konstantnim pritiskom u kočnom cilindru i konstrantnim prenosnim odnosom (ili dvostepenim za "Prazno" i "Tovareno"), to je neophodno za SS režim primeniti kontinualnu promenu sile kočenja. UIC propisi takođe obavezuju na primenu ovakve kočnice.

Kod maksimalno tovarenog vagona kočna masa mora imati vrednost približno jednaku masi vagona. Ovolika kočna masa (80 t kod 4-osovinskog vagona) ne može se ostvariti jednim



Slika 4.



Slika 5.

kočnim cilindrom čiji je najveći prečnik 406 mm (16"). Zato je potrebno ugraditi dva kočna cilindra, ojačano kočno polužje za 120 kN i kočne papuče sa duplim umetkom (Bgu) zbog velikog specifičnog pritiska.

Šema kočnice 4-osovinskog vagona za SS režim, sa kontinualnom primenom pritiska u kočnom cilindru, data je na slici 6.

Pored izvođenja prema slici 6. kočnica za SS režim može se izvesti sa jednim menjačem pritiska u zavisnosti od težine.

Koja će od ove dve varijante biti primenjena zavisi od vrste vagona, odnosno od tereta koji se prevozi.

Stoga je celishodno ugradnju mernih ventila, menjača pritiska i kočnih cilindara vršiti na sledeći način:

– za vagon-cisterne za SS/S režim: jedan merni ventil, menjač pritiska i kočni cilindar

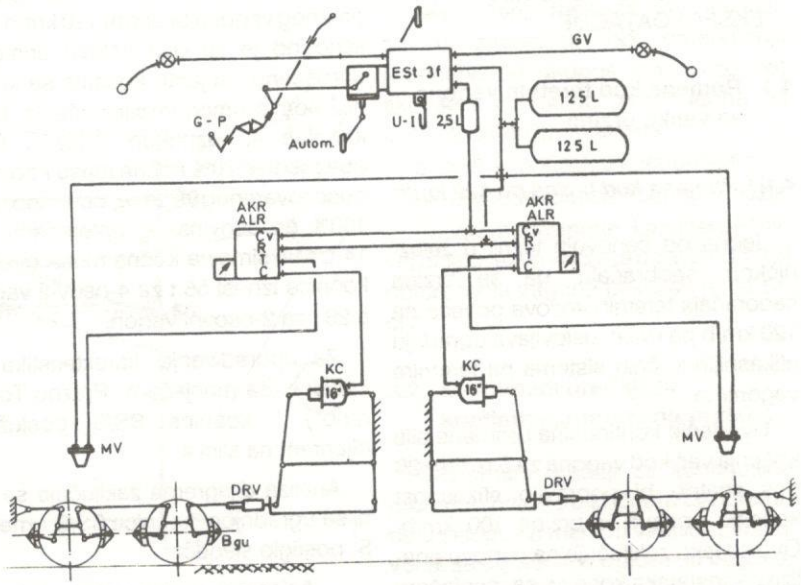
– za ostale vagone za SS/S režim: dva merna ventila, jedan menjač pritiska i kočni cilindar

– za vagon-cisterne za SS režim: jedan merni ventil i menjač pritiska i dva kočna cilindra

– za ostale vagone za SS režim: dva kočna cilindra sa nezavisnim sistemom za kontinualnu promenu sile kočenja (merni mentil i menjač pritiska).

4.1.1.1. Granične mogućnosti sistema papuča/točak

Prilikom kočenja vagona, rad trenja papuče i točka pretvara kinetičku energiju vagona u toplotnu. Stvorena toplotna energija apsorbuje se u točku i papuči, u približnom odnosu 70:30%. Ukoliko su uslovi predaje toplote okolini loši ili se kočenje obavlja često, odnosno traje dugo na pruzi sa dugim padovima, akumulirana toplotna energija može podići temperaturu točka i papuče na vrlo visok nivo, što izaziva mnoge štetne efekte.



Slika 6.

Proračuni, probe i ispitivanja u mnogim institutima dali su apsolutnu granicu učinka kočnice teretnog vagona sa duplim kočnim papučama od LG, pri opterećenju po osovini od 20 t, za režim SS.

Ako se posmatra vagon režima SS u teretnom vozu mešovitog sastava, što predstavlja ekstremni slučaj, energija koju prihvata njegova kočnica se znatno uvećava.

Kočnica vagona SS mora pretvoriti 50% više kinetičke energije u toplotnu u odnosu na kočnicu S režima (ostali vagoni).

Do sada su se ovakvi slučajevi morali tolerisati jer je nemoguće izbeći formiranje mešovitih vozova a isto tako je nemoguće nekim pogonskim putem smanjiti snagu kočnice SS. Snaga kočnice se može smanjiti samo smanjenjem opterećenja po osovini (zbog kontinualne promene). Za ovaj slučaj vagon SS se može opteretiti samo sa 13–14 t po osovini da bi se izbeglo termičko preopterećenje točkova i mogućnost havarije.

Na osnovu mnogobrojnih ispitivanja i sličnih analiza, Evropska unija železnica preporučuje ograničenje osovinskog opterećenja teretnih vagona za SS režim na 18 t, sa ciljem da se zaštite točkovi od posledica termičkog opterećenja i smanji broj lomova točkova.

4.1.2. Primena kod brzina do 160 km/h

Propisom UIC 546 određen je procenat kočne mase za brzine do 160 km/h, koji iznosi 150–170%.

Za međunarodni saobraćaj teretnih vozova brzinama većim od 120 km/h za sada ne postoje definisani uslovi. Takođe ne postoje tehnički uslovi ni propisi za gradnju teretnih vagona za ove brzine. Zato se kod planiranja, projektovanja i gradnje teretnih vagona za brzine 120 do 160 km/h u današnje vreme mora poći od uslova u kojima će ti vagoni trčati.

Najvažniji uslov sa aspekta kočenja je međusignalno rastojanje na prugama na kojima će vagon (odnosno voz) saobraćati. Snaga kočnice mora biti dovoljna da zaustavi vagon na zaustavnom putu kraćem od međusignalnog rastojanja. Sadašnja međusignalna rastojanja za međunarodni teretni saobraćaj su utvrđena na 1000 m i prema njima se projektuju i ispituju zaustavni putevi, odnosno procenti kočne mase. Vodeće evropske železnice (Francuska, Nemačka, Italija) već imaju na svojim magistralnim prugama međusignalna rastojanja 1500 m. Jugoslovenske železnice na svojim rekonstruisanim prugama takođe postepeno uvode međusignalna rastojanja od 1500 m.

Za definisanje snage kočnice teretnih vagona za saobraćaj brzinama 120–160 km/h koristićemo tablice kočenja za zaustavni put od 1000 m i 1500 m (Uputstvo JŽ–233, prilog XIX–A i XX). Pri tome ćemo uzeti u obzir merodavni pad pruge do 5 o/oo, što se smatra ravnom prugom.

Iz tabele se vidi da se kočenje teretnih vagona koji saobraćaju brzinama 140 ili 160 km/h mora obavljati kočnicama velike snage, kategorije R (Rapid), koje obezbeđuju procenat kočne mase veći od 120%.

Na vagonima sa kojima se eksperimentiše sa velikim brzinama, bili su ugrađivani razni sistemi kočnice. Vagoni sa opterećenjem po osovini od 10 t i brzinom 140/160 km/h imali su SS kočnicu. Za brzine do 160 km/h i 18 t/os bila je ugrađena disk kočnica.

Kod četvoroosovnskih teretnih vagona, koji su izgrađeni sa obrtnim postoljima Y37, rađena su ispitivanja sa brzinama 160 km/h. Za normalne uslove eksploatacije dobre rezultate dala je kombinacija disk kočnice i kočnice sa papučama. Za kočenje na prugama sa dugim i velikim padovima, zbog termičkog opterećenja diskova, boljom se pokazala kočnica sa tri diska po osovini.

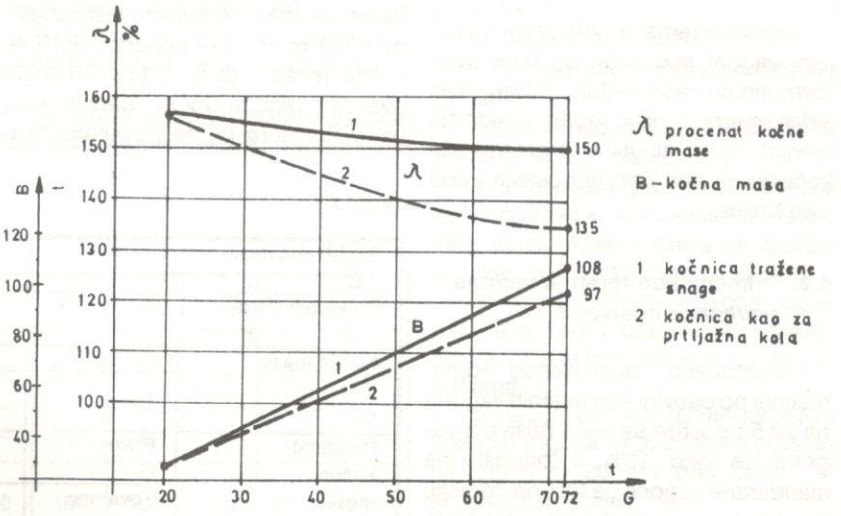
Pri planiranju kočnice teretnog vagona za velike brzine mora se poći od potrebne snage kočnice. Prema tablici kočenja za zaustavni put od 1000 m, kočnica mora obezbediti sledeći procenat kočne mase:

– za brzinu 140 km/h min = 146%
– za brzinu 160 km/h min = 208%.

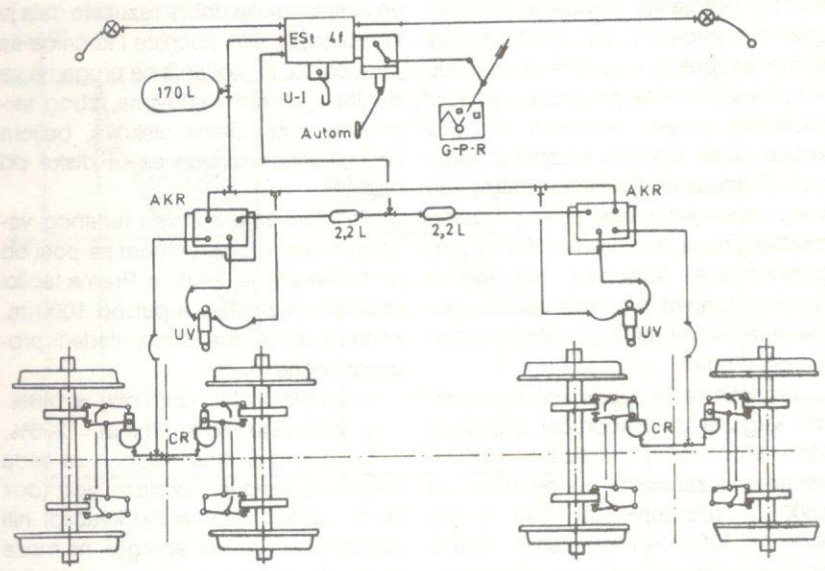
Kako kod teretnih vagona za sada ne postoji električni prolazni vod (dok se ne ugradi automatsko kvačilo) niti neki izvor električne energije, ne može se planirati primena magnetne šinske kočnice. Stoga se saobraćaj teretnih vozova brzinama do 160 km/h može planirati samo na prugama sa međusignalnim rastojanjem od 1500 m. Prema tablici kočenja za ove pruge potrebno je obezbediti sledeći procenat kočne mase:

– za brzinu 140 km/h 111%
– za brzinu 160 km/h 147%.

Teretni vagoni za brzine do 160 km/h planiraju se sa masom po osovini do 18 t. kako dvoosovinski tako i četvoroosovinski. Povećanje mase vagona do pune nosivosti u približnom odnosu 3:1 mora pratiti i adekvatan porst kočne mase, da bi se traženi procenat kočne mase održao u uskom polju od 150–160%. Zato je ovde neo-



Slika 7.



Slika 8.

phodno primeniti kočnicu sa kontinualnom promenom sile kočenja. Čak i ako bi se kočnica gradila prema sadašnjem propisu UIC 546, koji za prtljažne vagone za 160 km/h dozvoljava da procenat kočne mase kod putpunog tovarenja padne na 135%, ne može se izbeći kontinualna promena.

Orijentacioni dijagram promene osnovnih veličina kočnice 4-osovinskog teretnog vagona za brzine do 160 km/h prikazan je na slici 7.

Kod ovih brzina je kod teretnih vagona neophodna primena nezavisne kontinualne promene sile kočenja za svaku osovinu, odnosno obrtno postolje kod 4-osovinskih vagona. Šema jedne ovakve kočnice data je na slici 8.

Vagon-cisterna ili neki drugi specijalni vagoni kod kojih se teret uvek ravnomerno raspoređuje, mogu imati jedan merni ventil i jedan zajednički menjač za kontinualnu promenu sile kočenja na oba obrtna postolja i kod ovih brzina.

4.2. Primena kod teretnih vagona povećane nosivosti

Povećanjem dozvoljenog opterećenja po osovini kod teretnih vagona na 22,5 t postiže se veća nosivost vagona za oko 12% u odnosu na standardne vagone sa 20 t po osovini. Voz iste bruto mase, formiran od ovakvih vagona, ima znatno manju dužinu što se povoljno odražava na dinamiku kretanja i efikasnost kočenja.

Do sada su izvršena mnogobrojna ispitivanja u oblasti trčanja i kočenja za S režim, što je poslužilo kao osnov za izradu prvih propisa i preporuka za gradnju. Ispitivanja sa dvoosovinskim vagonima su još uvek u toku.

Za saobraćaj u SS režimu sa 22,5 t/os vrše se ispitivanja u više zemalja, za različita tehnička rešenja. Očekuje se uskoro da i za ove uslove budu definisane osnovne smernice za projektovanje i izradu vagona.

4.2.1. Kočnica režima S za 22,5 t/os

Saobraćaj vozova u režinu S na prugama sa međusignalnim rastojanjem od 1000 m zahteva neophodnih 65% kočne mase i za 22,5 t/os. Kočnica ovakvih vagona mora ispuniti ovaj uslov, tj. mora joj se povećati efikasnost proporcionalno povećanju bruto mase.

U fazi istraživanja mogućih rešenja kočnice S/22,5 t, na evropskim železnicama je isprobano više varijanti. Pri tome se težilo da ta kočnica zadrži što više elemenata standardne kočnice S/20t:

– jedan kočni cilindar od 16" (12" za dvoosovinske)

– kočno polužje sa prenosnim odnosom 12, koje je dimenzionisano za silu od 60 kN

– kočne papuče uobičajenih dimenzija i karakteristika.

Rešenje sa menjačem "Prazno-Tovareno" sa dvostrukim kočnim umecima (Bgu 2x250 mm) od sivog liva P10, predstavlja jedno od optimalnih rešenja pošto se zadržavaju svi ostali standardni elementi kočnice S/20 t.

Ispitivanja su pokazala da se ovim rešenjem može postići traženih 65% kočne mase, čak i kod potpuno tovarenog vagona (90 t).

Za razmatranje mogućnosti primene ovog rešenja poslužiće skraćeni proračun snage kočnice u režimu "P" (za režim "G" nisu utvrđeni koeficijenti " " za ove papuče), i to za različite vrednosti sopstvene mase četvoroosovinskih vagona.

Sračunate vrednosti kočne mase i procenta kočne mase prikazane su tabelarno, radi bolje preglednosti (tabela 1).

Vrednost "prekretne mase", pri kojoj se vrši promena prenosnog odnosa "Prazno-Tovareno", uzimana je tako da se dobiju optimalne vrednosti procenta kočne mase.

TABELA 1

Sopstvena masa G (t)		22	24	26	28	30
Prekretna masa U (t)		46	46	48	50	50
Kočna masa B (t)	Prazno	28	30	31	33	35
	Tovar.	59	59	59	59	59
Procenat kočne mase %	Prazno	129	125	119	117	116
	U	62	65	65	66	70
	Tovareno	65	65	65	65	65
	U	129	128	123	118	118

Razmatranjem vrednosti u tabeli 1 mogu se lako sagledati mogućnosti i nedostaci ovakve kočnice.

Sa kočnom masom od 59 t, koja se može lako ostvariti, obezbeđuje se 65% kočne mase kod potpuno tovarenog vagona.

Kod vagona sopstvene mase veće od 26 t ostvaruje se procenat kočne mase u dovzoljenim granicama kod svih stepena tovarenosti i u položaju "prazno" i u položaju "tovareno".

Kod vagona sopstvene mase 24 t prekoračuje se znatno gornja granica od 120% kočene mase, i kod praznog vagona i kod prekretne mase u položaju "tovareno".

Kod vagona sopstvene mase ispod 24 t, pored prekoračenja 120% kao u prethodnom slučaju, procenat kočne mase pada ispod minimalnih 65% u prekretnoj masi u položaju "prazno".

Ovo rešenje kočnice S/22,5 t se preporučuje za vagone sopstvene mase veće od 26 t.

Rešenje sa primenom kočnice režima SS/S, (slika 3) uz primenu kočnih papuča Bgu/P10, predstavlja drugo moguće rešenje.

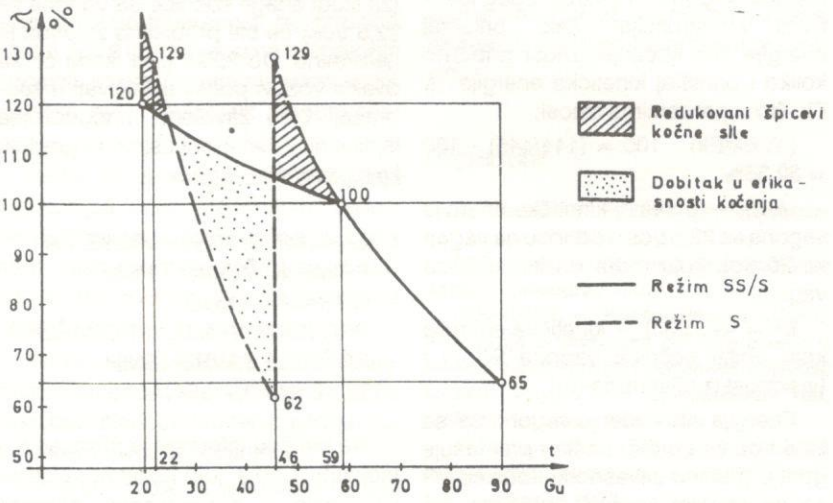
Kontinualnom primenom pritiska u zavisnosti od tereta postiže se kod bruto mase vagona od 59 t maksimalni pritisak u cilindru od 3,8 bar. Uz maksimalni prenosni odnos i = 12, sa ovim kočnim papučama postiže se kod ove mase vagona maksimalna kočna masa 59 t. Ona je dovoljna da kod tovarenog vagona na ukupnu masu od 90 t obezbedi 65% kočne mase.

U tabeli 2 prikazana je promena osnovnih veličina snage ovakve kočnice, u funkciji tovarenosti vagona sopstvene mase 20 t.

Kontinualna promena sile kočenja u zavisnosti od tovarenosti, kod ovakve kočnice obezbeđuje 100-120% kočne mase do bruto mase 59 t, do koje se ovaj vagon može uvrstiti i u SS režim saobraćaja.

U dijagramu na slici 9. dat je prikaz promene procenta kočne mase kočnice S i SS/S, za 22,5 t po osovini. Za kočnicu S uzet je primer vagona sopstvene mase 22 t.

Analizom ovog dijagrama može se zapaziti da i kod vagona za opterećenje po osovini od 22,5 t, kočnica režima



Slika 9.

SS/S ima znatne prednosti u odnosu na kočnicu režima S. Primenom kočnice SS/S eliminiše se opasnost prejake kočnice kod praznog vagona i tovarenog nešto iznad prekretne mase. Takođe se povećava efikasnost kočnice kod manje tovarenih vagona, koja dozvoljava saobraćaj i u SS režimu, za razliku od S kočnice sa kojom samo prazan vagon može trčati 120 km/h.

Ovo rešenje SS/S preporučuje se za ugradnju na svim teretnim vagonima sa opterećenjem po osovini od 22,5 t, bez obzira na sopstvenu masu.

4.2.2. Kočnica režima SS za 22,5 t/os

Propisima UIC još uvek nisu definisani uslovi gradnje dvoosovinskih vagona za 22,5 t/os u S i SS režimu, kao i četvoroosovnskih vagona za 22,5 t/os u SS režimu.

Kao i kod vagona SS sa 20 t/os i ovde se mora primeniti kontinualna promena sile kočenja u zavisnosti od tereta, kako bi se procenat kočne mase mogao održati u propisanim granicama 100-120%. Za maksimalno tovaren četvoroosovinski vagon na 90 t ukupne mase, potrebna kočna masa od 90 t, pretpostavlja se, može se ostvariti uz primenu:

– dva kočna cilindra od 16"

– kočnog polužja dimenzionisanog za 120 kN

– kočnih papuča Bgu 2 x 250 od Sl. P10 (ili P14 sa 1,4% fosfora).

Osim hemijskog sastava materijala kočnog umetka, sve ostale karakteristike konstrukcije kočnice se zadržavaju kao kod SS kočnice za 20 t/os.

Za kočenje ovih vagona ograničavajući faktor predstavlja energetska granica efikasnosti kočnice sa papučama.

Za sračunavanje priraštaja kinetičke energije vagona sa 22,5 t/os u odnosu na vagon sa 20 t/os poći ćemo od jednačine energije:

$$Ek = Gu \cdot v^2/2 + \Sigma I \cdot \omega^2/2 \quad \text{(MJ)}$$

TABELA 2.

Masa vagona Cu (t)	20	25	30	40	50	59	70	80	90
Pritisak u kočnom cilin. pc (bar)	1,15	1,4	1,75	2,4	3,15	3,8	3,8	3,8	3,8
Kočna masa B (t)	24	29	34	44	52	59	59	59	59
Procenat kočne mase %	120	116	113,3	110	104	100	84,3	73,7	65,5

Pošto je konstrukcija rotirajućih elemenata vagona za 22,5 t/os skoro identična kao kod vagona za 20 t/os, to se priraštaj kinetičke energije svodi na priraštaj energije povećane ukupne mase vagona (pri istoj translatornoj brzini od 120 km/h):

$$\Delta Ek \approx \Delta m \cdot V^2/2 = (90-80) \cdot 120^2/2 \approx 144 \text{ (MJ)}$$

Otpor kretanja ovog vagona u realnoj okolini je skoro identičan otporu kretanja vagona za 20 t/os. zbog identične konstrukcije. Zato priraštaj energije sile kočenja iznosi približno koliko i priraštaj kinetičke energije Δ Ek, što u procentima iznosi:

$(\Delta Ek/Ek) \cdot 100 = (144/445) \cdot 100 = 32{,}36\%$

Δ Ek – priraštaj kinetičke energije vagona sa 22,5 t/os u odnosu na vagon sa 20 t/os koju mora uništiti kočnica vagona

Ek = 445 (MJ) – kinetička energija koju uništi kočnica vagona SS/20 t (vrednost iz dijagrama (6))

Energija sile kočenja vagona SS sa 22,5 t/os za gotovo trećinu premašuje gornju granicu efikasnosti kočnice SS sa dvostrukim kočnim umecima. Sa ovog aspekta saobraćaj u SS režimu nije preporučljiv sa 22,5 t/os već ga treba ograničiti na 20 t/os.

Zbog većeg termičkog preopterećenja vagona sa kočnicom SS u mešovitom vozu sa vagonima S. Radna grupa 45/z/4 UIC je ograničila opterećenje vagona SS na 18 t/os.

U dijagramu na slici 10 prikazane su mogućnosti za promenu procenta kočne mase u zavisnosti od opterećenja, za teretne vagone koji saobraćaju brzinom 120 km/h.

Koja od navedene tri mogućnosti (za izbor snage kočnice SS vagona za 22,5 t/os) će biti propisana za sada je neizvesno. Do 2000. god. kada će se ovakvi vozovi početi uključivati u saobraćaj, biće završena mnogobrojna ispitivanja i definisani uslovi za gradnju i eksploataciju vagona.

5. ZAKLJUČCI I PREPORUKE ZA PRIMENU ŠEMA I TIPSKIH OBRAZACA KOD PROJEKTOVANJA I PRORAČUNA KOČNICE SAVREMENIH TERETNIH VAGONA

Na osnovu informacija prikazanih u tačkama 1 do 4, kao i analiza rezultata ispitivanja i opravdanosti primene kočnice sa kontinualnom promenom sile kočenja, donose se sledeći ZAKLJUČCI I PREPORUKE:

1 – REŽIM "S"

Za teretne vagone koji saobraćaju maksimalnom brzinom 100 km/h (režim "S") u tovarenom stanju sa masom po osovini do 22,5 t, i brzinom do 120 km/h u praznom stanju (ili delimično tovareni), preporučuje se ugradnja kočnice sa delimičnom kontinualnom promenom sile kočenja u zavisnosti od opterećenja (režim "SS/S").

a) Za projektovanje i izradu proračuna kočnice dvoosovinskih vagona za ove uslove eksploatacije, preporučuje se primena obrasca PRILOG 1 – "Proračun i šema kočnice 2-os. vagona za režim "SS/S".

Kod proračuna snage kočnice po ovom obrascu, koristiti sledeće parametre:

- Max. brzina 100/120 km/h
- Kočni cilindar D = 12 col
- Pomoćni rezervoar V = 77 L
- Regulator kočnog položja DRV 2A 450
- Prenosni odnos izabrati tako da procenat kočne mase iznosi: kod praznog vagona 100 – 120%; kod mase po osovini do 20 t za ukupnu masu 28 t iznosi ≥ 100%; kod mase po osovini do 22,5 t za ukupnu masu 29,5 t iznosi ≥ 100%.

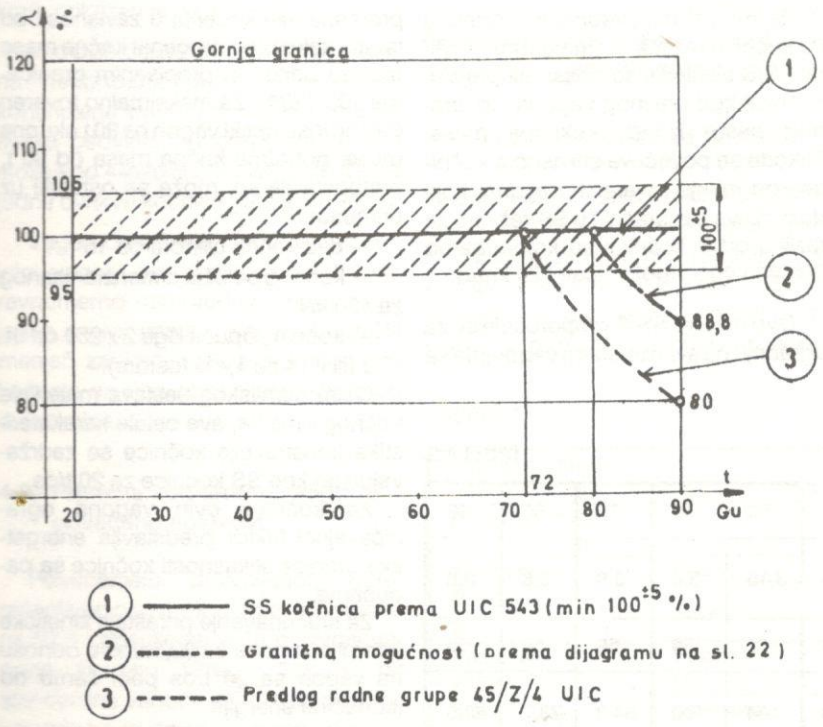
b) Za projektovanje i izradu proračuna kočnice četvoroosovinskih vagona za ove uslove eksploatacije preporučuje se primena obrasca PRILOG 2 – "Proračun i šema kočnice 4-os. vagona za režim SS/S".

Prenosni odnos izabrati tako da procenat kočne mase iznosi: kod praznog vagona 100 – 120%; kod mase po osovini do 20 t za ukupnu masu 56 t iznosi ≥ 100%; kod mase po osovini do 22,5 t za ukupnu masu 59 t iznosi ≥ 100%.

c) Na dvoosovinskim i četvoroosovinskim vagonima primeniti kočno polužje i svornjake dimenzionisane za silu do 60 kN.

II – REŽIM "SS"

Za teretne vagona koji saobraćaju maksimalnom brzinom 120 km/h



Slika 10.

(režim "SS") u svim nivoima tovarenosti od praznog do potpuno tovarenog stanja, obavezna je ugradnja kočnice sa kontinualnom promenom sile kočenja u zavisnosti od opterećenja.

Kontinualna promena mora obezbediti da se vrednost procenta kočne mase nalazi u granicama 100 – 120% i to:

– max. 120% kod praznog vagona

– 100 ± 5% kod opterećenja do 18 t/os, vagona predviđenih za saobraćaj u mešovitim vozovima (sastavljenim od vagona sa S i SS kočnicom).

– 100 ± 5% kod opterećenja do 20 t/os, vagona predviđenih za saobraćaj u homogenim vozovima (sastavljenim od vagona sa SS kočnicom).

a) Za projektovanje i izradu proračuna kočnice dvoosovinskih vagona za ove uslove eksploatacije, preporučuje se primena obrasca PRILOG 1 – "Proračun i šema kočnice 2-os. vagona za režim SS).

Kod proračuna snage kočnice po ovom obrascu koristiti sledeće parametre:

– kočni cilindar D = 16"

– Pomoćni rezervoar V = 125 L

– Regulator kočnog polužja DRV 3A 450

– Prenosni odnos izabrati tako da procenat kočne mase ima napred pomenute vrednosti za ovaj režim.

b) Za projektovanje i izradu proračuna kočnice četvoroosovinskih vagona za ove uslove eksploatacije, preporučuje se primena obrasca PRILOG 3 – "Proračun i šema kočnice 4-os. vagona za režim SS".

Prenosni odnos izabrati tako da procenat kočne mase ima napred pomenute vrednosti za ovaj režim

c) Na dvoosovinskim i četvoroosovinskim vagonima primeniti kočno polužje i svornjake dimenzionisane za silu 120 kN.

III – VELIKE BRZINE

Za teretne vagone koji saobraćaju velikim brzinama, 120 – 160 km/h, u svim nivoima tovarenosti od praznog stanja do 18 t/os, obavezna je ugradnja kočnice sa kontinualnom promenom sile kočenja u zavisnosti od opterećenja.

Pošto se za ove brzine ispitivanja kočnice još u toku i ne postoje izrađeni propisi za teretne vagone, moraju se za sada primeniti postojeći propisi UIC 543 i UIC 546 za definisanje snage kočnice.

Prema njima, kočnica sa kontinualnom promenom sile kočenja mora da obezbedi sledeće procente kočne mase u svim nivoima tovarenosti:

– 100 – 120% za režim G/P (brzina do 120 km/h)

– 120-160% za režim R (brzina 120 do 160 km/h).

a) Za projektovanje i izradu proračuna kočnice četvoroosovinskih vagona za ove uslove eksploatacije, preporučuje se primena obrasca PRILOG 4 – "Proračun i šema kočnice 4-os. vagona sa disk kočnicom, V ≤ 160 km/h.

b) Varijanta sa kombinacijom disk/blok kočnica se ne preporučuje iz ekonomskih razloga.

c) Za specijalne četvoroosovinske vagone manje nosivosti, brzine, ili mase po osovini, moguće je izvođenje disk kočnice sa dva diska po osovini.

d) Za dvoosovinske vagone, šema i proračun kočnice moraju se raditi parcijalno za svaki slučaj. Saobraćaj ovih vagona brzinama do 160 km/h za sada se planira samo za specijalne namene, sa znatno smanjenom masom po osovini.

LITERATURA

1) Vainhal V. – "Kočnice i kočenje vozova", Beograd 1982.

2) Švagel J. – "Kočnice na železničkim vozilima", Beograd 1962.

3) Nikolić B. – "Kontinualna promena sile kočenja u zavisnosti od opterećenja u funkciji velikih brzina i povećane nosivosti teretnih vagona" – Specijalistički rad, Mašinski fakultet u Nišu 1992.

4) Razni autori – "Zbornik radova sa III savetovanja o kočnicama na šinskim vozilima" – Skoplje 1983.

5) Razni autori – "Zbornik radova sa IV savetovanja o kočnicama na šinskim vozilima" – Ohrid 1986.

6) Časopis "Železnice" br. 4 – 5/87, autor Vainhal V.

7) Časopis "Železnice" br. 11/89, autori: Vainhal V. Krzić Đ.

8) Časopis ETR 16/88 – Francuska

9) Propisi i izveštaji ORE – 1988 – 1991.

(Borivoje NIKOLIĆ, dipl.inž. Mašinski fakultet, Niš)

Jedinstvena knjiga

Stoleće železničkog školstva na tlu Jugoslavije

»Stoleće železničkog školstva na tlu Jugoslavije« nije železnički udžbenik već knjiga kazivanja železničara o istoriji školstva na našim železnicama. Nije ni istorijsko štivo iako je svaki događaj ili datum u njoj brižljivo proveren. To je knjiga-mozaik priča o železničkim školama nekad i sada, o ljudima i događajima, o zgodama i dogodovštinama železničkih đačkih naraštaja.

Da li ste, recimo, znali da je u Beogradu 1881. godine osnovana Knjaževska srpska železnička i trgovačka škola, prva ove vrste na Balkanu, jedna od svega nekoliko u ondašnjoj Evropi. Radila je samo dve školske godine i sa dva školska odeljenja, dovoljno da se njeno ime nađe na stranicama istorije železnice i železničkog školstva kod nas i u svetu.

Školska železnička tradicija je nastavljena posle četiri decenije prekida. U Beogradu je 1922. godine osnovana Državna saobraćajna železnička škola. Za 19 godina rada (ukinuta je aprila 1941. godine) dala je preko 1.600 školovanih železničara.

U novoj Jugoslaviji nicale su i nove železničke škole, u Beogradu, Skoplju, Ljubljani, Novom Sadu, Sarajevu, Kastavu i Puli, Nišu i Zemunu, kao i drugim gradovima širom mreže JŽ.

Knjiga je štampana u srpskohrvatskoj verziji (latinica), u formatu A–4 (19 x 27 cm), obima 200 stranica, sa preko 100 fotografija i 30 crteža, u tvrdom povezu sa plastifikacijom.

Poseban kvalitet ove knjige čine više od stotinu crno-belih fotografija iz svih perioda našeg železničkog školstva. Knjiga sadrži i spisak svršenih učenika železničkih saobraćajnih škola od 1922. do 1962. godine, kao i »đački spomenar« prigodnu slikovnicu ljudi i događaja u100 godina dugoj tradiciji železničkog školstva na tlu Jugoslavije.

Narudžbe primа izdavač DP ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ, 11000 BEOGRAD, Nemanjina 6, pošt. fah 498.

Motorna kola za kontrolu i opravku kontaktnog voda

UDK 656.2:629.464.4

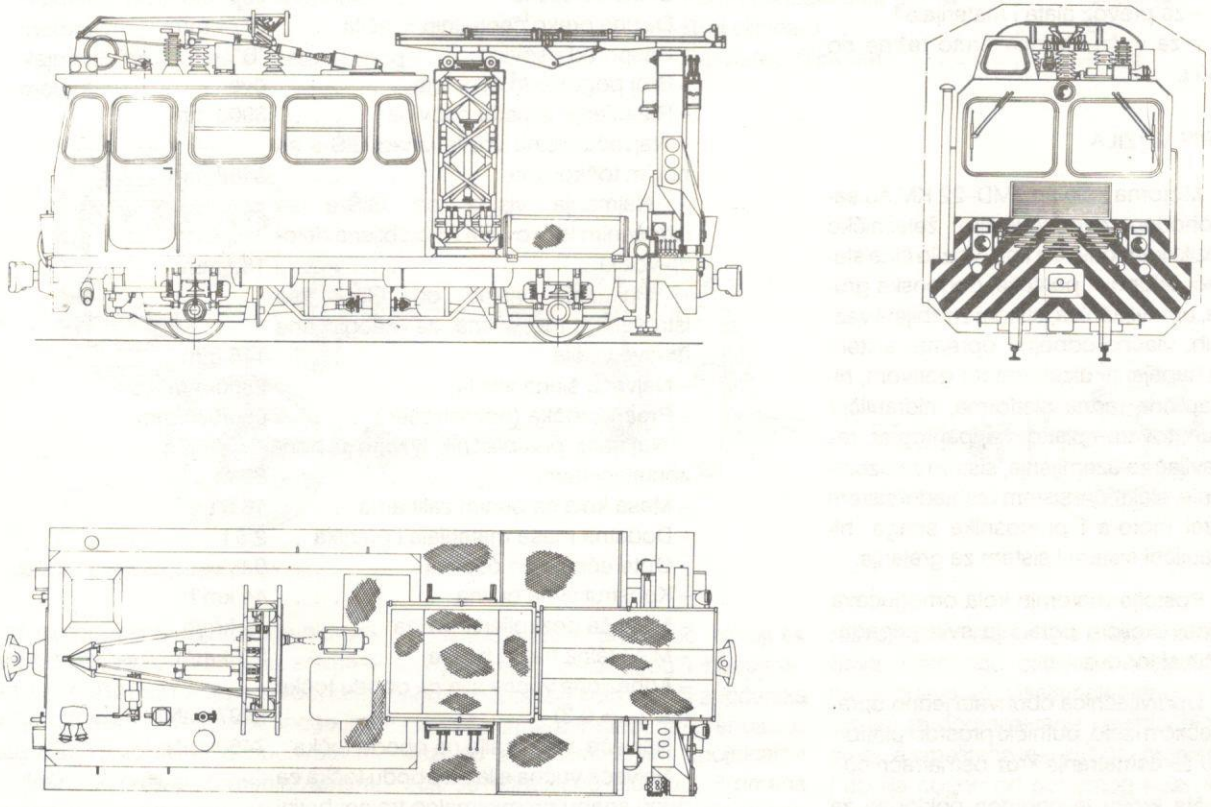
Vladimir JOVANOVIĆ, dipl. inž.

Železnički transport u okviru REIK "KOLUBARA" ima težak zadatak da ugljem snabdeva termoelektranu "OBRENOVAC" i "KOLUBARA–PRERADU". Godišnje ŽT "Kolubara" preveze preko 12 miliona tona uglja, što se odražava u jakoj frekvenciji železničkog saobraćaja (svakih 10 minuta jedan voz). Velika frekvencija železničkog saobraćaja zahteva pouzdanu vuču i pouzdane prateće sisteme. ŽT "Kolubara" ima električnu vuču (lokomotive EL 3/03) što zahteva permanentnu kontrolu i periodičnu opravku kontaktne mreže i pratećih sistema. Posebno je značajna intervencija na havarisanoj kontaktnoj mreži kada je potrebno u što kraćem roku ospsobiti kontaktni vod na dužini od nekoliko kilometara.

Da bi što efikasnije odgovorila postavljenim zadacima ŽT "Kolubara" je sklopila ugovor sa MIN "HOLDING–CO" DD "Lokomotiva" o kupovini motornih kola za kontrolu i opravku kontaktnog voda.

Pristupajući realizaciji projektnog zadatka tim Sektora za razvoj suočio se sa nizom pitanja koja je trebalo razrešiti, a koja su proistekla iz sledećeg:

– veoma šturi i uopšteni propisi o postupcima i zaštiti prilikom rada na kontaktnom vodu i njegovoj okolini,



Slika 1 – Motorna kola za kontrolu kontaktne mreže tip TMD – 22 KM

– izuzetno teški eksploatacioni uslovi (neregulisan kolosek, zauljene šine posute finom ugljenom prašinom, neregularne krivine itd)

– nedostatak repromaterijala i komponenti na tržištu.

Nakon deset meseci DD "Lokomotiva" je predala kupcu prototip motornih kola za kontrolu i opravku kontaktnog voda, koja po svojim tehničkim performansama u potupnosti ispunjavaju sve tehničko-tehnološke zahteve neophodne da bi se obezbedio efikasni bezbedan rad na kontaktnom vodu i njegovoj okolini.

NAMENA

Motorna kola tip TMD–22 KM su dvoosovinsko samohodno železničko vozilo namenjeno za upotrebu na industrijskim kolosecima širine 900 mm i to:

– za izradu kontaktne mreže,
– za remont kontaktne mreže,
– za održavanje kontaktne mreže,
– za kontrolu kontaktne mreže,
– za podizanje električnih stubova,
– za utovar i istovar materijala,
– za prevoz radnika,
– za prevoz alata i materijala i
– za vuču vagona bruto težine do 150 t.

OPIS VOZILA

Motorna kola tip TMD–22 KM su samohodno dvoosovinsko železničko vozilo kamionskog tipa. Vozilo čine sledeći sklopovi: postolje, pogonska grupa, upravljačnica, sistem za zbijeni vazduh, vlačno-odbojna oprema, sistem za napajanje dizel-motora gorivom, hidraulična radna platforma, hidraulični kran, tovarna platforma, pantograf, rastavljač za uzemljenje, sistem za uzemljenje, električni sistem rashladni sistem dizel motora i prenosnika snage, hidraulični sistem i sistem za grejanje.

Postolje motornih kola omogućava konstrukcijom ugradnju svih pripadajućih sklopova.

Upravljačnica obuhvata jedno upravljačko mesto, putnički prostor i platformu za osmatranje kroz osmatračnicu.

Na krovu je ugrađen poklopac za pristup radnoj platformi, merni pantograf, rastavljač za uzemljenje i katodni odvodnik.

Iza upravljačnice smeštena je radna platforma koja omogućava bezbedan i efikasan rad na kontaktnom vodu i oko njega.

Tovarna platforma je fiksna i ima pokretne bočne stranice i smeštena je između radne platforme i hidrauličnog krana.

Sistem za zbijeni vazduh pomoću dva kompresora snabdeva sledeće sisteme zbijenim vazduhom: sistem vazdušne kočnice, sistem upravljanja, sistem za brisanje čeonih stakala, sirene, sistem za peskarenje i sistem za podizanje i spuštanje pantografa.

Na oba kraja motornih kola ugrađena je centralna vlačno-odbojna sprema. Električni sistem nazivnog napona 24 V napaja starter dizel motora, signalne uređaje, instrumente, upravljačke blokove i ventilatore kalorifera.

Rashladnim sistemom hladi se rashladna voda dizel motora u hladnjaku kroz koji struji vazduh usisan uz pomoć ventilatora. U istoj rashladnoj struji vazduha nalazi se i hladnjak u kome se hladi ulje hidrodinamičkog menjača. U zimskom periodu rashladna voda se koristi za grejanje upravljačnice. Temperatura rashladne vode reguliše se uz pomoć termostata ugrađenog na dizelmotoru.

Hidraulična pumpa snabdeva uljem pod pritiskom hidraulični sistem. Uljem pod pritiskom pogoni se radna platforma i hidraulični kran.

PODACI O MOTORNIM KOLIMA TMD–22 KM

– Tip	TMD–22 KM
– Instalirana snaga	106,6 kW
– Korisna snaga	103 kW
– Sistem prenosa snage	hidraulični
– Gabarit	profil ŽT "Kolubara"
– Širina koloseka	900 mm
– Dužina preko centralnih kvačila	7774 mm
– Raspored osovina	"B"
– Broj pogonskih osovina	dve
– Rastojanje između osovina	3900 mm
– Najveća visina vozila iznad GIŠ-a sa novim točkovima	3488 mm
– Najmanja visina od GIŠ-a sa istrošenim točkovima za ogibljene delove vozila	180 mm
– Najmanja visina od GIŠ-a sa istrošenim točkovima za neogibljene delove vozila	115 mm
– Najveća širina vozila	2800 mm
– Prečnik točka (nov/istrošen)	650/570 mm
– Najmanji poluprečnik krivine u horizontalnoj ravni	80 m
– Masa kola sa punim zalihama	16,5 t
– Dodatna masa materijala i putnika	2,5 t
– Opterećenje po osovini	9 t
– Konstruktivna brzina	44 km/h
– Najveća dozvoljena brzina	40 km/h
– Minimalna trajna brzina	2,7 km/h
– Adheziona vučna sila na obodu točka (za $\mu = 0,3$)	5297 daN
– Najveća vučna sila na obodu točka	7480 daN
– Najveća vučna sila na obodu točka za punu snagu pri minimalno trajnoj brzini (za $\mu = 0,3$)	6050 daN

– Podaci o radnoj platformi:

– nosivost	250 kg
– dužina platforme od ose	2740 mm
– širina platforme	1200 mm
– brzina dizanja	0,05 m/sec
– brzina okretanja	0,28 m/sec
– visina dizanja	500 mm
– ugao okretanja	± 90°
– pogon platforme	hidrostatički
– masa platforme	cca 1200 kg

– Podaci o hidrauličnom kranu:

– moment podizanja	120 kNm
– maksimalna visina podizanja	12 m
– maksimalni krak	8,8 m + 1,2 m
– ugao okretanja	405°
– moment okretanja	17 kNm
– maksimalni radni pritisak	16 MPa
– masa krana	cca 2250 kg

– Radni klimatski uslovi:

– opseg temperatura okoline	– 30°C/40°c
– klimatski uslovi	kontinentalni
– nadmorska visina	do 1000 m

– Zalihe:

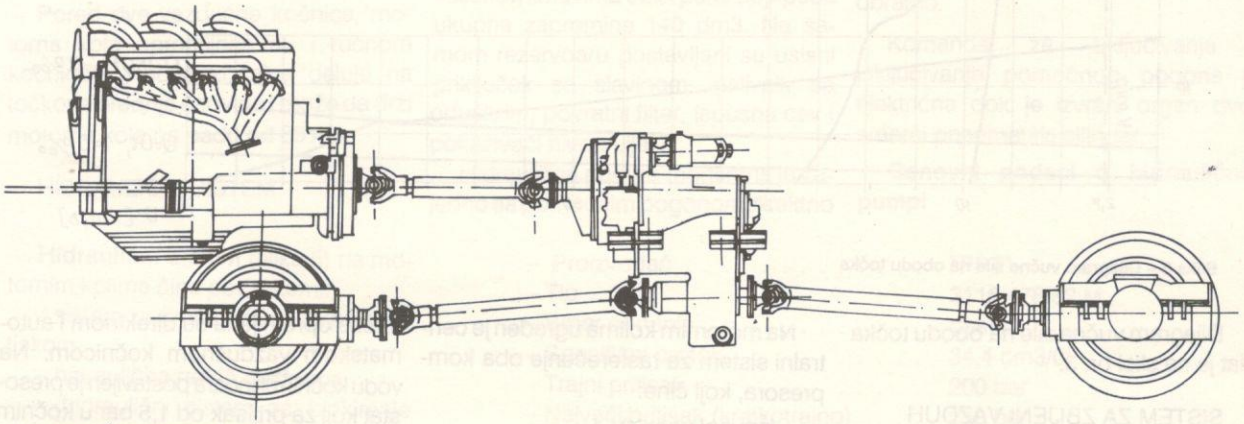
– gorivo	140 dm^3
– ulje za podmazivanje dizel motora	18 dm^3
– ulje za hidraulični prenosnik snage	22 dm^3
– ulje za osovinski prenosnik	2 x 7 dm^3
– ulje hidrostatičkog pogona	140 dm^3
– ulje za podmazivanje dodatnog kompresora	0,25 km^3
– pesak	60 kg
– rashladna tečnost	40 dm^3

POGONSKA GRUPA

Pogonska grupa (slika 2) sastavljena je iz sledećih komponenti: dizelmotor, elastična spojnica, prenosnik snage, kardanska vratila i osovinski sklopovi.

Na prednjem kraju motornih kola ugrađen je šestocilindrični vodom hlađeni četvorotaktni dizelmotor sa prirodnim punjenjem i direktnim ubrizgavanjem. Osnovni podaci o dizelmotoru su sledeći:

– Proizvođač	"FAMOS"
– Tip	F 803 A
– Nominalna snaga	106,6 kW
– Nominalni broj obrtaja	2200 min^{-1}
– Najmanji broj obrtaja opterećenog motora	1000 min^{-1}
– Najmanji broj obrtaja rasterećenog motora	650 min^{-1}
– Najveći broj obrtaja rasterećenog motora	2440 min^{-1}
– Princip rada motora	četvorotaktni
– Način punjenja	prirodno
– Način ubrizgavanja goriva	direktno
– Broj cilindara	6
– Raspored cilindara	u liniji



Slika 2 – Šema pogonske grupe

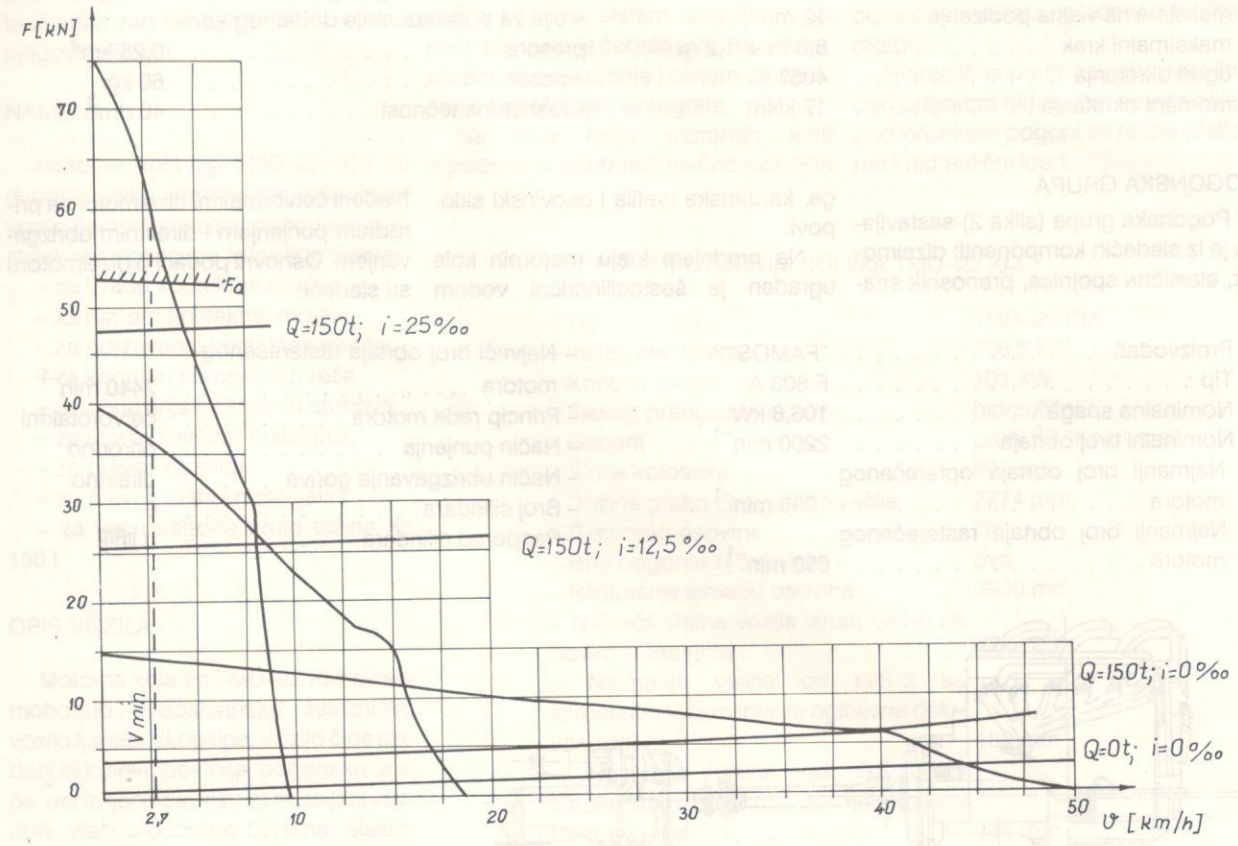
U motorna kola ugrađen je hidrodinamički trobrzinski prenosnik snage tipa 13.7 MHR 28321 koji proizvodi kompanija "CLARK". Prenosnik snage ima integrisano kućište koje obuhvata hidrodinamički pretvarač, menjač smera, tri stepena prenosa i razdelnik pogona na izlazu.

Hidrodinamički pretvarač sastoji se od pumpnog, turbinskog i nepokretnog reaktorskog kola. Venci zupčanika menjača smera i stepena prenosa u vezi su sa višelamelnim spojnicama koje se hidraulično aktiviraju. Promena stepena prenosa i smera vrši se pomoću elektromagnetnog hidrauličnog razvodnika. Hidraulična pumpa snabdeva uljem pod pritiskom hidrodinamički pretvarač, višelamelne spojnice, sistem za podmazivanje i rashladni sistem, a smeštena je u kućištu menjača i dobija pogon od pumpnog kola. Na kućištu pumpe postavljen je izmenljivi prečistač ulja sa ventilom sigurnosti.

Prenosnik snage opremljen je spojnicom za isključenje prenosa snage na obe izlazne prirubnice. Ova mogućnost se primenjuje kada se motorna kola vuku u formaciji voza. Menjač je opremljen i pomoćnim pogonom sa mogućnošću uključenja i isključenja na koji se montira hidraulična pumpa hidrostatičkog sistema:

Osnovni podaci o hidrodinamičkom prenosniku:

– proizvođač	"CLARK"
– tip prenosnika	13.7 MHR 28321
– prečnik pretvarača	13,7"
– br. stepena prenosa	3 napred i 3 nazad
– prenosni odnosi	4,01; 2,12; 0,78
– najveći koeficijent transformacije pretvarača	2,13
– radna temperatura ulja	80–95°C
– maksimalna temperatura ulja	120°C
– masa prenosnika	435 kg



Slika 3 – Dijagram vučne sile na obodu točka

Dijagram vučne sile na obodu točka dat je na slici br. 3.

SISTEM ZA ZBIJENI VAZDUH

Kompresor na dizelmotoru i dodatni kompresor (slika 4) sabijaju vazduh u glavni rezervoar, odakle se zbijenim vazduhom snabdevaju:

- sistem vazdušnih kočnica
- sistem za upravljanje pantografom
- sistem za upravljanje
- sistem za peskarenje
- sistem sirena
- sistem za brisanje čeonih stakala

Na motornim kolima ugrađen je centralni sistem za rasterećenje oba kompresora, koji čine:

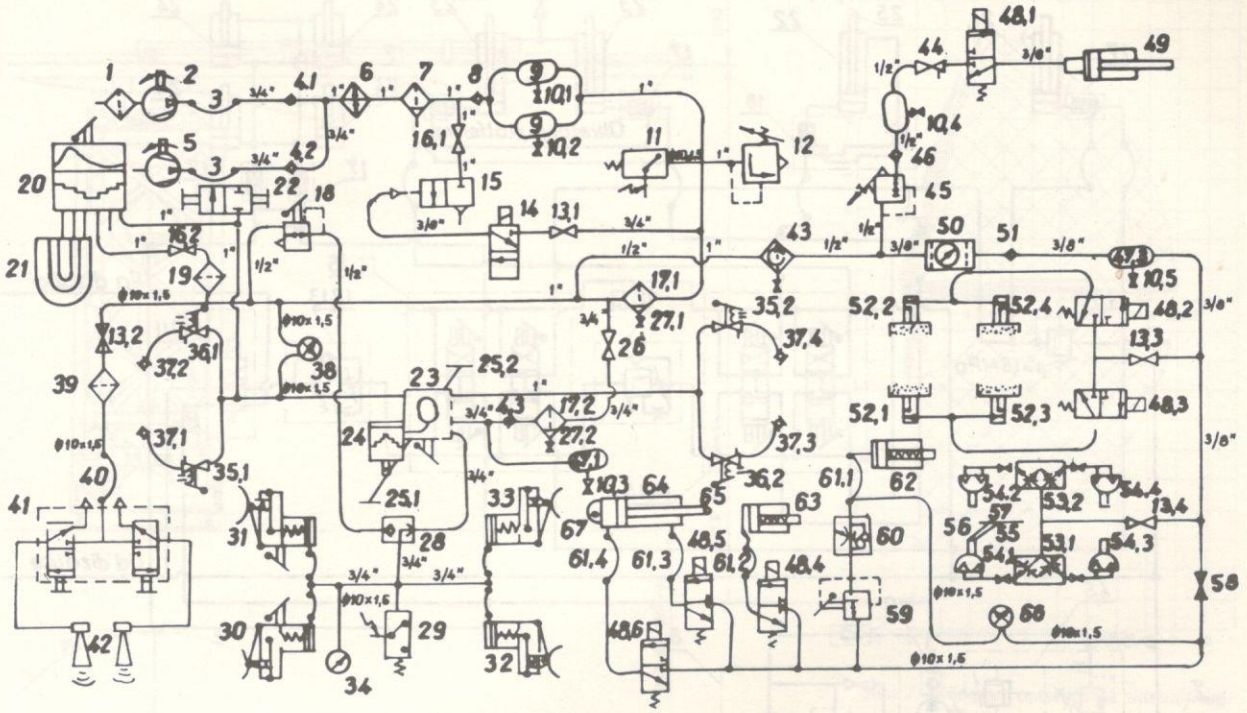
- ispusni ventil IV-1
- elektro ventil EV 5c – 24 V
- presostat MCS 11

Pored sistema za centralno rasterećenje kompresora, sistem za zbijeni vazduh opremljen je i ventilom sigurnosti koji stupa u dejstvo na pritisku od 8,5 bar.

Kao i sva savremena železnička vozila motorna kola za kontrolu kontaktne mreže opremljena su direktnom i automatskom vazdušnom kočnicom. Na vodu kočnih cilindara postavljen je presostat koji za pritisak od 1,5 bar u kočnim cilindrima isključuje vuču dovodeći prenosnik snage i neutralni položaj.

Glavni podaci o vazdušnoj kočnici:

– tip kočnice	"O"
– vrsta kočnice	"P"
– tip rasporednika	Est – 4f
– broj kočnih cilindara	2 + 2
– tip kočnih cilindara	BCR-6"RK
– tip kočnih cilindara	BCR-6"



Slika 4 – Šema sistema za zbijeni vazduh

– prečnik kočnog cilindra . . . 152 mm
– maksimalni pritisak u kočnim cilindrima . . . . . 3,8 bar
– kočna masa . . . . . 9 t

Pored dve vazdušne kočnice, motorna kola opremljena su i ručnom kočnicom. Ručna kočnica deluje na točkove prednje osovine i može da drži motorna kola na padu od 35‰.

HIDRAULIČNI SISTEM

Hidraulični sistem (slika 5) na motornim kolima čine podsistemi:

– sistem za proizvodnju ulja pod pritiskom
– hidraulična radna platforma
– hidraulični sistem za blokiranje ogibljenja
– hidraulični kran

Sistem za proizvodnju ulja pod pritiskom čine:

– rezervoar ulja
– zupčasta pumpa
– pomoćna ručna pumpa
– ventil za ograničenje pritiska
– filter
– nalivnik sa oduškom
– cevovod, slavine i nepovratni ventili.

Rezervoar za ulje načinjen je od čeličnog lima i ima oblik paralelopipeda ukupne zapremine 140 dm3. Na samom rezervoaru postavljeni su usisni priključak sa slavinom, nalivnik sa oduškom, povratni filter, ispusna cev i pokazivači nivoa ulja.

Hidraulična pumpa montirana je zajedno sa pomoćnim pogonom direktno na prenosniku snage i dobija pogon direktno od dizelmotora.

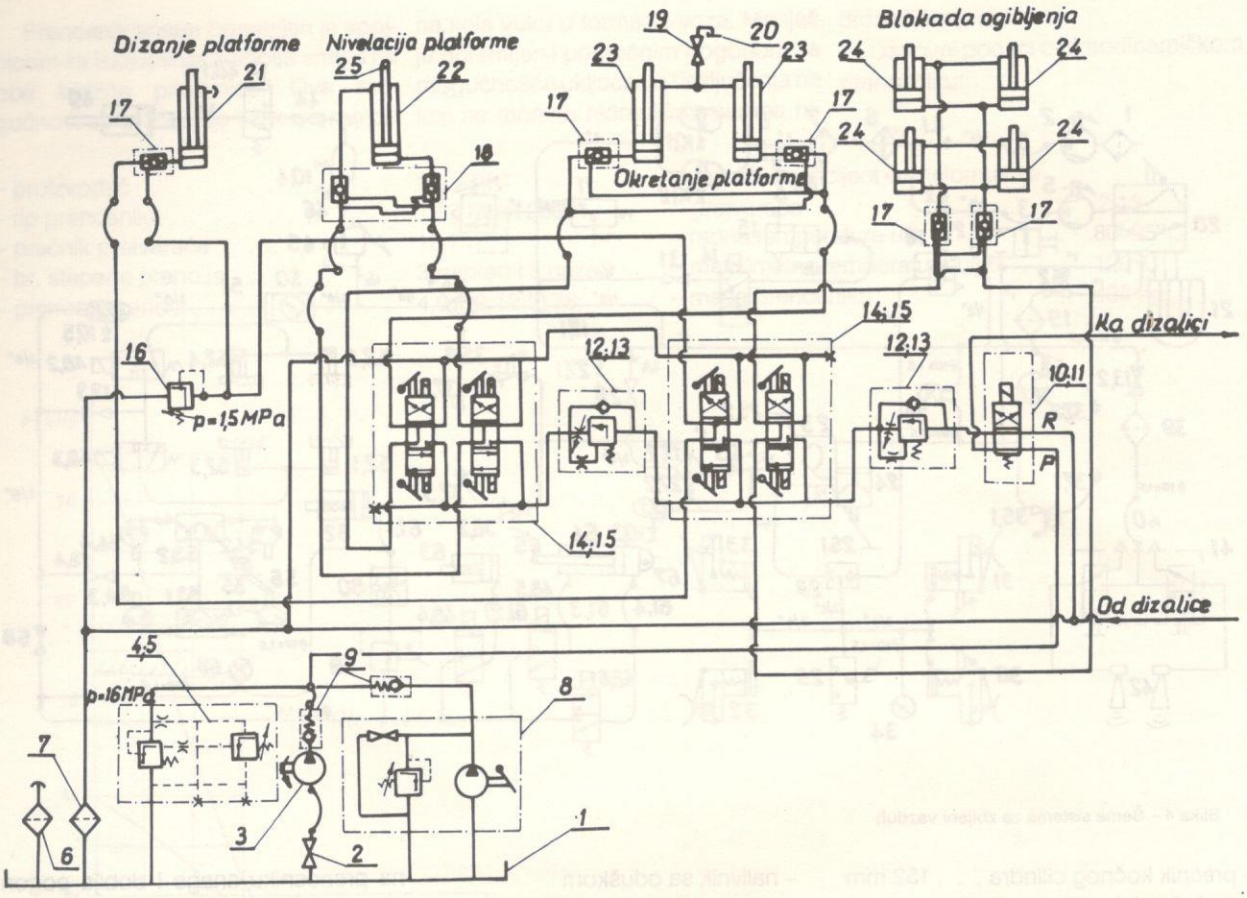
Pomoćni pogon ima ulogu da hidrauličnu pumpu uključi u pogon i obratno.

Komanda za uključivanje i isključivanje pomoćnog pogona je električna dok je izvršni organ dvosmerni pneumatski cilindar.

Osnovni podaci o hidrauličnoj pumpi

– Proizvođač . . . . . "PPT"
– Tip . . . . . 3115.478.82 M
– Smer obrtanja . . . . . desni
– Specifični protok 34,4 cm3/0
– Trajni pritisak . . . . . 200 bar
– Najveći pritisak (kratkotrajno) . . . 250 bar
– Najveći broj obrtaja . . . . . 2500 min^{-1}
– Najmanji broj obrtaja . . . . . 500 min^{-1}
– Priključne mere . . . . . SAE "C"
– Masa pumpe . . . . . 8,8 kg

U hidrauličnom sistemu instalirana je ručna pumpa koja se aktivira samo u slučaju kvara na glavnoj pumpi i služi da se hidraulična radna platforma i hidraulični kran dovedu u transportni položaj i uvuku cilindri za blokadu u ogibljenja. Ventil za ograničenje pritiska reguliše maksimalni pritisak u instalaciji čime osigurava hidraulični kran od preopterećenja.



Slika 5 – Šema hidrostatičkog sistema

Hidraulična radna platforma (slika 6) konstruisana je tako da omogućava bezbedan rad dvojice ljudi zajedno sa alatom i materijalom (masa 250 kg) na kontaktnom vodu i to na prepustu 2,74 m. Glavni podsklopovi hidraulične radne platforme su:

- spoljašnji ram
- unutrašnji ram
- mehanizam za okretanja
- radni most
- hidraulična instalacija

Podaci o **hidrauličnoj radnoj platformi:**

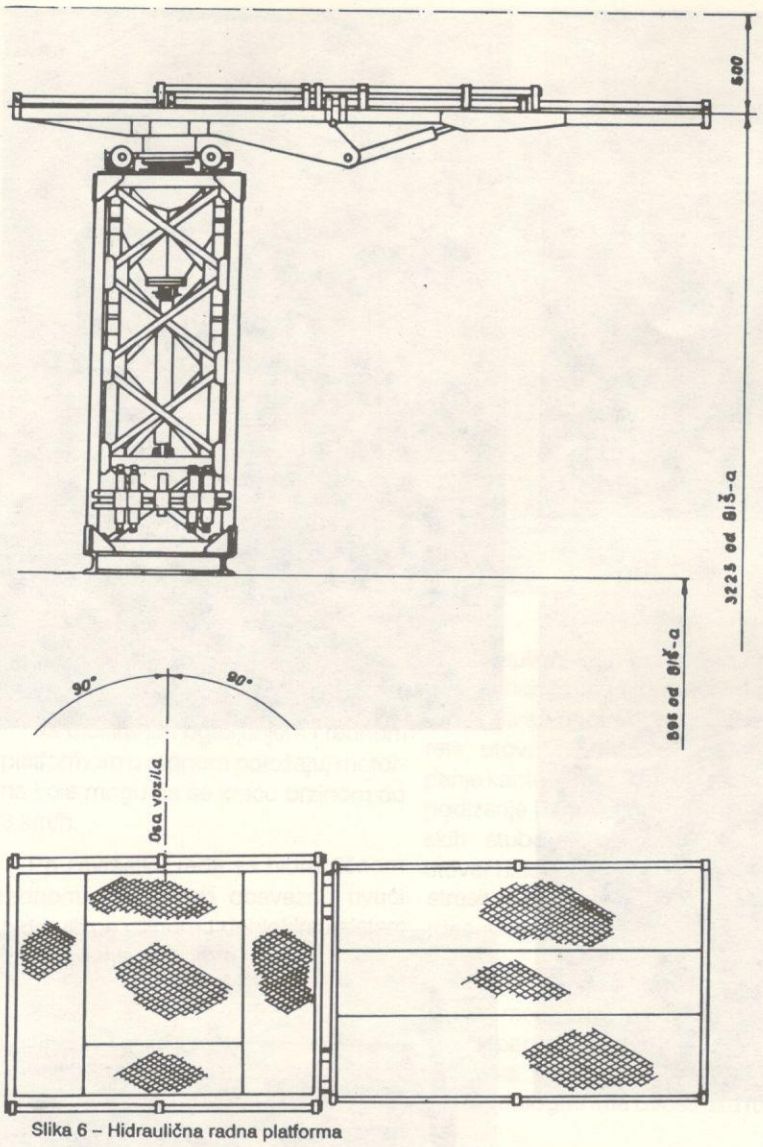
– Proizvođač	"MIN"
– Tip	HRP–500/180/250
– Nosivost	250 kg
– Širina mosta	1200 mm
– Dužina mosta od ose	2740 mm
– Visina spuštenog mosta od GIŠ-a	3225 mm
– Visina podignutog mosta od GIŠ-a	3725 mm
– Ugao okretanja mosta	± 90°
– Brzna dizanja	0,05 m/sec
– Brzina okretanja	0,28 m/sec
– Masa	cca 1200 kg
– Sistem upravljanja	električni
– Rezervni sistem za upravljanje	ručni
– Sistem za regulaciju brzine dizanja i okretanja	dvograni regulator protoka
– Sistem za blokiranje položaja platforme	blokirajući ventil

Hidraulična radna platforma ima tri glavna kretanja i to: vertikalno dizanje, zakretanje radnog mosta u horizontalnoj ravni za 90° levo i desno od transportnog položaja i nivelacije prepusta radnog mosta u vertikalnoj ravni.

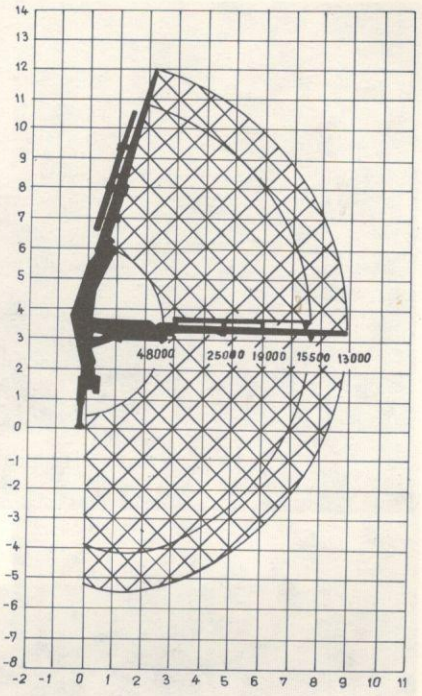
Vertikalno dizanje unutrašnjeg rama i radnog mosta ostvaruje se hidrauličnim cilindrom plužerskog tipa, a tačnost vođenja obezbeđuje se kliznim površinama na unutrašnjem ramu i klizačima postavljenim na spoljašnjem ramu. Visina podizanja radne platforme je 500 mm. Osiguravanje položaja podignute platforme obezbeđuje se blokirajućim ventilom.

Okretanje radnog mosta obezbeđuje se pomoću dva hidraulična cilindra, Galovog lanca, tri lančanika i dva kotrljana ležaja. Blokada položaja mosta obezbeđuje se sa dva blokirajuća ventila.

Zbog nadvišenja spoljašnje šine u krivini hidraulična radna platforma opremljena je hidrauličnim cilindrom za



Slika 6 – Hidraulična radna platforma



Slika 7 – Dijagram opterećenja hidrauličnog krana

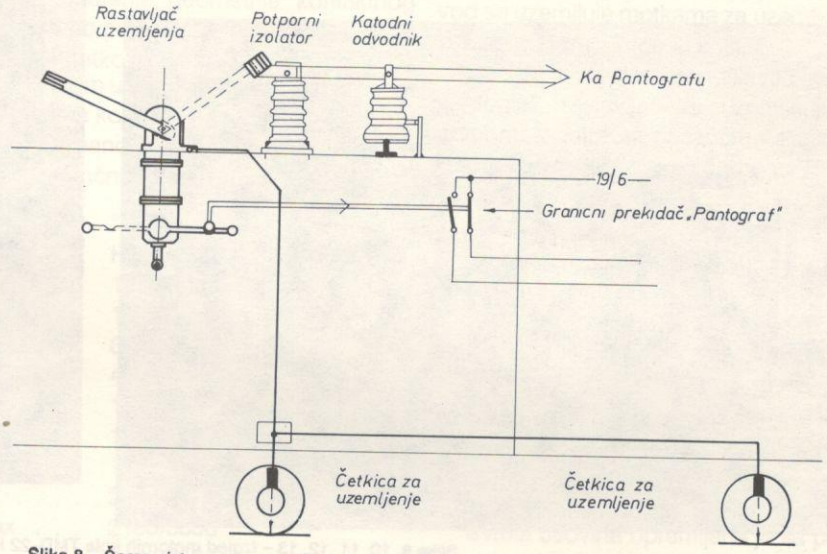
nivelaciju mosta, kako bi prepust mosta uvek bio u horizontalnom položaju. Osiguravanje položaja obezbeđuje se dvostruko blokirajućim ventilom.

Komandovanje hidrauličnom radnom platformom je električno. Komandni tasteri smešteni su u prenosnoj hermetičkoj kutiji, koja je opremljena kablovskim snopom i konektorskim priključkom. Komandna kutija može da se priključi na kraju prepusta i pri dnu hidraulične radne platforme.

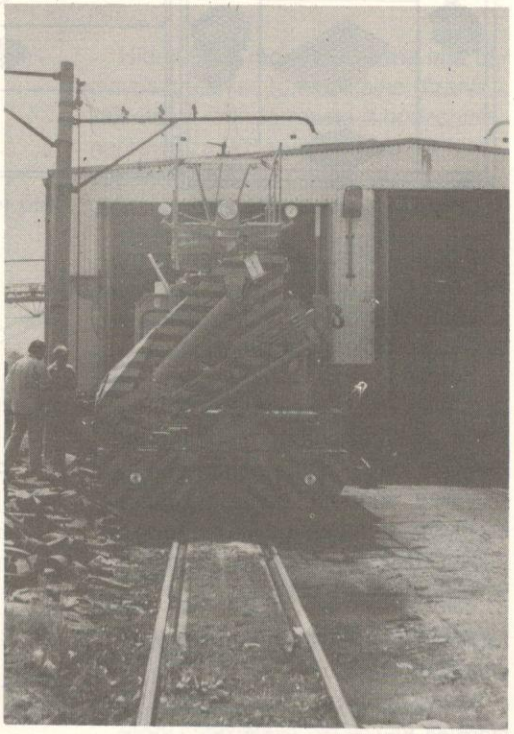
HIDRAULIČNI SISTEM ZA BLOKIRANJE OGIBLJENJA

Na motornim kolima instaliran je sistem za blokiranje ogibljenja, koji doprinosi bezbednom radu na hidrauličnoj radnoj platformi.

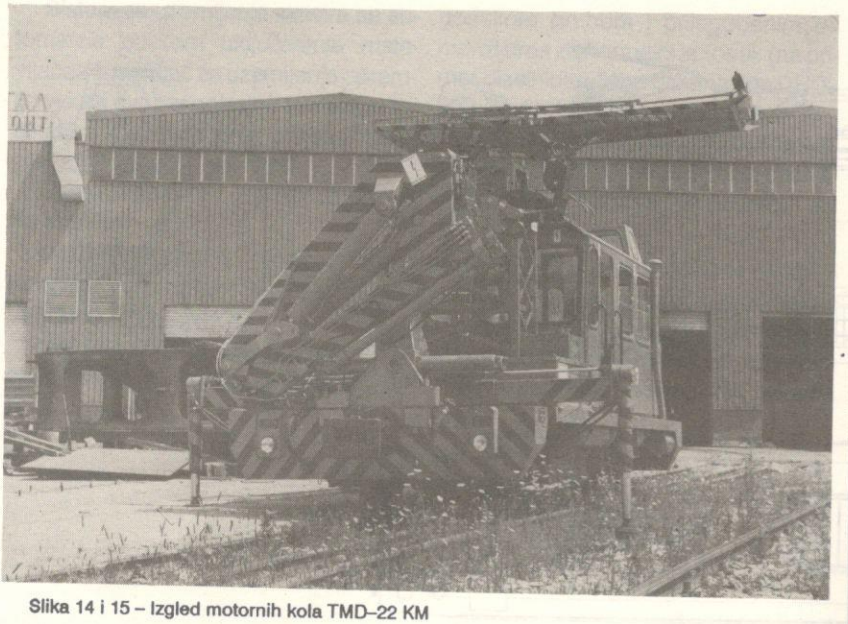
Sistem za blokiranje ogibljenja sastoji se iz četiri hidraulična cilindra, dva blokirajuća ventila i hidrauličnog razvodnika sa dvostrukim upravljanjem (elektromagnetno i ručno). Hidraulični cilindri ugrađeni su u postolju iznad kućišta osovinskih ležajeva. Upuštanjem ulja u cilindre potiskuje se klip sve dok se zglobni oslonci na klipnjačama ne nalegnu na kućišta osovinskih



Slika 8 – Šema sistema za uzemljenje



Slike 9, 10, 11, 12, 13 – Izgled motornih kola TMD–22 KM



Slika 14 i 15 – Izgled motornih kola TMD–22 KM

ležajeva i na taj način blokiraju spiralne opruge.

Sa blokiranim ogibljenjem i radnom platformom u radnom položaju, motorna kola mogu da se kreću brzinom do 3 km/h.

Po završetku rada sa hidrauličnom radnom platformom obavezno uvući hidraulične cilindre i deblokirati sistem za ogibljenje motornih kola.

HIDRAULIČNI KRAN

Na zadnjem kraju motornih kola ugrađen je hidraulični kran, čije su karakteristike maksimalno prilagođene tehnologijama primene u manipulativnoj transportnoj tehnici. Na slici 7 dat je dijagram opterećenja krana.

Hidraulični kran ima sledeće karakteristike:

– Proizvođač	"MIN"
– Tip	HAD–12.0
– Moment podizanja	120 kNm
– Maksimalna visina podizanja	12 m
– Maksimalni krak od ose obrtanja	8,8 m
– Ugao zakretanja	405°
– Moment okretanja	17 kNm
– Maksimalni radni pritisak	185 bar
– Dimenzije u transportnom položaju D x Š x V	2,4 x 0,8 x 2,2m
– Raspon stabilizatora min/max	2180/3600
– Masa krana	cca 2250 kg

Hidraulični kran opremljen specijalnim mehaničkim i hidrauličnim alatima može da se upotrebi za: podizanje tereta, utovar, istovar, iskopavanje, kopanje kanala, bušenja rupa za stubove, podizanje i izmeštanje drvenih i betonskih stubova, polaganje cevovoda, utovar i istovar železničkih pragova, rastresitog tereta, paletirane robe standardne ambalaže itd.

MERNI PANTOGRAF

Na motornim kolima ugrađen je merni pantograf tip POS–254/IV koji proizvodi "MINEL–ELVO" – Beograd. Merni pantograf ima dvostruku funkciju i to:

– merenje geometrije kontaktnog voda po pravcu i visini

– kratko spajanje kontaktnog voda sa šinom u sistemu uzemljenja prilikom rada na kontaktnom vodu.

Komanda za podizanje pantografa je električna i ona se ostvaruje dvojako:

– tasterom sa ključem kada se meri geometrija kontaktnog voda

– automatski preko mikroprekidača koji se aktivira polužjem u trenutku ukopčavanja rastavljača za uzemljenje i deblokiranje poklopca za izlazak na krov upravljačnice.

SISTEM ZA UZEMLJENJE

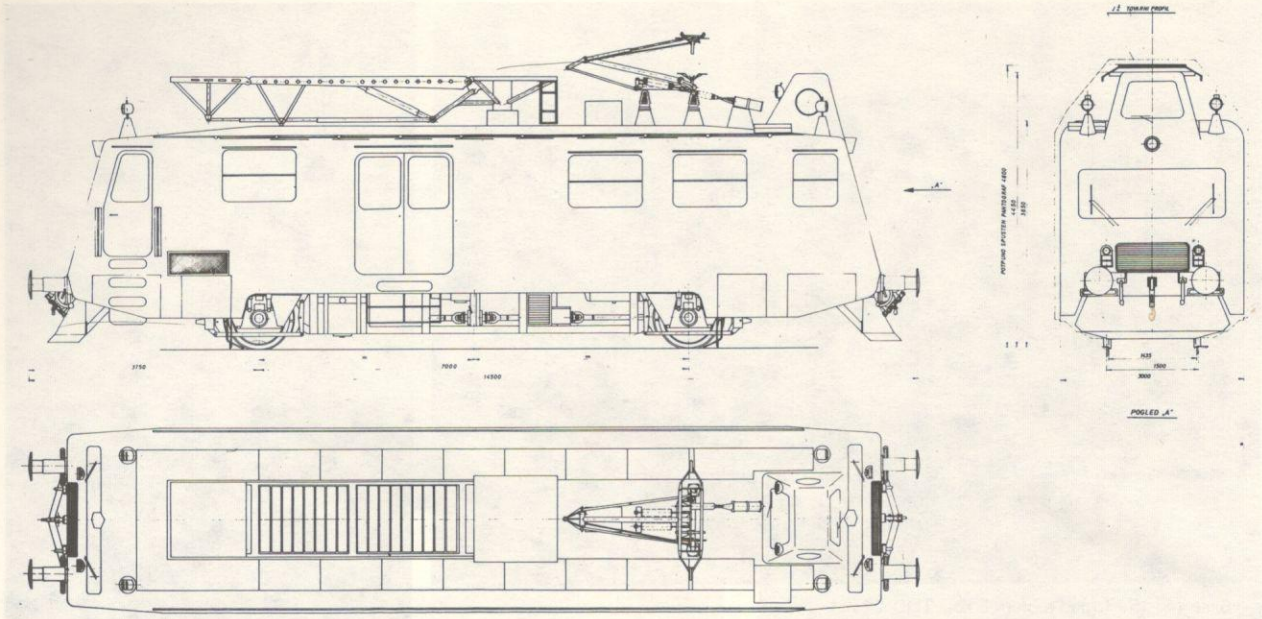
Da bi rad na kontaktnom vodu i u njegovoj blizini bio bezbedan, kontakni vod se uzemljuje motkama za uzemljenje ispred i iza motornih kola.

Dodatni sistem za uzemljenje čine: pantograf, rastavljač za uzemljenje, potporni izolator sa nosačem čeljusti, katodni odvodnik, bakarni provodnici i četkice za uzemljenje.

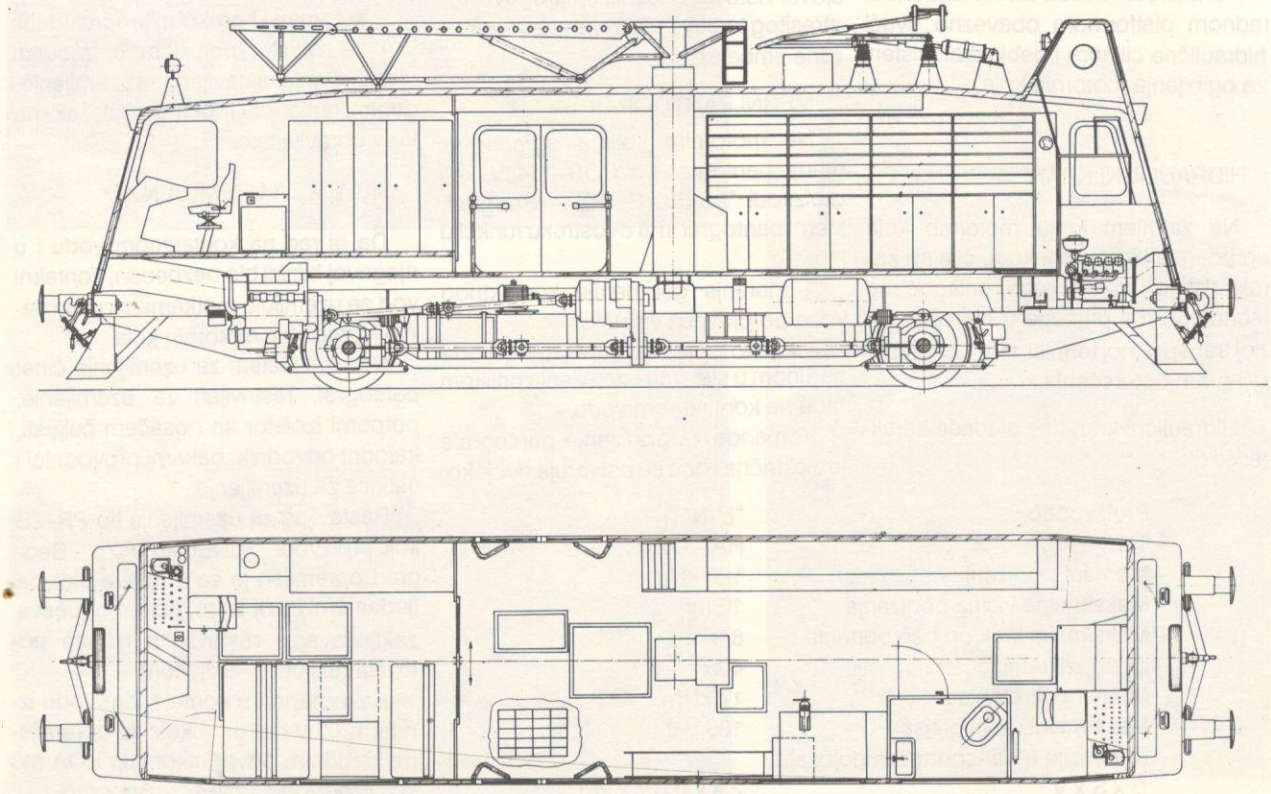
Rastavljač za uzemljenje tip PR–2B koji proizvodi "MINEL–ELVO" – Beograd opremljen je sa tri brave i ključa (jedan crni i dva žuta), što omogućava zaključavanje rastavljača u oba položaja (uključen–isključen).

Kako napon u kontaktnom vodu iznosi 1200 V motorna kola su opremljena katodnim odvodnikom tip KOA m3 koji proizvodi "MINEL" – Beograd.

Svaka osovina opremljena je sa po jednom četkicom za uzemljenje.



Slika 16 – Spoljni izgled motornih kola MKKM



Slika 17 – Raspored opreme na motornim kolima MKKM

Sistem za uzemljenje aktivira se automatski prilikom uključivanja rastavljača. Rastavljač za uzemljenje opremljen je sa dva raznobojna svetlosna indikatora koji signaliziraju položaj rastavljača (uključen - isključen).

Šema sistema za uzemljenje data je na slici 8.

MOTORNA KOLA ZA KONTROLU KONTAKTNE MREŽE NA JUGOSLOVENSKOJ ŽELEZNICI

Motorna kola sa ovakvim tehničkim performansama, ali sa pojačanom pogonskom grupom i prilagođenim dimenzijama za normalni kolosek (na primer dizelhidraulična dresina tipa DHD–200 JŽ serija 915), mogla bi da poseduje svaka sekcija. Ovakva motorna kola mogla bi da posluže za brzo otklanjanje manjih kvarova na deonici i za redovno održavanje.

Prilikom gradnje kontaktne mreže ili prilikom njenog remonta ovakav tip motornih kola imao bi ulogu pomoćnih kola, dok bi glavni radovi bili obavljeni velikim motornim kolima. Na slikama 16 i 17 dat je jedan od mogućih izgleda motornih kola tipa MKKM.

Konačan izgled i koncepcija motornih kola za kontrolu kontaktne mreže tipa MKKM, koja bi bila u upotrebi na JŽ, zavisiće od tehničkih i tehnoloških zahteva koje JŽ dostave proizvođaču.

(Adresa: Vladimir JOVANOVIĆ, dipl. inž., MIN "Holding-CO" – DD "Lokomotiva" – Niš)

Zavod za NIPD JŽ izdao je novo monografsko delo

Marketing orijentacija železnice kao osnova tarifskog sistema

Autor dr Savo Vasiljević

Na oko 300 stranica autor je naslovnu materiju obradio kroz pet poglavlja, gde su, pre svega, obrađene teorijske osnove obrazovanja cena prevoza i tarifskog sistema na principima marketinga, uz konkretna rešenja za prilagođavanje tržišnim uslovima. Ovu aktuelnu materiju autor je sistematizovao i obradio sa sledećim sadržajem:

U V O D

I – OSNOVNI EKONOMSKI PROBLEMI U FUNKCIONISANJU ŽELEZNIČKOG SAOBRAĆAJA
1. Struktura i dinamika obima prevoza, prihoda, troškova i njihov uticaj na ekonomski položaj Železnice
2. Kvalitet usluga kao uzrok zaostajanja rasta obima prevoza
3. Položaj u primarnoj raspodeli

II – SISTEM I NIVO CENA I EKONOMSKI POLOŽAJ ŽELEZNICE
1. Suština tarifskih sistema i principa formiranja cena prevoza u ranijem periodu
2. Istorijski razvoj tarifskog sistema u našoj zemlji
3. Osnovne karakteristike tarifskog sistema železnice u 1988. godini
4. Uticaj sistema cena na ekonomski položaj železnice

III – TEORIJSKE OSNOVE MARKETING ORIJENTACIJE ZA DEFINISANJE TARIFSKOG SISTEMA
1. Karakteristike transportnog tržišta i njegovih subjekata
2. Marketing orijentacija železnice
3. Tržišni prilaz obrazovanja cena prevoza
4. Iskustva nekih stranih železnica u primeni marketinga

IV – DEFINISANJE TARIFSKOG SISTEMA NA PRINCIPIMA MARKETINGA
1. Osnovni principi za definisanje tarifskog sistema u tržišnim uslovima
2. Tržišno orijentisan postupak definisanja tarifskog sistema
3. Model formiranja tarifskog sistema za prevoz putnika
4. Model formiranja tarifskog sistema za prevoz robe
5. Model formiranja »internih« cena preko daljinara za prevoz putnika i robe

V – PRETPOSTAVKE EFEKATA MODELA TARIFSKOG SISTEMA DEFINISANOG NA PRINCIPIMA MARKETINGA
1. Efekti na ekonomski položaj železnice
2. Efekti za širu zajednicu

Potreba tržišnog prestrukturiranja železnice, zastarelost postojećeg tarifskog sistema i činjenica da do sada ova problematika nije obrađivana, daju knjizi poseban značaj i aktuelnost.

Svojim sadržajem knjiga će korisno poslužiti svima koji se direktno ili indirektno bave tarifama, proizvodnjom i prodajom transportnih usluga, razvojem marketinga na železnici, dobro će doći špediterskim organizacijama, đacima i studentima, kao i svim onima koji se pripremaju za tržišni način privređivanja i korišćenje tarifskog sistema kao značajnog elementa marketinga.

Knjiga je štampana latinicom u formatu B-5, obima 460 stranica i u brosiranom povezu

Bogato je ilustrovana crtežima, šemama, fotografijama i dijagramima

Narudžbe prima izdavač: DP ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ – BEOGRAD, Nemanjina 6, pošt. fah 498

Verifikacija kvaliteta putničkih kola za velike brzine

UDK 656.2:629.454.56.002.5

M. NIKOLIĆ, dipl. inž.
Dr Ranđel BOGDANOVIĆ, dipl. inž.

UVOD

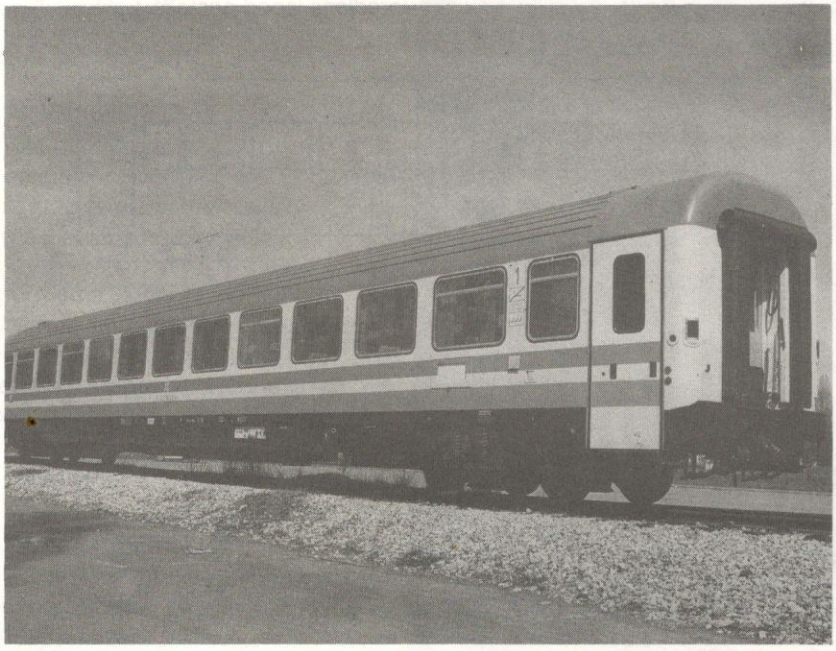
Razvoj putničkog železničkog saobraćaja se u poslednjih dvadeset godina, ogleda u povećanju brzina vožnje na preko 200 km/h i znatno višeg komfora za putnike.

Prateći razvoj i potrebe naših i stranih železnica, industrija "GOŠA" - Fabrika šinskih vozila je razvila familiju putničkih kola visokog komfora i kvaliteta prema evropskim standardima. Kola su tipa "Z" odnosno Z2 za brzine do 160 km/h i Z1 za brzine do 200 km/h. U radu na osvajanju ovog tipa putničkih kola iskorišćeno je prethodno iskustvo u gradnji železničkih kola, usvajanje novih tehnologija izrade, korišćenje sopstvenih stručnih kadrova i kadrove sa železnice. Korilšćena su i iskustva razvijenih evropskih železnica kupovinom licencnih prava.

Ovaj tip kola "Goša" je isporučila železničkim upravama Iraka, Mađarske, Rusije, ŽG Ljubljani, HŽP-u, a u toku je realizacija ugovora za ŽTO Beograd. Ovakva isporuka dokazuje visok nivo tehnologije u proizvodnji savremenih putničkih kola.

Putnička kola u svemu odgovaraju propisima UIC, ISO, IEC, RIC, tehničkog jedinstva (TO), ORE, JUS i JŽS, kao i tehničkim uslovima JŽ br. 5862/91-200.

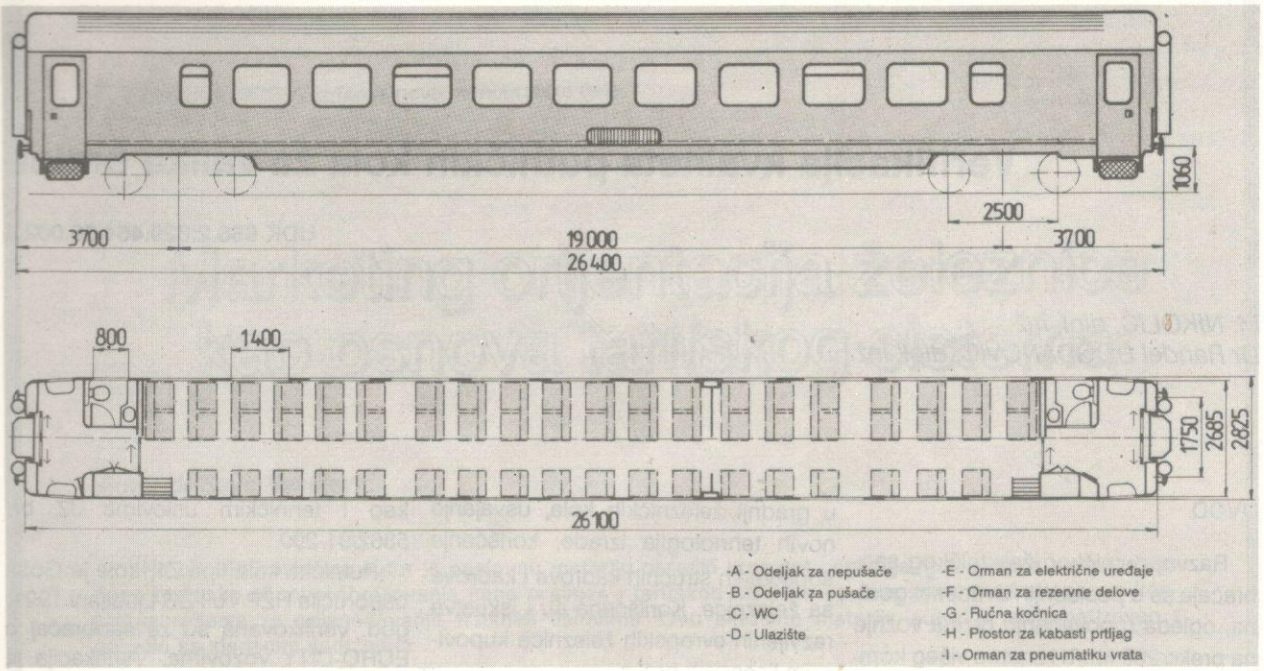
Putnička kola tipa Z1, koje je Goša usporučila HŽP - u i ŽG Ljubljani 1991. god. verifikovana su za saobraćaj u EURO-CITY vozovima. Verifikacija je usledila nakon provere rezultata niza tipskih ispitivanja koje propisje Medjunarodna Unija železnica (UIC) za ovakvu kategoriju kola, kao i provere komfora kola u toku vožnje. Provera i verifikacija je izvršena od strane komisije EURO-CITY.



Slika 1. - Spoljni izgled putničkih kola At (tip Z1)

1. OSNOVNE MERE I KARAKTERISTIKE KOLA

Dužina preko odbojnika	26,4m
Dužina kolskog sanduka	26,1m
Razmak svornjaka	19,0m
Širina kola preko oplatnog lima	2,825m
Visina kola iznad GIŠ-a	4,050 m
Broj sedišta	58
Najveća brzina vožnje	200 km/h
Obrtno postolje	Goša-101-1 (licenca MD52)
Kočnica	KE PR Mg DEp
Napon u glavnom prolaznom vodu:	1000V, 16 2/3 Hz 1500V, 50 Hz 1500V, DC 3000V, DC
Akumulatorske baterije:	NiCd, 375Ab, 24V
Sopstvena masa	49t
Nivo buke u odeljcima	63dB (A)



Slika 2. - Dispozicija kola At (tipa Z1)

Kola su opremljena potpunom klimatizacijom, fluorescentnim osvetljenjem, ozvučenjem i sistemom za informisanje putnika.

2. TIPSKA ISPITIVANJA

Tipska ispitivanja su vršena prema programima koje je overila Zajednica Jugoslovenskih železnica, a koja su uradjena u skladu sa zahtevima medjunarodne unije železnica (UIC). Za svako tipsko ispitivanje napravljen je izveštaj u kome su sadržani rezultati, a koji mora da budu u skladu sa parametrima predvidjenim u programima. Izveštaj tipskih ispitivanja je overila Zajednica Jugoslovenskih železnica.

Sprovedena su kompletna tipska ispitivanja:

Ispitivanje čvrstoće i krutosti

Statičko ispitivanje čvrstoće i krutosti noseće strukture kola. Zadovoljen je uslov da je kostur kola sposoban da primi propisana opterećenja, a da ni jedan elemenat ne bude trajno deformisan, odnosno da ne budu prekoračeni dozvojeni naponi.

Statičko ispitivanje čvrstoće i krutosti rama obrtnog postolja i ispitivanje na zamor materijala rama obrtnog postolja.

Statičko ispitivanje kolevke obrtnog postolja.

Statičko ispitivanje i ispitivanje funkcionalnosti vrata.

Ispitivanje čvrstoće jednostrukog sedišta.

Ispitivanje čvrstoće nosača prtljaga.

Isptivanje čvrstoće preklopnog stočića ispod prozora.

Ispitivanje čvrstoće poda kola.

Ispitivanje čvrstoće čeonih vrata.

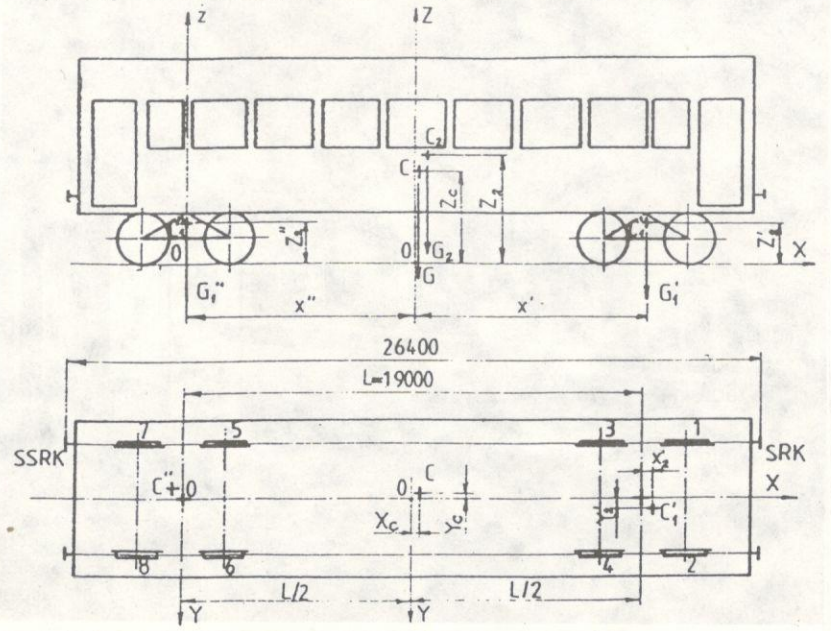
Ispitivanje nepomičnog prozora na pritisak koji se javlja prilikom mimoilaženja vagona u tunelu.

Provera stabilnosti

Odredjivanje koeficijenta naginjanja kola

Odredjivanje visine pola klaćenja sanduka kola

Odredjivanje težišta za sklopove ugradjene ispod postolja.



Slika 3 – Određivanje položaja težišta kola

Odredjivanje položaja težišta kolskog sanduka, obrtnih postolja i celih kola.

Položaj težišta kola u odnosu na koordinatni sistem (slika 4) odredjuje se pomoću ranije izmerenih koordinata kolskog sanduka i obrtnih postolja.

Značenje oznaka:

C– težište kompletnih kola

X_c– položaj težišta u odnosu na podužnu osu kola

Y_c– položaj težišta kola u odnosu na poprečnu osu kola

Zc– položaj težišta kola u pravcu ose Z

G_1– težina obrtnog postolja na strani suprotno od ručne kočnice.

$2G_1 = G_1' + G_1'' = 121\ (kN)$ – težina oba postolja

$G_2 = 288{,}8\ (kN)$ – težina kolskog sanduka

$G = 410\ (kN)$ – težina kola

$$X_c = \frac{X_1 \cdot G_2 + X_2 \cdot G_1 - X_2 \cdot G_1}{G_2 + G_1}$$

$X_c = 7\ mm$

$$Y_c = \frac{Y_1 \cdot G_2\ Y_2 \cdot 2G_1}{G_2 + 2G_1}$$

$Y_c = 1{,}4\ mm$

$$Z_c = \frac{Z_1 \cdot G_2 + Z_2 \cdot 2G_1}{G_2 + 2G_1}$$

$Z_c = 1488\ mm$

Dobijene koordinate težišta kola tipa Z, $A4\ B6$, JŽ broj 50 72 30-1 901-3, za koordinatni sistem xyz, čija "z" osa prolazi kroz centralni svornjak a xy koordinate u ravni gornje ivice šina su $X_c = 7$ mm, $Y_c = 1{,}4$ mm i $Z_c = 1488$ mm su u granicama dozvoljenih mera. Podešavanjem delova i uredjaja i ponovnim ispitivanjem dobijaju se još bolji rezultati, odnosno vrednosti se približavaju teoretskom veličinama.

Ispitivanje geometrije kola

Provera gabarita kola

Provera medjusobnog položaja obrtnog postolja i postolja za najnepovoljniji položaj

Provera prelaza kola na trajekt.

Provera bezbednosnih uredjaja u vožnji

Ispitivanje sistema kočnice izvršeno u Italiji, na prugama za velike brzine, kojom prilikom je utvrdjeno da je snaga kočnice u skladu sa propisima.

Ispitivanje natrčavanjem kola

Ovim ispitivanjem je potvrdjeno da je sva oprema unutar kola i ispod kola pričvršćena na potpuno bezbedan način.

Ispitivanje komfora kola

Ispitivanje mirnoće hoda kola na italijanskim prugama za velike brzine. Pokazalo se da je mirnoća hoda po kvalitetu u vrhu lestvice u Evropi za ovakvu kategoriju kola i iznosi Wz=2

Ispitivanje buke u kolima

Buka je ispod propisane granice, odnosno 63 dB(A).

Ispitivanje klimatizacije u institutu "ARSENAL" u Beču. Rezultati ispitivanja pokazuju da uredjaji obezbedjuju potpunu klimatizaciju pri brzini 200 km/h i propisanim spoljnim temperaturama.

Merenje jačina osvetljaja

Svetlosna traka na plafonu, koja daje difuzno svetlo, uključujući i svetiljke za čitanje, koje su ugradjene na prtljažnoj polici, obezbedjuju apsolutno potreban osvetljaj u kolima, odnosno 150 luxa.

Odredjivanje sopstvene frekvencije oscilovanja kolskog sanduka.

Oscilovanje ne prelazi 10 Hz u svim uslovima trčanja kola.

Odredjivanje frekvencija vertikalnih oscilacija i odgovarajućeg prigušenja.

Eksperimentalno odredjivanje vertikalne sopstvene frekvencije oscilovanja od savijanja kostura kola .

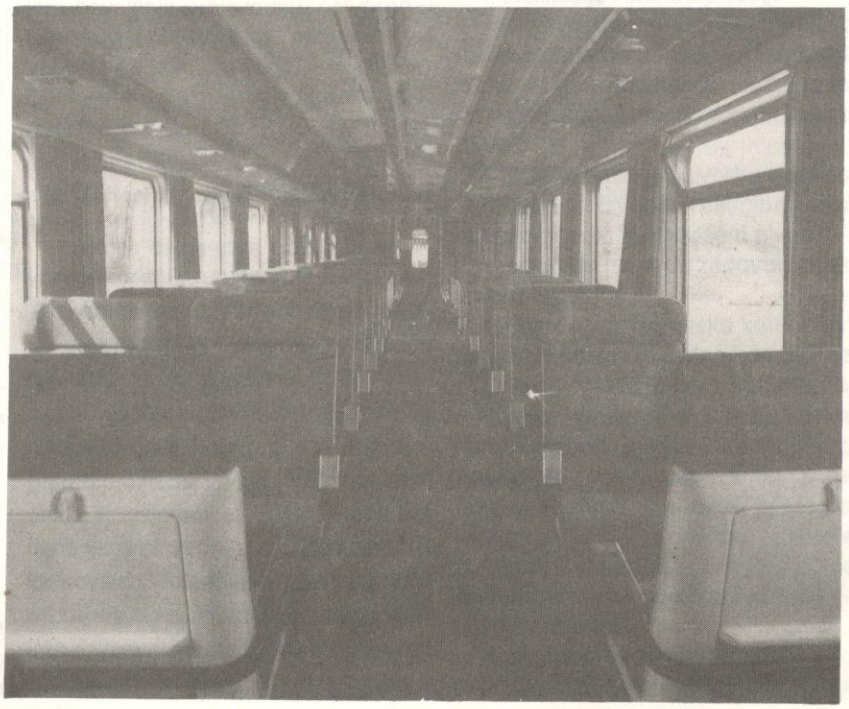
Ispitivanje ozvučenja kola.

Ispitivanje materijala

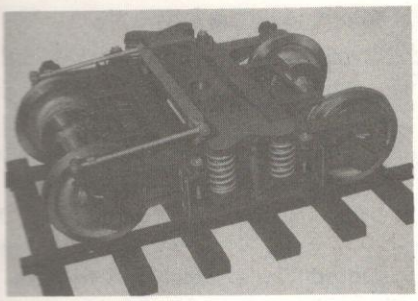
Ispitivanje materijala na gorivost.

Ispitivanje je pokazalo da su materijali enterijera otporni na gorivost u skladu sa propisima.

3. Obrtno postolje GOŠA 101-1 je od izvornog MD 52 za koje je kupljena licenca. Izradjeno je visokom tehnologijom u fabrici šinskih vozila "GOŠA", sa organizovanim tehnološkim linijama i faznom kontrolom kvaliteta izrade.



Slika 4 – Unutrašnji izgled kola At (tipa Z_1)



Slika 5 – Obrtno postolje Goša 101-1

U celini, kao proizvod, putnička kola tipa Z (familije), po nivou primenjene tehnologije i kvaliteta, odgovaraju evropskim standardima grupe 9000, što dokazuju ova ispitivanja radi verifikacije kvaliteta.

Sva ispitivanja vršile su specijalizovane i ovlašćene institucije:

- Institut "GOŠA"
- MAŠINSKI FAKULTET, BEOGRAD
- Institut ORE "Arsenal" Beč
- FS, Italija
- DB, Institut MINDEN
- Mašinski fakultet, Niš
- Institut "KIRILO SAVIĆ"
- Železnički Institut, Beograd
- Elektrotehnički fakultet, Beograd
- Jugoslovenske železnice

Nakon ispitivanja sačinjeni su izveštaji sa ocenom kvaliteta, koje je proučila i overila Zajednica Jugoslovenskih železnica.

LITERATURA

1. Projekat Z kola "GOŠA" FŠV
2. Medjunarodni propisi UIC
3. Jugoslovenski standardi JUS
4. Jugoslovenski železnički standardi JŽS
5. Izveštaj o tipskim ispitivanjima putničkih kola tipa Z
6. K. Sachs: Elektrische Triebfabrzuege, Bild I, III, Wien 1973.g.

(Adresa: M. NIKOLIĆ, dipl. inž.
i dr Ranđel BOGDANOVIĆ, dipl.inž.
- Mašinski fakultet - Niš)

Prilog pripremi projekta istraživanja, razvoja i osvajanja proizvodnje četvoronaponskog energetskog pretvarača za vagone sa klimatizacijom

UDK 656.2:629.4.02/.56:621.314.5

Mr Milan MILOŠEVIĆ, dipl.inž.

1. UVOD

Ovaj rad ima cilj da pruži sistematizaciju neophodnih napora preduzeća koje želi da visoko profesionalno pristupi osvajanju proizvodnje četvoronaponskog energetskog pretvarača za vagone sa klimatizacijom.

Priprema projekta je ključna faza posle donošenja poslovne odluke o pristupanju istraživanjima, razvoju i osvajanju proizvoda. Priprema projekta istraživanja, razvoja i osvajanje proizvodnje novog proizvoda je dokumentovana u vidu elaborata "Priprema projekta istraživanja, razvoja i osvajanja proizvodnje proizvoda". Fundamentalni koncept je da je svaki proizvod rezultat intelektualnog rada inženjera koji mora biti ekonomično istražen, razvijen i proizveden, efikasan u eksploataciji, lak za održavanje i kompletno tehnički dokumentovan.

Izneti stav važi i za četvoronaponski energetski pretvarač za vagone.

1.1. Motivacija i ciljevi projekta

Osnovni motiv za pristupanje realizaciji ovog projekta je mogućnost da se u dužem vremenskom periodu obezbedi proizvod koji zadovoljava korisnika i koji bi bio dohodovan i na osnovu kojeg bi bio podignut tehničko-tehnološki i organizacioni nivo proizvodnje preduzeća.

Na osnovu ovog proizvoda treba da se razvije čitava familija proizvoda u koje bi bila ugrađena rešenja dobijena u procesu istraživanja, razvoja i osvajanja proizvodnje četvoronaponskog energetskog pretvarača za vagone sa klimatizacijom.

U tekstu koji sledi dati su osnovni namenski i objektivni ciljevi projekta osvajanja četvoronaponskog energetskog pretvarača za vagone sa klimatizacijom. U strukturi ciljeva neophodno je obuhvatiti sledeće aspekte projekta:

- tehničko-tehnološki,
- ekonomski, i
- tržišni.

Razmatranja su prevashodno kvalitativna.

Internim namenskim konačnim ciljem osvajanja proizvodnje četvoronaponskog energetskog pretvarača za vagone sa klimatizacijom (dalje 4EP) obuhvaćeni su u grubim crtama sledeći kriterijumi:

1.2. Kriterijum ekonomskih učinaka

Prodaja celokupne godišnje proizvodnje korisniku uz mogućnost izvoza.

Ekonomski učinci treba da su u skladu sa programom razvoja preduzeća (srednjoročnim i kratkoročnim).

Na osnovu razvijenog 4EP treba izvršiti diverzifikaciju proizvodnog programa radi maksimizacije ekonomskih efekata poslovanja i maksimalnog korišćenja proizvodnih, organizacionih, i kadrovskih potencijala. Diverzifikaciju proizvodnog programa na osnovu 4EP treba predvideti u srednjoročnom i dugoročnom programu razvoja preduzeća.

1.3. Kriterijumi proizvoda

Proizvod 4EP treba da ispunjava sledeće zahteve:

- treba da bude na nivou sa dosad ostvarenim i poznatim razvojem takvih proizvoda u razvijenim privredama,
- u proizvod treba da budu ugrađena najsavremenija rešenja analogne i digitalne elektronike sa širokim spektrom daljinskog dijagnosticiranja stanja EP,
- kod projektovanja i osvajanja proizvoda potrebno je upotrebiti što više već postojećih delova i sklopova radi unifikacije i standardizacije.
- proizvod mora da zadovolji nacionalne standarde zemalja potencijalnih kupaca i granske standarde železnica na kojima će saobraćati vagoni sa ovim EP,
- projektovani proizvod mora imati ugrađenu proizvodnu i eksploatacionu tehnologičnost na najvišem nivou,
- proizvod treba da zadovolji zahteve za efektivnošću,
- ugrađene magnetske komponente moraju biti maksimalno kompaktne i štedne u pogledu utroška magnetskog materijala (magnetni limovi), bakra, konstrukcionih detalja i slično, što za posledicu ima minimizaciju mase uređaja i optimalno iskorišćenje raspoloživog prostora. Korišćeni izolacioni materijali treba da su optimalni u pogledu temperaturne postojanosti i dielektičke izdržljivosti,
- sklopovi upravljačke elektronike treba da budu tako projektovni da bez problema izdrže rad u ekstremnim rad-

nim uslovima (minimalna i maksimalna radna temperatura, granični nivo mehaničkih opterećenja, granična klimatska naprezanja, maksimalni nivo dozvoljenih elektromagnetskih uticaja i slično),

– ugrađeni sklopovi zaštite moraju zadovoljiti zahtev zaštite uređaja i u ekstremnim radnim uslovima i za slučaj predvidivih smetnji koje mogu izazvati trajna oštećenja,

– ugrađeni poluprovodnici moraju biti sa rezervom iskorišćenja svojih električnih karakteristika. Ukoliko je moguće za vitalne poluprovodnike predvideti elemente zaštite,

– projektovano hlađenje treba da bude pozdano i uz maksimalno korišćenje mogućnosti savremenih metoda odvođenja toplote,

– konstrukcioni detalji EP treba da imaju minimalnu masu i minimalne zahteve za obradom uz maksimalno korišćenje standardnih detalja.

1.4. Kriterijumi proizvodnje

– Kooperantska proizvodnja treba da bude u skladu s politikom dugoročnog i srednjoročnog razvoja preduzeća.

– Tehnološki zahtevnije delove proizvoda za koje preduzeće nije osposobljeno ugovoriti sa kooperantima, pri čemu treba obezbediti ravnopravno konkurisanje potencijalnih ponuđača. Izabrati onog koji daje najpovoljniju ponudu sa gledišta kvaliteta, rokova isporuke i cene. Obezbediti uslove da ugovor bude iscrpan (tehničko-tehnološki zahtevi, rokovi isporuke, cene) i čvrst (predvideti penale za slučaj neispunjenja stavki iz ugovora).

– Iz uvoza obezbediti samo vitalne komponente kojih nema na domaćem tržištu ili koje kvalitetom ne zadovoljavaju tehničke zahteve projektovanog EP.

– U toku osvajanja proizvodnje EP uvoditi nove napredne metode ada.

– Dokumentacija za proizvodnju mora biti iscrpna i prilagođena zahtevima postojeće proizvodnje. Oznake i simboli moraju biti u skladu sa JuS standardima i IEC odnosno ISO preporukama.

– Pre osvajanja proizvodnje svakog sklopa ili podsklopa organizovati obuku za učesnike u proizvodnom procesu.

– Osvajanje proizvodnje ovog proizvoda iskoristiti za uvođenje u proizvodnju dostignuća industrijskog inženjeringa.

1.5. Kriterijumi projektovanja

– Koristiti savremene metode industrijskog projektovanja i razvoja proizvoda (metode sistemske analize i sistem inženjeringa).

– Svaka faza projektovanja treba da bude praćena pisanim dokumentima u obimu dovoljnom za proveru toka projektnog procesa. Obezbediti stručnu verifikaciju svake faze projekta.

– Obezbediti maksimalno korištenje stručne literature u cilju ugradnje najsavremenijih rešenja u projektovani uređaj.

– Predvideti mogućnost diverzifikacije proizvodnog programa i incirati razvoj novih proizvoda u kojima se mogu koristiti rezultati iz razvoja četvoronaponskog EP.

Na osnovu internih namenskih ciljeva integralnog projekta osvajanje četvoronaponskog EP za vagone sa klimatizacijom mogu se odrediti objektni konačni ciljevi:

1.5.1. Interni objektni podciljevi osnovnog objekta:

– Proizvode iz probne serije (eventualno samo prototip) izložiti ekstremnim uslovima eksploatacije radi donošenja adekvatnog zaključka o njihovom ponašanju.

– Posle iskustva jednogodišnje eksploatacije identifikovati pravce daljeg razvoja proizvoda.

– Ovaj proizvod u prve tri godine proizvoditi u osnovnoj varijanti zbog akumuliranja neophodnih saznanja i statističkih podataka o njegovom ponašanju.

– Proizvoditi samo po porudžbini.

1.5.2. Interni objektni podciljevi sporednog objekta:

– Kooperantska proizvodnja postojećih delova za EP,

– Nabaviti aparate i uređaje za ispitivanje proizvoda.

1.5.3. Interni objektni podciljevi posrednog objekta:

– Nabavka računara sa opremom za CAD,

– Opremanje grupe za razvoj ovog i sličnih proizvoda tehnološki vrednom opremom u cilju podizanja kvaliteta projektne pripreme proizvodnje.

2. ELEMENTI PLANA ISTRAŽIVANJA I RAZVOJA ČETVORONAPONSKOG EP ZA VAGONE

Da bi se projekat osvajanja četvoronaponskog EP sa klimatizacijom uspešno odvijao nužno je inicirati sledeće podprojekte:

1. Podprojekt definisanja zahteva za četvoronaponskim EP za vagone

Teme:

1. Osnovni zahtevi za EP-namena i oblast primene,
2. Uslovi eksploatacije EP:
   ukupno vreme eksploatacije EP,
   režimi eksploatacije EP,
   maksimalno trajanje neprekidnog rada,
   klimatska naprezanja (temperatura, vlažnost, itd.)
   mehanička naprezanja,
   ostali objektivni uslovi eksploatacije,
   subjektivni uslovi eksploatacije.
3. Tehnički zahtevi na EP sa zadacima:
   ulazno/izlazne karakteristike
   zahtevi na gabarit i masu,
   pouzdanost u radu,
   konstruktivno-kompozicioni zahtevi.
4. Rokovi projektovanja (detaljisani terminski plan projekta)
5. Troškovi projekta (budžet projekta)
6. Detaljisanje uslova i obima proizvodnje EP.

2. Sistemsko projektovanje EP

Teme:

1. Predrpojekt sa poglavljima:

Traženje i razrada principa izgradnje sistema koji odgovara postavljenim i traženim zahtevima.

Uporedna analiza predloženih alternativa i izbor najperspektivnije,

2. Idejno projektovanje sa poglavljima:

Idejni projekt energetske poluprovodničke grupe,

Idejni projekt upravljačke elektronike,

Idejni projekt magnetskih komponenti (transformatori i prigušnice),

Idejni projekt komutacione aparature,

Idejni projekt merne opreme,

Idejni projekt filterskih grupa,

Idejni projekt elemenata zaštite EP,

Idejni projekt bloka hlađenja EP sa toplotnim proračunima,

Idejni projekt razmeštanja opreme u EP,

Idejni projekt antikorozivne zaštite,

Idejni projekt zaštite od mehaničkih naprezanja,

Idejni projekt dijagnostike stanja EP,

Idejni projekt eksperimenata sa EP.

3. Projekat ispitivanje EP

1. Projekat eksperimenata sa EP sa poglavljima:

Program ispitivanja

Specifikacija mernih metoda sa uputstvima

Sepcifikacija merne opreme

Mere zaštite pri ispitivanju

Angažovani personal.

2. Organizacija ispitivanja EP

u fazi ispitivanja prototipa

u fazi ispitivanja EP iz serijske proizvodnje.

3. Analiza rezultata ispitivanja.

4. Tehničko projektovanje EP

Teme:

1. Električne šeme,
2. Crteži (grafička dokumentacija),
3. Tekstualna dokumentacija,
4. Programska dokumentacija.

5. Tehnološko projektovanje

6. Projektovanje serijske proizvodnje

3 POTREBNI RESURSI

Za uspešnu realizaciju projekta potrebna su sledeća znanja:

3.1. Sistemska znanja

Znanja i sposobnosti globalnog sagledavanja projekta osvajanja novog proizvoda kako sa stanovišta kupca tako i sa stanovišta proizvođača.

Nosilac: diplomirani inženjer elektrotehnike sa najmanje tri godine rada u struci.

3.2. Specijalistička znanja

Znanja i sposobnosti rešavanja jednog uskog segmenta projektovanja i proizvodnje aparata i uređaja. U ovom projektu potrebna su sledeća specijalistička znanja:

1. Iz energetske elektronike:

znanje osnovnih struktura EP i sposobnost sinteze strukture EP i njihovog poređenja,

sposobnost kvalitetnog dimenzioniranja elemenata EP (proračun parametra za izbor opreme), izbor adekvatne zaštite pojedinih komponenti, određivanja kritičnih dijagnostičkih tačaka i slično,

znanje određivanja tehničkih zahteva na sklopove energetske elektronike (izlazne karakteristike, radni režimi i slično),

poznavanje principa toplotnog proračuna uređaja i sistema za hlađenje,

elementarna znanja mašinstva i tehnologije proizvodnje električnih aparata i uređaja,

poznavanje JUS, IEC i ISO simbola grafičkog i šematskog istraživanja i njihovog umešnog korišćenja,

poznavanje elektrotehničkih materijala,

umeće pravilne postavke eksperimenta, merenja i analize rezultata merenja,

Nosilac: diplomirani inženjer elektrotehnike, odsek energetika.

2. Iz analogne elektronike

poznavanje principa sinteze strukture upravljačkih jedinica i jedinica (sklopova za dijagnosticiranje stanja EP i upravljačke jedinice,

umeće dimenzionisanja elemenata principijelne šeme na osnovu zahteva iz tehničkog zadatka,

umeće projektovanja jednoslojnih i dvoslojnih štampanih ploča,

znanje praktične realizacije zaštite sklopova od elektromagnetnih uticaja,

znanje toplotnog proračuna i sistema za hlađenje sklopova elektronike,

elementarna znanja mašinstva i tehnologije proizvodnje električnih aparata i uređaja,

umeće korišćenja JUS standarda, IEC i ISO preporuka i sličnih,

umeće postavke eksperimenta, korišćenje instrumenata i analize rezultata merenja,

poznavanje elemenata teorije elektrotehničkih materijala.

Nosilac: diplomirani inženjer elektrotehnike, odsek elektronika.

3. Iz digitalne elektronike

znanja iz analogne elektronike (pod tačkom 2),

poznavanje osnovnih principa digitalne elektronike,

umeće logičkog projektovanja digitalnih sklopova,

umeće korišćenja mikroprocesora,

znanje programiranja na asembleru,

elementarna znanja iz informatike,.

umeće sinteze upravljačkih algoritama i njihovo prevođenje u programski kod,

umeće testiranja programa na asembleru,

poznavanje principa sinteze dijagnostičkih procedura.

Nosilac: diplomirani inženjer elektrotehnike, odsek elektronika.

4. Iz mašinstva

osnovni principi konstruisanja,

znanje JUS standarda i ISO preporuka,

poznavanje tehnologije proizvodnje konstrukcionih detalja i njihovog povezivanja u konstrukcionu celinu,

poznavanje principa antikorozivne zaštite,

poznavanje materijala

Nosilac: inženjer mašinstva.

Ovde su data samo specijalistička znanja kojima bi morali da raspolažu projektanti-nosioci ključnih aktivnosti na realizaciji projekta.

Za učesnike u projektu u rangu vođe projekta i projektanata neophodno je poznavanje osnova rada na računarima, poznavanje uslužnih programskih paketa i minimalna znanja karakteristika projektnog organizovanja (tehnika mrežnog planiranja).

4. LITERATURA

A-Knjige i članci:

1. Hauc, Dr Anton - Organiziranje projekta; Informator, Zagreb 1962.g.

2. Radulović, Aleksandar - Tehnika mrežnog planiranja, Privredna štampa, Beograd, 1981. g.

3. ...-Priručnik za planiranje investicijskih projekata, Privredna štampa, Beograd, 1981.g.

4. Milošević Milan; Petrović, Dušan - Prilog metodologiji projektovanja energetskih pretvarača; Zbornik radova sa VII savetovanja o energetskoj elektronici u Beogradu oktobra 1988.g., Elektrotehnički institut "Nikola Tesla", Beograd.

5. Momirski, Milisav - Prilozi za metodologiju tehničkih nauka: Naučna knjiga, Beograd, 1986.g.

B-Dokumenti za internu upotrebu:

1. Karić, Radosav - Izveštaj o izboru statičkog pretvarača za napajanje klimatizacije na vagonima MAV; GOŠA RO Elektrooprema, Smed.Palanka, 05. 10. 1987. g.

2. Razni izveštaji sa razgovora vođenim o statičkim pretvaračima PARIZZI, ACEC, KRUPP

3. Razni katalozi proizvođača PARIZZI, ACEC I KRUPP

4. Milošević, Milan - Uputstvo za razvoj i osvajanje proizvoda, okt./nov. 1987.g., GOŠA RO Elektrooprema, Smed. Planka

5. Milošević, Milan - Uputstvo za vođenje tehničke dokumentacije; GOŠA RO Elektrooprema, avg./sep. 1987.g., Smed. Palanka.

(Adresa: mr Milan MILOŠEVIĆ, dipl.inž. "GOŠA" - Elektrooprema - Smederevska Palanka)

НОВО! НОВО! НОВО!

VI ИЗМЕНЕ

ПРИРУЧНИКА ЗА ЦАРИЊЕЊЕ РОБЕ

које садрже промене номенклатуре Царинске тарифе и Списка режима

Наруџбе прима издавач: ДП ЗАВОД ЗА НОВИНСКО-ИЗВАДАЧКУ И ПРОПАГАНДНУ ДЕЛАТНОСТ ЈЖ, 11.000 БЕОГРАД, Немањина 6

Uređaj za merenje intenziteta udara pri manevrisanju lokomotive i zaštita od havarije

Dr Tomislav PETROVIĆ
Mr Slobodan JOVANOVIĆ

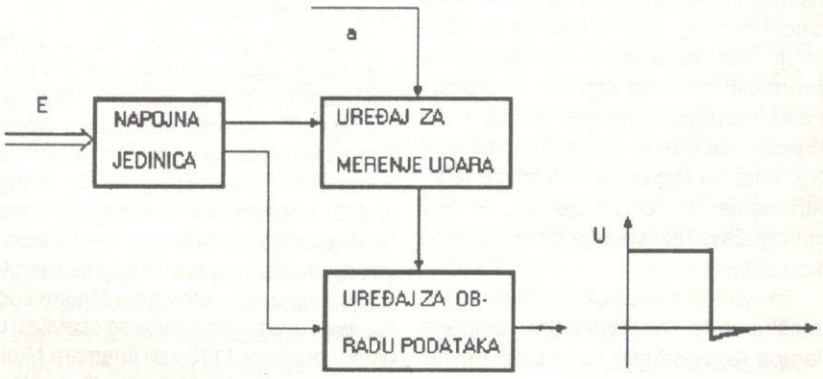
1. UVOD

Dosadašnja iskustva remontnih organizacija pokazala su da često havarije vitalnih delova opreme lokomotive prouzrokuje narušena geometrija delova. Jedan od najvažnijih delova lokomotive je stepenasti prekidač napona. Do promene geometrije dolazi usled "malih udara" prilikom manevrisanja ili rada lokomotive u eksploatacionim uslovima. Promene koje nastanu odmah posle udara se ne mogu odmah uočiti vizuelnim pogledom. Kada se ovakva lokomotiva stavi u pogon, veoma brzo može doći do havarije na opremi lokomotive i njenog zaustavljanja. Ove pojave su uočene naročito kod elektrolokomotiva JŽ serija 441 i 461. Dugotrajnom analizom problematike u DD "Lokomotiva" uočeno je da teretni prekidač, koji je sastavni deo stepenastog prekidača, zbog svoje specifične konstrukcije (visok položaj težišta u lokomotivi), narušava svoju geometriju usled "malih udara". Kao posledica dolazi havarija u uljnom delu birača napona, a veoma često i do loma izolacionih ploča. Konačna posledica svih ovih poremećaja može biti požar i totalna havarija lokomotive.

Sve ovo ukazuje na neophodnost iznalaženja tehničkog rešenja kojim bi se pratile pojave "malih udara" pri manevrisanju lokomotivama. Iako se pojave udara mogu izbeći kvalitetnijim izborom i obukom poslužioca lokomotive (mašinovođe), subjektivne greške u radu dovode do veoma skupih posledica, pa je tehnički opravdano postavljati automatske sisteme za zaštitu lokomotiva. Dosadašnja iskustva pokazuju da su udari, pri kojima nastaje usporenje veće od 3g (g=9.81 m/s) kritični za moguću havariju lokomotive. Preporučljivo je da se posle takvih udara lokomotiva odvoji od kontaktnog voda kako bi se izbegla havarija, a da se zatim izvrši provera geometrije stepenastog prekidača. Takođe treba proveriti da li je došlo do loma izolacionih ploča.

2. KONCEPCIJA TEHNIČKOG REŠENJA ZAŠTITE LOKOMOTIVE OD UDARA

Posledica udara je usporenje koje se može registrovati na različite tehničke načine. Ideja je da se merenjem usporenja lokomotive registruju udari koje ona ima u toku eksploatacije. Principijelna šema uređaja za merenje i registrovanje intenziteta udara prikazana je na slici 1.



Slika 1 – Blok šema uređaja za merenje i registrovanje intenziteta udara

Radi realizacije ove ideje potrebno je naći tehničko rešenje kojim bi se merio intenzitet udara i na pogodan način registrovali jači udari. Takav uređaj bi svojim delovanjem trebalo da omogući da se prekine napon na stepenastom prekidaču i onemogući ponovno aktiviranje lokomotive bez prisustva stručnog (ovlašćenog) lica.

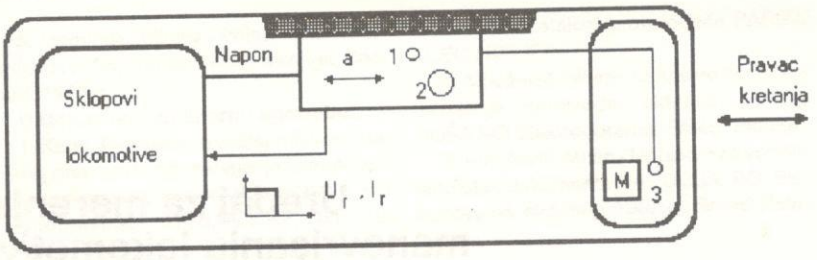
Napojna jedinica uređaja omogućava napajanje u svim eksploatacionim uslovima. Napojna jedinica je predviđena za priključivanje na jednosmerni napon od 75 ili 110 V, ali je opremljena i sopstvenim akumulatorom za rad u uslovima nestanka struje iz raznoraznih razloga, čime je omogućena njena univerzalna primena.

Uređaj ze merenje usporenja je koncipiran tako da pod uticajem usporenja generiše električni signal, koji se obrađuje u uređaju za obradu podataka. Uređaj za merenje usporenja je invarijantan u odnosu na spoljašnje uticaje (temperatura, vibracije). Njegovi elementi su tako konstruisani da ne zahtevaju nikakvo održavanje.

Uređaj za obradu podataka obrađuje električne signale iz uređaja za merenje usporenja i generiše upravljački impuls za zaštitu opreme lokomotive od malih udara. Upravljački impuls je prikazan na slici 1 i predviđeno je da jačina struje u izlaznom releju bude 1A. Ovaj blok uređaja je koncipiran tako da bude neosetljiv na teške eksploatacione uslove (vibracije, promenljiva temperatura, elektromagnetno zračenje itd.).

Opšta karakteristika celokupnog uređaja je neosetljivost na spoljašnje uticaje i pouzdan rad bez održavanja u radnom veku. Održavanje je jedino predviđeno u obliku zamene baterija (akumulatora) koje obezbeđuju pouzdan rad i nakon nestanaka energije. Uređaj je smešten u robustnom nosaču (kutiji) koja se pričvršćuje na noseću konstrukciju lokomotive, kako to pokazuje slika 2. Udari manji od graničnog, za koji je ranije ustanovljeno da iznosi oko 3g, se mere ali se ne registruju, tako da na izlazu iz uređaja nema promene izlaznog signala. U slučaju nastanka udara čiji je intenzitet takav da nastaju usporenja jednaka ili veća od 3g, udar se registruje i na izlazu iz instrumenta se pojavljuje signal koji omogućava razdvajanje lokomotive od kontaktnog voda.

Istovremeno poslužilac lokomotive-mašinovođa posredstvom signalne lampe (3) spoznaje da je udar nastao pri manevrisanju takve prirode da može izazvati naknadne havarije.



Slika 2 – Shema postavljanja uređaja na lokomotivu

Jedan od značajnih zahteva, proistekao iz iskustva u eksploataciji, je onemogućavanje nasilnog pokretanja lokomotive nakon pretrpljnog udara pri manevrisanju. Zbog toga je uređaj konstruisan tako da je pristup dugmetu za restartovanje moguć samo preko plombiranog poklopca, ispod kog se nalazi taster za resetovanje prethodnog stanja. Stanje na izlazu iz uređaja ostaje nepromenjeno, u takozvanom alarmnom položaju, nezavisno od svih eventualnih naknadnih promena kao na primer nestanak napona na lokomotivi i baterijama za napajanje, pokušaj nasilnog startovanja lokomotiva ili drugo. Na izlazu iz uređaja stanje se može promeniti isključivo resetovanjem plombiranog tastera. Na ovaj način ovlašćeno lice, stručno da proceni ili ispita posledice pretrpljenog udara, ima mogućnost da pokrene lokomotivu ili dozvoli mašinovođi da to učini.

Ozbiljnost posledica i velike štete koje mogu prouzrokovati udari pri manevrisanju dovele su do razvoja uređaja za merenje intenziteta udara IU-1. U konsultaciji sa stručnim ljudima iz remontne organizacije MIN-holding co DD "Lokomotiva" iz Niša i JŽ, firma "Mehatronika" iz Niša je u svojoj laboratoriji razvila ovaj uređaj koji se trenutno ispituje u laboratorijama Mašinskog fakulteta u Nišu. Ispitivanja se obavljaju u okviru projekta 1113 koji finansira Ministarstvo za nauku i tehniku Republike Srbije.

3. ZAKLJUČAK

Problematika uticaja udara na funkcionalnu sigurnost rada lokomotive je veoma kompleksno pitanje koje zahteva dugotrajnu i studioznu analizu. U ovom radu je dat kratak prikaz uređaja za merenje intenziteta udara IU-1, koji omogućava jednostavnu zaštitu pojedinih skupih elemenata lokomotive kod kojih su uočene posledice takvih udara. Prikazani uređaj je razvijen radi zaštite stepenastog prekidača birača napona. Koncepcijski je moguće dalje razvijati ovakve uređaje za komplekse delova lokomotive koji su osetljivi na udare. Takođe je nephodno izvršiti i eksploatacijsko ispitivanje uređaja u realnim radnim uslovima kako bi se uređaj uključio u standardnu opremu lokomotive.

LITERATURA

1. Hedrih K., Petrović T., Jovanović S.: Vibroudarni procesi u mašini za testiranje elektromehaničkih sistema, Zbornik radova 25 godina mašinstva, Niš, str 111-121, 1985,

2. Krause W., Konstruktionelemente der Feinmechanik, VEB Verlag Technik Berlin, 1989.

(Adresa: dr Tomislav PETROVIĆ, redovni profesor Mašinskog fakulteta u Nišu i mr Slobodan JOVANOVIĆ, asistent - Mašinski fakultet - Niš)