

Savetovanje o železničkom mašinstvu

Povodom 100 godina postojanja železnica u Srbiji i 100 godina rada Mašinske industrije Niš, Mašinski fakultet Niš i Mašinska industrija Niš organizovali su 2. i 3. oktobra 1984. godine u Nišu »SAVETOVANJE O ŽELEZNIČKOM MAŠINSTVU«. Savetovanje je okupilo preko 150 eminentnih stručnjaka Jugoslovenskih železnica, domaće industrije šinskih vozila, mašinskih i elektrotehničkih fakulteta i naučno-istraživačkih ustanova, koji se bave razvojem vozničkih sredstava. Savetovanju su prisustvovali i ugledne ličnosti iz političkog i naučnog života Niša. Savetovanje su otvorili i pozdravili u ime SOUR Mašinske industrije Niš – direktor dipl. inž. Slavko Jović, u ime Mašinskog fakulteta Niš – dekan prof. dr Zoran Boričić a u ime Jugoslovenskih železnica član Poslovnog odbora ZJZ – dipl. inž. Mihajlo Živadinović.

Na Savetovanju je saopšteno 29 stručnih referata u kojima su obrađene teme iz oblasti razvoja, održavanja i eksploatacije vozničkih sredstava. Referati su obuhvatili ne samo materiju iz domaćeg razvoja i eksploatacije već i razvoja vozničkih sredstava u Evropi i svetu.

Osnovna poruka ovog Savetovanja je da je neophodno više koordinacije i poslovne saradnje između železnice, proizvođača, remontera, visoko-školskih i naučno-istraživačkih ustanova. Utoliko pre i više jer dosadašnji pozitivni rezultati potvrđuju da Jugoslavija ima sposoban inženjersko-tehnički kadar i materijalnu bazu koja može mnogo više da pruži u ovoj grani delatnosti i obezbedi ne samo Jugoslovenskim železnicama već ponudi i svetskom tržištu savremena vozna sredstva, kao i da obezbedi bolje održavanje i eksploataciju.



Učesnici Savetovanja o železničkom mašinstvu, održanom u Nišu, 2. i 3. oktobra 1984. godine.

SAVETOVANJE JE USVOJILO SLEDEĆE ZAKLJUČKE

1. Vozna sredstva imaju prvorazredni značaj za obavljanje osnovne delatnosti u železničkom saobraćaju tj. za obavljanje transporta robe i putnika i zbog toga se ovoj grani železničke delatnosti mora posvetiti odgovarajuća pažnja i to ne samo u razvoju već i u eksploataciji i održavanju voznih sredstava. Kao tehnička sredstva koja zbog svoje složenosti, velike nabavne vrednosti i troškova održavanja, uticaja na bezbednost i ekonomičnost rada, obaveza prema Međunarodnoj uniji železnica i međunarodnom saobraćaju, zahtevaju, pre svega, stručni tehnički pristup i to od projektovanja pa do izrade, uvođenja u saobraćaj i njihove eksploatacije i održavanja. To predstavlja istrajan, studiozan i zajednički rad svih zainteresovanih počev od Jugoslovenskih železnica, domaće industrije pa do naučnih i visokoškolskih ustanova;

2. Za veći uspeh u svim oblastima rada voznih sredstava a naročito za uspešno ispunjenje međunarodnih zahteva u saobraćaju, ne samo u pogledu pouzdanosti, funkcionalnosti i kvaliteta već i sa stanovišta konkurentnosti inostranim proizvodima, od izvanrednog je značaja bolja organizovanost tehničko-inženjerskog i naučnog kadra. U tom smislu neophodno je i vrlo korisno organizovati stručne sastanke, oformiti zajedničke stručne timove (komisije, radne grupe) i zajedničkim radom rešavati sve probleme na najracionalniji način;

3. Razvoj, izgradnja, eksploatacija i održavanje voznih sredstava zahtevaju stručni kadar visoke obučenosti i sa velikim iskustvom te je za uspešan rad u svim oblastima rada voznih sredstava neophodno obezbediti stručne kadrove, koje pre svega treba zainteresovati za ovaj rad stvaranjem povoljnih uslova za rad i stalno usavršavanje odnosno osvajanje novih znanja (školoвање, specijalizacija, naučno-istraživački rad, materijalni uslovi, merna oprema i sl.). U tom smislu je potrebno da Jugoslovenske železnice i industrija pomognu da se železnički otseci na visoko-školskim ustanovama reaktiviraju kako bi se mladi kadrovi prihvatili i uključili u konstruktivan stručni i naučni rad i razvoj;

4. Da bi se održao korak sa razvojem industrije voznih sredstava razvijenih zemalja, tj. da bi se uspešno pratile razvojne tendencije, istraživanja i iskustva u Evropi, neophodno je da se Jugoslovenske železnice i preko njih i domaća industrija i naše naučno-istraživačke ustanove aktivnije uključe u rad Međunarodne unije železnica (UIC) a naročito u rad Biroa za istraživanje i opite UIC (ORE). Time bi Jugoslovenske železnice omogućile da naši stručnjaci uđu u vrh evropske stručne i naučne misli i daju svoj doprinos na razvoju voznih sredstava;

5. Aktivnijim učestvovanjem u radu UIC i ORE trebalo bi ažurirati pribavljanje potencijalno inače raspoložive sve tehničke dokumentacije i publikacije. Na taj način bi se na najbrži način stavila ova dokumentacija na raspolaganje svim zainteresovanim.

U tom smislu najhitnije treba preko Zajednice JŽ rešiti problem finansiranja i organizacije prevođenja objava UIC, njihovo umnožavanje i dostavljanje svim zainteresovanim (železničkim transportnim organizacijama, proizvođačima, naučno-istraživačkim ustanovama, fakultetima).

Takođe je potrebno otkloniti nedostatak internih standarda i odgovarajućih uputstava za rad u svim oblastima rada voznih sredstava koji se sada oseća te je potrebno da se pristupi inovaciji sadašnjih i izradi novih standarda i drugih neophodnih uputstava za rad sa voznim sredstvima.

U vezi sa ovim neophodno je oformiti Centar za tehničku dokumentaciju i tehničku biblioteku koja će moći – na savremen način – da pruži usluge svim korisnicima;

6. Za uspešniji razvoj voznih sredstava neophodno je pripremiti i osposobiti jednu deonicu određene pruge Jugoslovenskih železnica, koja bi se koristila za ispitivanje i istraživanje sadašnjih i novih železničkih vozila;

7. Vozna sredstva i opremu nabavljati u zemlji i pri tome se strogo pridržavati već usvojenog Projekta tipizacije, unifikacije i standardizacije JŽ;

8. Svi učesnici savetovanja su se složili da je ovakav vid savetovanja koristan i da se svake druge godine održava pod nazivom »JUGOSLOVENSKO SAVETOVANJE O VOZNIM SREDSTVIMA«

Naredno savetovanje će se održati 1986. godine u Nišu.

Iskustva i smjernice za dalji razvoj voznih sredstava Jugoslovenskih železnica

UDK 656.21 : 629.4 (497.1)

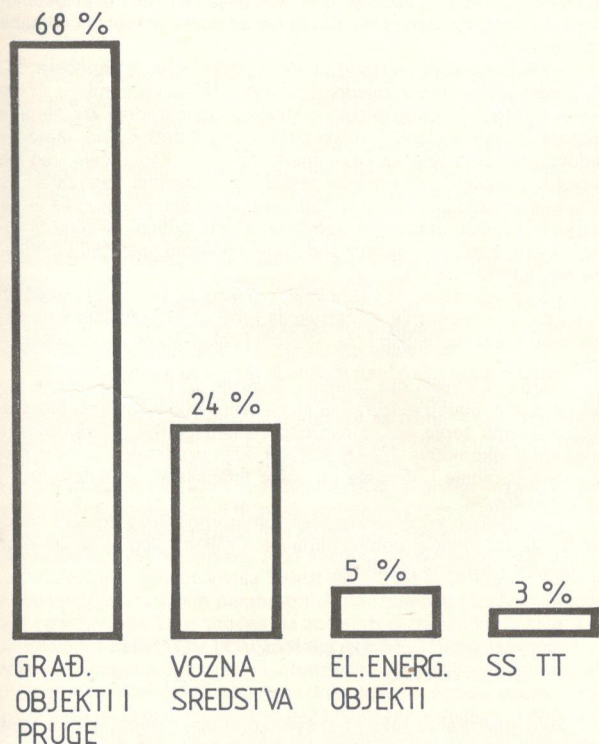
Dragoslav PAJIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Železnica kao organizacija u celini predstavlja složeni proizvodni organizam koji ima osnovni zadatak da obavlja transportne usluge. Ona je u stvari veliki tehnički sistem koji svoju delatnost obavlja ogromnim tehničkim sredstvima, po čemu se svrstava u najveće preduzeće u zemlji. Navešćemo samo dva podataka iz kojih se to potvrđuje.

Na Jugoslovenskim železnicama je 1983. godine bilo zaposleno preko 150.000 radnika, a nabavna vrednost osnovnih sredstava iznosila je preko 760 milijardi dinara. Od toga na pojedine grane otpada:

- građevinski objekti, pruge i pružna postrojenja	68 %
- vozna sredstva	24 %
- energetska postrojenja	3 %
- oprema i objekti SS i TT	5 %
	100 %



Slika 1 Grafički prikaz udela nabavne vrednosti osnovnih sredstava JŽ u 1983. godini

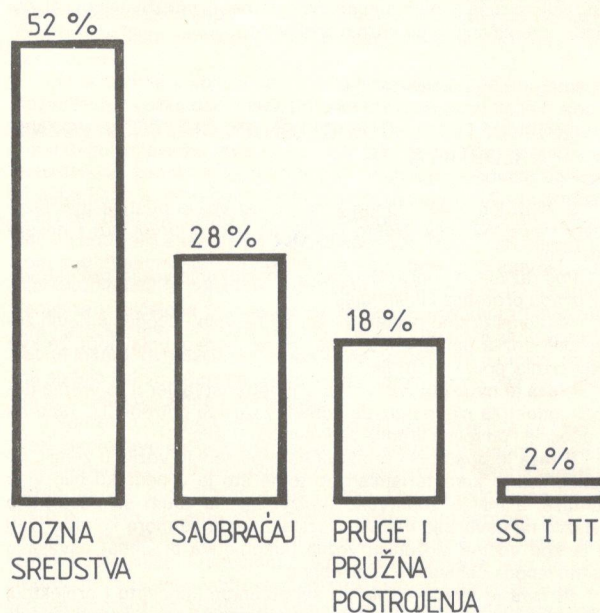
Pored veličine osnovnih sredstava i broja radnika koji su zaposleni, železnica obavlja javni saobraćaj, uključena je u međunarodni saobraćaj, od izvanrednog značaja je za narodnu odbranu, pa je jasno da je to organizacija od opšteg nacionalnog interesa.

Kao što smo rekli, železnica je složeni organizam sastavljen iz više organa i delatnosti, ali osnovna grana svake železnice je tehnička, jer svoj rad obavlja tehničkim sredstvima: prugama i pružnim postrojenjima, voznim sredstvima, energetske postrojenjima, signalno-sigurnosnim postrojenjima, sredstvima veze, postrojenjima i opremom za održavanje i opravku i sl.

Nacionalni značaj železnice nije samo u funkciji obavljanja njenog rada i veličini, već i u tome što za potrebe železnice, po pravilu, radi velika domaća industrija, koja proizvodi i održava osnovna sredstva železnice.

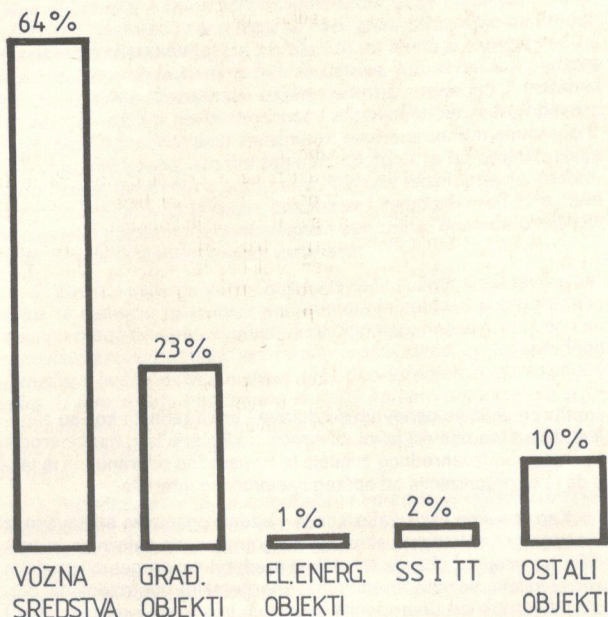
Ako pogledamo gde se po značaju rangiraju vozna sredstva u okviru složenog železničkog sistema, možemo konstatovati da spadaju u najznačajniju granu železničke delatnosti. Pomenimo samo neke razloge:

- Iako vozna sredstva učestvuju u nabavnoj ceni za svega 24% od ukupne vrednosti osnovnih sredstava, troškovi održavanja voznih sredstava iznose 64% od ukupnih godišnjih troškova održavanja svih osnovnih sredstava (slika 2);



Slika 2 - Grafički prikaz procentualnog učešća troškova održavanja osnovnih sredstava Jugoslovenskih železnica

– od ukupnih troškova prevoza više od polovine otpada na vozna sredstva (52%), dok ostali deo na transportno-saobraćajnu delatnost (28%), pruge i pružna postrojenja (18%), sredstva SS i TT (2%) – (slika 3);



Slika 3 – Grafički prikaz procentualnog učešća troškova prevoza osnovnih delatnosti Jugoslovenskih železnica

– vozna sredstva su veoma složene i raznovrsne konstrukcije, koja treba da ispune mnoge uslove, kao što su: sigurnost, pouzdanost, dug vek trajanja, međunarodne i jugoslovenske propise i standarde, visoki komfor i drugo.

Iz ove kratke analize vidimo izvanredan značaj voznih sredstava za rad železnice, pa pozdravljamo inicijativu za održavanje ovakvog stručnog sastanka, koji obrađuje problematiku razvoja, eksploatacije i održavanja voznih sredstava. Nažalost, moramo da konstatujemo da mi, železničari proizvođači, monter, naučni i istraživački radnici nismo bili u ovome aktivni, u posleratnom periodu održali smo veoma malo ovakvih sastanaka, a za problematiku voznih sredstava su oni neophodni, jer se razmenom mišljenja, boljom organizacijom rada u svim domenima delatnosti, udruživanjem i sl. doprinosi poboljšanju rada voznih sredstava.

2. ISKUSTVA U DOSADAŠNJEM RAZVOJU VOZNIH SREDSTAVA JŽ

U životnom toku jednog železničkog vozila postoje dve faze: razvoj i eksploatacija. Nešto bih rekao o ovoj prvoj fazi i našem iskustvu.

Pod razvojem podrazumevamo: koncipiranje vozila, projektovanje, izradu prototipa i ispitivanje.

Ako analiziramo posleratni period razvoja i uvođenja novih železničkih vozila na JŽ, onda bi se razvoj mogao, uglavnom, za sve vrste vozila, podeliti u tri faze:

I faza je uvoz gotovih vozila iz inostranstva, jer u to vreme domaća industrija nije mogla da ponudi vozila za potrebe JŽ. Tada su JŽ dobijale i povoljne kredite za kupovinu vozila.

II faza je postepeni prelazak na proizvodnju vozila u zemlji, po licenci, koji je karakterističan po tome što je u početku bilo više montaže, a manje sopstvene proizvodnje, a zatim se postepeno prelazilo na osvajanje delova. Nažalost, ovde se mora konstatovati da je kod većine složenijih vozila (lokomotiva) procenat osvajanja znatno ispod očekivanog i potrebnog.

III faza je izrada vozila po sopstvenom konceptu i projektnoj dokumentaciji. Moramo konstatovati da su se i ovi koncepti bazirali na glavnim uvoznim sklopovima (više ili manje u zavisnosti od vrste vozila) i da procenat osvajanja delova u zemlji nije ni izdaleka zadovoljavajući.

Ako se kritički osvrnemo naprotokli period, možemo konstatovati da je bilo dosta propusta, ali da ima i pozitivnih poteza i smatramo da je korisno da neke ovde pomenemo, da bi izvukli pouku i u budućnosti ispravili greške.

Možemo reći da su naši propusti sledeći:

- nepotrebna nabavka većeg broja različitih serija vozila koja imaju istu namenu i slične performanse, što je izazvalo veće troškove održavanja i veću imobilizaciju (karakteristični primeri: manevarske lokomotive, dizel-motorni vozovi);

- nabavka manjeg broja komada drukčije proizvodnje i od drugog proizvođača, iako je postojala veoma pouzdana masovna serija (karakterističan primer lokomotiva 665);

- vozila su nabavljena kod proizvođača koji nije imao repute korektnog poslovnog partnera i nisu imala proverena tehnička rešenja. Prirodne posledice su bile: veliki troškovi održavanja, velika imobilizacija i prevremena kasacija (karakteristični primeri su serije 742 i 811);

- neka vozila su nabavljena bez predhodnog temeljnog prototipskog ispitivanja i bez dovoljno dugog probnog rada prototipa ili nulte serije. Posledice ovoga su da su se nedostaci otklanjali na većem broju vozila, što je izazvalo veće troškove i povećanu imobilizaciju.

Uzroci navedenih propusta su sledeći:

- nepostojanje zajedničke dugoročne razvojne politike ne samo JŽ već i prateće domaće industrije. Zbog toga su železničke transportne organizacije lokalno rešavale nabavku vozila za svoje potrebe, to od slučaja do slučaja, najčešće u zavisnosti od finansijskih uslova;

- nedovoljna koordinacija između domaće industrije i železnice, a naročito između samih domaćih proizvođača, koji teže da proširuju svoje programe i asortimane, te tako grade vozila iste serije na više mesta (kola) li vozila različitih serija ali istih karakteristika (lokomotive i motorni vozovi);

- nedovoljna koordinacija stručnih i naučnih institucija i kadrova, ne samo između železničkih transportnih organizacija već i između industrije i železnice, i to na polju istraživanja, razvoja, ispitivanja.

Međutim, kao što smo rekli, mi imamo i pozitivna iskustva, pa ih, svakako treba pomenuti

- izbor dizel-lokomotive proizvodnje General Motors u početku dizelacije bio je od izvanrednog značaja i koristi za JŽ, jer je dobijena lokomotiva velike pouzdanosti i kvaliteta, koja je u jednom periodu nosila najveći deo vučnog rada. Nastavljanje izrade ovih lokomotiva u domaćoj industriji predstavlja danas pozitivan potez i domaću industriju i JŽ;

- modernizacija teretnog kolskog parka, koja je započeta pre 15 godina, zahvaljujući zajedničkom radu Tehničke komisije JŽ za razvoj teretnog kolskog parka i domaće vagonogradnje, izvršena je tako da izgrađeni teretno-kolski park u ovom periodu ne samo da zadovoljava današnje zahteve međunarodnog saobraćaja već po svojoj koncepciji i primenjenim tehničkim rešenjima odgovara i za bližu i dalju budućnost (brzina 120 km/h, mogućnost ugradnje automatskog kvačila, savremen osovinski sklop, odbojno-vlačna sprema), a sem toga, zajedničkim radom se sprovodi tipizacija i unifikacija serija teretnih kola;

- kroz zajednički rad Tehničke komisije JŽ za razvoj putničkih kola i domaće industrije, konstrukcija i izgradnja putničkih kola danas prati razvoj putničkih kola u Evropi i nalazi se na evropskom nivou;

- kroz zajednički rad Tehničke komisije JŽ za elektrovučna vozila i domaće industrije izvršena su značajna poboljšanja na elektrolokomotivama serije 441, a naročito veliki uspeh je razvoj domaćih tiristorske lokomotive JŽ – R. Končar, koja predstavlja primer međusobne saradnje i ulaganja ne samo finansijskih sredstava već i stručnog znanja;

- zajedničko koncipiranje elektromotornog voza domaće industrije i JŽ je, takođe, primer saradnje i zajedničkog rada od koga očekujemo pozitivne rezultate.

3. SMERNICE ZA DALJI RAZVOJ VOZNIH SREDSTAVA

Ako analiziramo kako se u svetu pristupa razvoju voznih sredstava, dolazimo do zaključka da postoje tri koncepta.

1. Razvoj voznih sredstava vodi industrija, a železnica kupuje i ima mogućnost da bira tipove i proizvođače (kao što je u SAD),

2. Razvoj vozni sredstava vodi željeznica, koja projektuje, izrađuje prototip i ispituje vozila, a proizvodnju preuzima industrija (kao što je kod Britanskih željeznica).

3. Razvoj vozni sredstava se odvija zajednički između željeznice i industrije, pri čemu je udeo jednih i drugih različit i razlikuje se od zemlje do zemlje. Najčešći slučaj je da vozilo koncipira željeznica, izradi ga industrija a ispita željeznica.

Kako u ovoj fazi svetske i naše privredne situacije, a uzimajući u obzir i mogućnosti, da se odlučimo i koji koncept da izaberemo?

Ako analiziramo pozitivna i negativna iskustva u proteklom periodu, naše materijalne mogućnosti danas, a i u budućnosti, osnovna poruka bila bi zajednički rad industrije i željeznice, pri čemu bi se realizacija sprovodila na sledeći način.

1. Kroz organizaciju zajedničkih stručnih tela ostvariti maksimalnu koordinaciju i saradnju stručnih i naučnih kadrova željeznice, industrije i naučnoistraživačkih institucija, koji bi izradili dugoročnu razvojnu politiku vozni sredstava, sprovodili ovu politiku u delu u procesu koncipiranja, projektovanja, izrade i ispitivanja prototipa.

2. Za ostvarivanje što boljih rezultata u sprovođenju zajedničkog razvoja treba obezbediti neophodne uslove, kao što su:

- u visokoškolskim i naučnim ustanovama stvarati inženjersko-tehnički kadar, koji će biti školovan za potrebe vozni sredstava;

- stvoriti povoljnije uslove za veće uključivanje i korišćenje inženjersko-tehničkog kadra na radu sa vozni sredstvima (razvoju, eksploataciji i održavanju), i to ne samo na željeznici već i u industriji i naučnoistraživačkim institucijama;

- maksimalno koristiti iskustva razvijenijih željeznica, zatim UIC i ORE i aktivirati učešće naših stručnih kadrova i naučnoistraživačkih institucija na rešavanju konkretnih zadataka koje finansira UIC i ORE;

- organizovati i finansirati zajednički centar za tehničku dokumentaciju, koji bi bio savremeno opremljen i u mogućnosti da na efikasan i brz način stavi na raspolaganje informacije svim korisnicima. Pored toga, taj centar bi trebalo da ima i stručnu biblioteku, koja bi bila snabdevena i stručnim časopisima;

- udružiti naučno stručnu radnu snagu, mernu opremu i organizovanje pristupiti istraživanju u oblasti vozni sredstava.

4. ZAKLJUČAK

Kao zaključak, ukratko bismo mogli da kažemo da je za poboljšanje u ovoj važnoj tehničkoj grani željeznice neminovno pridržavati se tehničkih zakona i rezona, a onaj ko to ne čini, biće nemilosrdno kažnjen i dugo će plaćati danak svom neznanju i ponašanju.

Kod sprovođenja ovih smernica biće sigurno mnogo prepreka, i mnoge navike se moraju promeniti, ali ubeđen sam da u Jugoslaviji, iako nije velika zemlja, ima dovoljno stručnog znanja i da ovaj posao možemo usmeriti pravilnim putem. Današnje ulaganje u stručno znanje i racionalno korišćenje tog znanja će se sigurno isplatiti i višestruko vratiti.

Želim da pozdravim ovaj skup i da predložim da se u ovakvom sastavu češće nalazimo i time damo svoj doprinos za unapređenje rada u svim oblastima vozni sredstava, što je u stvari i naša obaveza.

(Adresa: Dragoslav Pajić, dipl. inž., Zajednica JŽ Beograd).

Tendencije u savremenom razvoju dizel lokomotiva u svetu

UDK 629.424.001.6 (100)

Dr Prvoslav DESPOTOVIĆ, dipl. maš. inž.
Pavao GAČIĆ, str. inž.

Ako je za željeznice u svetu posleratni period bio karakterističan po obnovi i modernizaciji i zameni parne dizel i električnom vučom, opšte obeležje protekle i ove deкаде je intenzivan rad na razvoju novih sistema šinskog i vođenog saobraćaja, vučnih i vozni sredstava – pogotovo u industrijski najrazvijenijim zemljama. Kao posledica energetske krize, koja je prvi put uzdrmala svet sedamdesetih godina, i sve izraženijih saobraćajnih problema, došlo je do renesanse željezničkog saobraćaja. Ako se izuzmu pomorski i rečni, željeznički saobraćaj je sa stanovišta potrošnje energije najekonomičniji vid prevoza, u odnosu na drumski čak 6–8 puta. Zahvaljujući svom ustrojstvu, željeznički transport može da se odvija neometano i pouzdano, bilo da se radi o gradskom i međugradskom saobraćaju ili o različitim vremenskim i geografskim uslovima.

Iz ovih razloga se šinski ili vođeni saobraćaj uopšte danas razvija u dva osnovna pravca: u pravcu dalje modernizacije već izgrađenih pruga i vučnih i vozni sredstava na njima – radi toga da se obezbedi što ekonomičniji, bezbedniji i brži prevoz, i u pravcu razvoja novih sistema šinskog i vođenog saobraćaja – radi toga da se ostvari pouzdan i od vremenskih saobraćajnih prilika nezavisan prevoz putnika, konkurentan drumskom i vazdušnom prevozu na srednjim i većim udaljenostima. Bez obzira na ekonomsku krizu koja je zahvatila svet, svakodnevno smo svedoci pojave novih rešenja.

U oblasti vučnih vozila beleži se stalan napredak u njihovoj ekonomičnosti, vučnim parametrima, pouzdanosti i lakšem rukovanju i održavanju. Ovaj proces ne zaobilazi ni dizel-lokomotive, koje su predmet naših razmatranja. Mada je njihova uloga u mnogim zemljama energetskom krizom i intenzivnim elektrifikacijom potisnuta u drugi plan, dizel-lokomotive su i dalje osnova vuče u većini zemalja, bilo da se radi o industrijski najrazvijenijim zemljama, kao što su SAD i Kanada, koje ne planiraju da elektrificiraju svoje pruge, bilo o zemljama u razvoju, koje kroz dizelaciju bezbolnije i najekonomičnije dolaze do modernizacije svoje vuče.

1. UVOD

Govoreći o savremenom razvoju dizel lokomotiva u svetu, želimo da ukažemo na aspekte koji, zavisno od uslova i prirode saobraćaja u pojedinim zemljama, utiču na osnovni koncept njihove gradnje i razvoja.

U zemljama u kojima se na velike razdaljine i po prugama koje dozvoljavaju velike osovinske pritiske prevoze teški vozovi, kao što je slučaj sa SAD, Kanadom, Sovjetskim Savezom i pojedinim južno-američkim državama, sve je oduvek bilo podređeno robustnosti i pouzdanosti konstrukcije lokomotiva i njihovih osnovnih agregata. U doba kada je dizel-gorivo bilo jeftino, ovome je bila podređena i ekonomičnost, ne samo u specifičnoj potrošnji goriva dizel-motora već i u potrošnji energije po jedinici korisnog rada – uslovljenoj veličinom sopstvenom masom i niskim vrednostima iskoristivosti adhezije lokomotiva. U pojedinim zemljama, pogotovo u SAD i Kanadi, i danas je uobičajena praksa da se željeznice uglavnom bave teretnim saobraćajem i da se u prevozu teških kompozicija spreže i sa čeonim lokomotivama daljinski upravlja i sa po desetak jedinica, na kojima su bilo kakve intervencije za vreme dugih vožnji bez zaustavljanja potpuno isključene i nemoguće.

Suprotno ovome konceptu, u Evropi i Japanu grade se i koriste dizel-lokomotive lakše konstrukcije, kod kojih se ekonomičnosti potrošnje goriva i optimalizaciji vučnih parametara i iskoristivosti adhezije oduvek posvećivala puna pažnja. Ovo je uslovljeno sa više faktora: višim cenama dizel-goriva, opštim konceptom vuče, po kome se mešoviti i lakši vozovi prevoze na kraća rastojanja, paralelnim postojanjem i razvojem električnih lokomotiva koje po svojoj prirodi omogućavaju veću koncentraciju snage i optimalizacije vučnih parametara itd. Međutim, primena brzohodnih i visokoprehranjenih dizel-motora i opšti koncept laganijih konstrukcija lokomotiva i glavnih agregata su često na uštrb pouzdanosti i troškova održavanja.

Zemlje u razvoju sa nasleđenom iscepanom mrežom pruga heterogenih širina koloseka i gabarita i obično niskih osovinskih pritisa, mada su u prošlosti nabavljale i danas nabavljaju i dizel lokomotive evropske i japanske proizvodnje, uglavnom su orijentisane na lokomotive američkog porekla. Tamo gde su se upele adaptirati strogim zahtevima u pogledu širine koloseka, gabarita i osovinskih pritisa, američke lokomotive u teškim klimatskim i eksploatacionim uslovima zemalja u razvoju, svojom pouzdanošću, skromnim zahtevima u održavanju i sa izvanredno organizovanim servisom i snabdevanjem rezervnim delovima, pokazale su neuporedivo bolje rezultate u odnosu na osetljive lokomotive evropske konstrukcije.

Uopšteno govoreći, period u kome se nalazimo karakteriše dalji intenzivan razvoj dizel-lokomotiva u SAD i stagnacija njihovog razvoja u većini evropskih zemalja. Za razliku od Evrope, gde su u posleratnom periodu u modernizaciji vuče dizel-lokomotive imale nepobitnu ulogu, ali su kasnije zbog energetske krize, sve skupljeg dizel-goriva i elektrifikacije potisnute u drugi plan, u SAD, Kanadi i većini zemalja u razvoju dizel-lokomotiva i danas predstavljaju osnovu vuče, bez nagoveštaja da će se i ubuduće ovo stanje bitnije menjati. Kao posledica ovakve orijentacije, veoma naglašene konkurentne borbe vodećih proizvođača dizel-lokomotiva u SAD, firmi General Motors i General Electric, sve skupljeg dizel-goriva i u SAD i sve strožijih zahteva korisnika lokomotiva ne samo u SAD već i u zemljama u razvoju, dizel-lokomotiva u SAD razvijaju se u pravcu povećanja apsolutne i specifične snage, smanjenja specifične potrošnje goriva, optimalizacije vučnih parametara i boljeg korišćenja adhezije, poboljšanja kvaliteta i pouzdanosti i smanjenju troškova eksploatacije i održavanja. To ne znači da se dizel-lokomotive i njihove komponente ne razvijaju i u drugim zemljama. Bilo da se radi o dcaćim potrebama ili izvozu, pogotovo kada je reč o lokomotivama manjih snaga i za manevru, dizel-lokomotive se i u Evropi i u Japanu razvijaju posebno u pravcu poboljšanja ekonomičnosti, električnog prenosa naizmenične struje i šire primene elektronike. Međutim, u većini zemalja u svetu osnovu proizvodnje vozniha lokomotiva danas čine lokomotive i njihovi osnovni agregati američke konstrukcije ili porekla.

U narednim poglavljima pokušaćemo da damo osvrt na osnovne pravce savremenog razvoja dizel-lokomotiva u svetu, sa težištem na američkom razvoju, pogotovo kod firme Electro-Motive Division of General Motors Corporation, čije su lokomotive bile kroz uvoz ili proizvodnju u našoj zemlji, u Industriji »Đuro Đaković«, najbrojnije na Jugoslovenskim železnicama.

2. RAZVOJ DIZEL-LOKOMOTIVA U SVETU

Kao što smo u uvodnom delu napomenuli, opšte tendencije u savremenom razvoju dizel-lokomotiva u svetu idu u pravcu povećanja njihove apsolutne i specifične snage, smanjenja specifične potrošnje goriva, optimalizacije vučnih parametara i bolje iskoristivosti adhezije, poboljšanja kvaliteta i pouzdanosti, smanjenja troškova eksploatacije i održavanja i olakšavanja rukovanja. Ovo se realizuje bilo kroz poboljšanje konstrukcije pojedinih agregata i sklopova, bilo kroz primenu novih rešenja, uključujući sve širu primenu elektronike.

Mada su u razvoju dizel-motora ne beleže spektakularni rezultati, vidna su poboljšanja u specifičnoj potrošnji goriva i smanjenju snage za pomoćne pogone. Kao posledica energetske krize, sve su intenzivnija istraživanja u području alternativnih goriva. Nagli razvoj elektronike omogućava razvoj novih sistema električnog prenosa, dovodeći u pitanje dalju primenu hidrauličnog prenosa i u zemljama koje su ga tradicionalno razvijale i koristile. Radi poboljšanja adhezivnih svojstava, smanjenja otpora u krivinama i smanjenja troškova održavanja, razvijaju se novi tipovi radijalnih obrtnih postolja. Kao sledeći razvoj na električnim lokomotivama, opšte je prihvaćen novi pristup regulaciji vučnih sila na granici adhezije. Kroz primenu mikroprocesora ne samo da se olakšava rukovanje lokomotivama već se posredstvom sistema za dijagnostiku omogućuje praćenje radne sposobnosti pojedinih vitalnih agregata i delova i optimalno planiranje njihove popravke.

2.1. Razvoj dizel-motora i pomoćnih uređaja

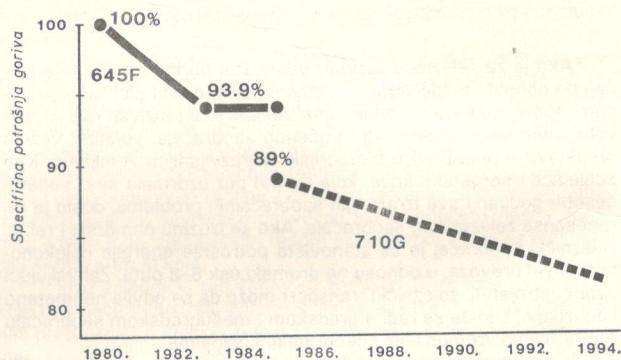
U sklopu opšteg koncepta razvoja i konstrukcije lokomotiva, evropski i američki proizvođači imaju različite pristupe u razvoju dizel-motora. Pošto je na ovu temu objavljeno više stručnih radova, a razlike u pristupima su poznate stručnoj javnosti, usredsredimo pažnju na današnji razvoj motora i pomoćne opreme.

Kako su kod većine evropskih proizvođača, kroz četvorotaktni princip rada, visoke brojeve obrtaja i visoke stepene prehranjivanja, dizel-motori već dostigli niske specifične potrošnje goriva g/kWh i visoke specifične snage kW/kg – što omogućuje gradnju i najsnažnijih lokomotiva sa nižim osovinskim pritiscima, doduše na uštrb radnog veka i pouzdanosti – pažnja u daljem razvoju motora posvećuje se ne samo poboljšanjima ekonomičnosti i pouzdanosti, već i adaptacijama motora na lošija ili alternativna goriva.

Sledeći princip gradnje dizel-motora srednjih brojeva obrtaja i nižih stepena prehranjivanja i suočeni sa zahtevima za sve ekonomičnijim lokomotivama veće specifične snage, američki proizvođači danas ulažu velike napore ne samo da poboljšaju izlazne parametre dizel-motora već i smanje gubitke u pomoćnim pogonima i prenosu snage.

U tome pogledu posebno je ilustrativan primer firme EMD, koja dosledno neguje i razvija svoj dvotaktni motor kojim danas i u pogledu ukupne ekonomičnosti lokomotiva uspešno odoleva kokurenciji drugih proizvođača.

Iz familije dizel-motora 567, koja je u posleratnim godinama stekla svetsku reputaciju, EMD je šezdesetih godina uveo u serijsku proizvodnju familiju motora 645, koji su ugrađeni u više tipova lokomotiva JŽ. Zadržavajući osnovni koncept, osnovne gabarite i mnoge delove motora 567, motori 645 omogućili su kroz povećanje radne zapremine prehranjivanje povećanje broja obrtaja, gradnju motora veće snage, ali je osnovni nedostatak motora 567 u pogledu visoke specifične potrošnje goriva zanemarivan sve do pojave energetske krize i porasta cena dizel-goriva. Da bi smanjio specifičnu potrošnju goriva i povišio snagu svojih motora, EMD sedamdesetih godina ulazi u program daljih poboljšanja i razvoja motora familije 645E3 u nekoliko faza. Tako su nastali motori tipa 645E3B, koji kroz različita poboljšanja imaju manju specifičnu potrošnju goriva u odnosu na motore 645E3 za oko 7%. Razvojem motora tipa 645E3 ne samo da je smanjena specifična potrošnja goriva u istom iznosu već je povećana snaga za oko 15%. Sledeći korak bio je razvoj motora tipa 710, kod kojih je zadržan isti prečnik cilindara, ali povećan hod klipova od 254 mm na 279,4 mm. Zadržavajući istu srednju brzinu klipova koju imaju motori tipa 645, povećanjem zapremine cilindara i drugim poboljšanjima omogućeno je povećanje snage za oko 20% i smanjenje specifične potrošnje goriva za oko 11% u odnosu na motore tipa 645E3. Dalji razvoj motora 710, pored povećanja snage, ide u pravcu smanjenja specifične potrošnje goriva, kako je to prikazano na slici 1.



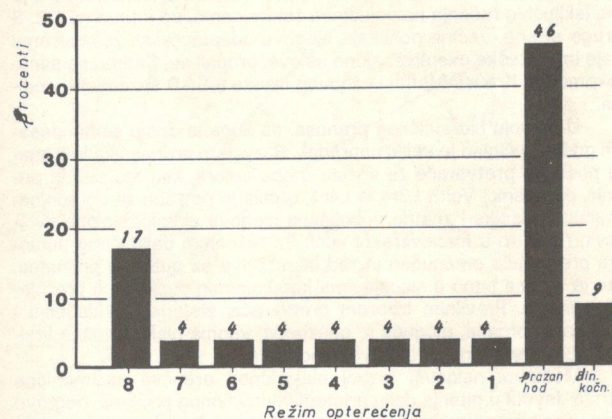
Slika 1 – Smanjenje specifične potrošnje goriva motora EMD

Nekoliko reči o poboljšanjima koja su omogućila smanjenje potrošnje goriva i povećanje snage. U odnosu na ranije turbokompresore tipa E3, razvijeno je nekoliko novih tipova turbokompresora (Eb, F3A), koji pored opšteg poboljšanja konstrukcije i pouzdanosti imaju veće stepene korisnosti. Stepem kompresije motora povećan je sa 1:14,5 na vrednosti 1:16. Modificirane su brizgaljke i povećan njihov protočni presek, što je omogućilo bolje raspršivanje i sagorevanje goriva. Smanjen je razmak gornjih klipnih prstenova od čeonih površina klipova, što je omogućilo efikasnije ispiranje. Poboljšana je konstrukcija osovinica i ležišta nosača klipova, poboljšana je konstrukcija bregastih osovinica, primenjena je tehnologija laserske obrade površina košuljica, umesto dve ugrađuje se jedna pumpa za vodu itd. Sve ovo omogućilo je da se, pored ekonomičnosti i snage, poboljša radni vek i pouzdanost motora.

Već smo rekli da američki proizvođači dizel-lokomotiva, posebno firma EMD, pristupaju problemu ekonomičnosti i povećanja sna-

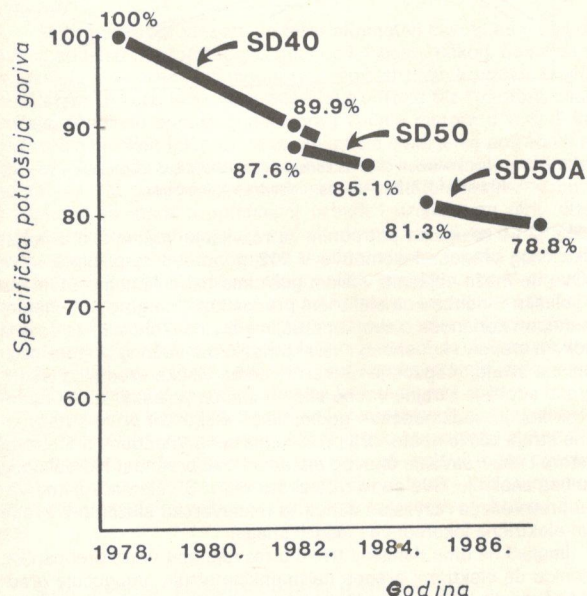
ge lokomotiva, ne samo kroz traženje rešenja u dizel-motoru već i u poboljšanjima pomoćne opreme, prenosa snage i konstrukcije lokomotiva u celini – što je sa gledišta ukupne ekonomije vuče i performansi lokomotiva jedino i ispravno.

Imajući na umu da čak i u američkim uslovima vuče, koju karakterišu duge vožnje pod punim opterećenjem i bez zaustavljanja, lokomotive rade sa veoma promenljivim opterećenjima, slika 2, i da ovo 46% vremena otpada na rad dizel-motora na praznom hodu, lo-



Slika 2 – Procentualno učešće pojedinih režima opterećenja

gično je da se traže rešenja za najekonomičniji rad dizel-motora i pomoćne opreme u svim režimima opterećenja lokomotive. Smanjenjem broja obrtaja dizel-motora na praznom hodu sa 315 o/min na 200 o/min, boljom konstrukcijom izduvnog sistema motora, ugradnjom ventilatora hladnjaka sa dva ili više različitih brojeva obrtaja, ugradnjom spojnika za isključivanje između dizel-motora i kompresora, poboljšanjem stepena korisnosti ventilatora vučnih motora i njihovim isključivanjem kada hlađenje vučnih motora nije potrebno, omogućenjem rada elektrodinamičke kočnice i u nižim pozicijama ručice opterećenja, omogućuje se dalje smanjenje potrošnje goriva za oko 5% i povećava raspoloživa snaga dizel-motora za vuču. Uzimajući u obzir dalja poboljšanja rada pomoćne opreme na lokomotivama tipa SD50A za potrebe američkih železničkih kompanija, u koje se ugrađuju dizel-motori tipa 710, planira se smanjenje potrošnje goriva na 78,8% u odnosu na potrošnju koju imaju lokomotive tipa SD40 se dizel-motorom 645E3, slika 3.



Slika 3 – Smanjenje specifične potrošnje goriva pojedinih tipova lokomotiva EMD

2.2. Razvoj prenosa snage

Za razliku od dizel-motora koji u svome razvoju slede određene principe i koncepte, kod električnog prenosa snage, kao posledica opšteg razvoja tehnologije i elektronike, dešavaju se radikalne promene i pojavljuju nova rešenja.

Električni prenos istosmerne struje decenijama je bio jedino rešenje prenosa kod dizel-električnih lokomotiva. Imajući na umu istorijat razvoja električnih rotacionih mašina i izvanredne vučne karakteristike motora istosmerne struje, to je i razumljivo. Čak su doskora gotovo isključivo korišćeni ne samo kod električnih lokomotiva istosmerne već i naizmjenične struje. Motori naizmjenične struje, bez obzira što su jednostavnije i lakše konstrukcije, ne trebaju kolektor i četkice i dopuštaju veće brojeve obrtaja, imaju više stepene korisnosti i praktično trajno mogu prenositi puno opterećenje, kao vučni motori iziskuju ne samo regulaciju napona već i učestanosti. U doba kada poluprovodnička tehnika nije bila dovoljno razvijena, to se moglo postići jedino posredstvom rotacionih mašina kao što je bio slučaj sa lokomotivom SNCF iz 1955. godine, na kojoj je monofazna struja iz kontaktnog voda napajala monofazni motor, ovaj pogonio generator istosmerne struje čijom se strujom napajao motor istosmerne struje koji je pogonio trofazni generator naizmjenične struje. Pogonjen promenljivim brojevima obrtaja, trofazni generator je obezbeđivao naizmjeničnu struju promenljive učestanosti za rad trofaznih vučnih motora. Dakle, veoma složeno i skupo rešenje praćeno sa višestrukim pretvaranjem električne energije u mehaničku i obrnuto, pa prema tome i velikim gubicima.

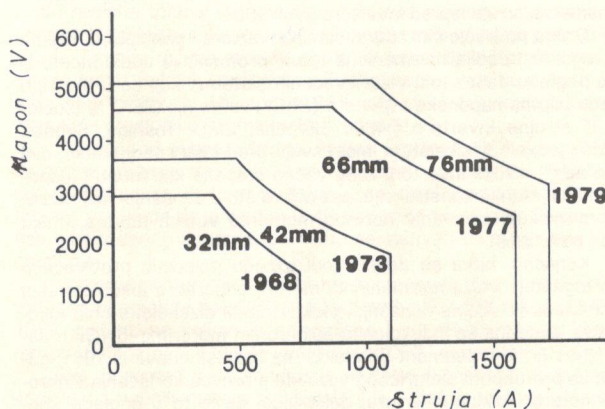
Prvi korak u prelasku na električni prenos naizmjenične struje kod dizel-električnih lokomotiva učinjen je sa generatorima naizmjenične struje i ispravljanjem njihove struje u poluprovodničkim ispravljačima radi napajanja vučnih motora istosmernom strujom. Po ovome principu izvedene su i dizel-električne lokomotive JŽ serija 663, 645 i 666, o čemu je u domaćoj stručnoj štampi objavljeno više radova.

Bez obzira što prvi pokušaji korišćenja vučnih motora naizmjenične struje kod električnih lokomotiva datiraju iz daleke 1898. godine, kada je Siemens izgradio prototip trofazne lokomotive sa direktnim napajanjem trofaznih vučnih motora, ili što su trofazne lokomotive našle širu primenu u Italiji između dva svetska rata, tek je razvoj tiristora omogućio jednostavnija, efikasnija i pouzdanija rešenja korišćenja vučnih motora naizmjenične struje, odnosno punog korišćenja rotacionih mašina naizmjenične struje, za čiju se najširu primenu u svim oblastima tehnike zalagao naš Nikola Tesla.

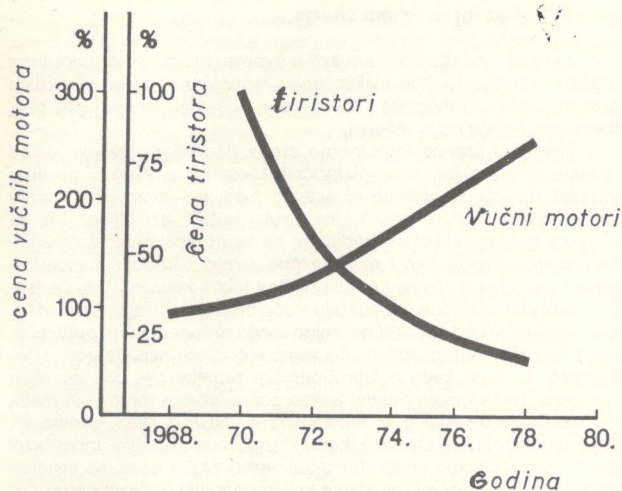
Mada je prvu dizel-električnu lokomotivu sa vučnim motorima naizmjenične struje izgradila firma Brush 1965. godine, na kojoj su upotrebljeni tiristorski invertori za stvaranje naizmjenične struje promenljive učestanosti, puni zamah korišćenju vučnih motora naizmjenične struje kod dizel-električnih lokomotiva dao je projekat firme BBC krajem šezdesetih godina.

Po ovome principu BBC i Henschel izgradili su prototip poznate dizel-električne lokomotive DE 2500 snage 1.840 kW, a po sličnom konceptu i uz poboljšanja invertora i dizel-motorima EMD snage 2.430 kW i serije lokomotiva za danske i norveške železnice.

Buran razvoj tiristora u pravcu povećanja dimenzija i snage po jednom elementu, slika 4, i sniženja troškova proizvodnje, slika 5,

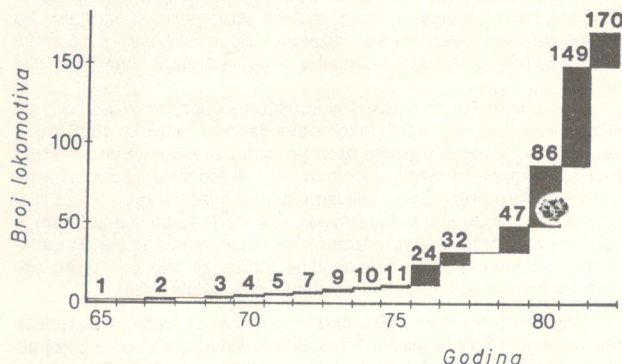


Slika 4 – Porast snage tiristora



Slika 5 – Promena cena tiristora i konvencionalnih vučnih motora istosmerne struje

(na dijagramu je prikazan istovremeni porast cena konvencionalnih vučnih motora istosmerne struje), dao je podstreka mnogim proizvođačima u svetu da rade na razvoju vučnih motora naizmjenične struje, tako da naglo raste broj izvedenih lokomotiva sa vučnim motorima naizmjenične struje, slika 6.



Slika 6 – Broj izvedenih lokomotiva sa vučnim motorima naizmjenične struje

Današnji razvoj lokomotiva sa vučnim motorima naizmjenične struje ide u nekoliko pravaca. Pre svega radi se na rešenjima koja omogućuju da se sa identičnim ili sličnim invertorima i vučnim motorima grade električne i dizel-električne lokomotive, električne lokomotive sa više sistema napajanja, ili kombinovane električne i dizel-lokomotive. Firms Siemens i Kaelble und Gmeinder izvele su lokomotivu sa napajanjem strujom iz kontaktnih vodova 15 kV, 16 2/3 Hz ili 50 Hz ili rad sa sopstvenim dizel-motorom, na kojoj je napon istosmerne struje ispred invertora uvek 900 V.

Drugo područje čini razvoj samih invertora i principa po kojima se regulišu i dobija naizmjenična struja promenljive učestanosti. U tom pogledu danas ima više izvedenih sistema, koji se u principu svode bilo na naponske invertore (BBC, Alstom, ASEA, Mitsubichi) ili strujne invertore (AEG, Siemens, EMD, Toshiba, Škoda). Mada i jedan i drugi sistem imaju svoje prednosti i nedostatke, čini nam se da strujni invertori, zbog većeg stepena korisnosti i jednostavnije i jeftinije konstrukcije, bez obzira što u današnjoj fazi razvoja prouzrokuju pulziranje obrtnog momenta vučnih motora, imaju veću budućnost.

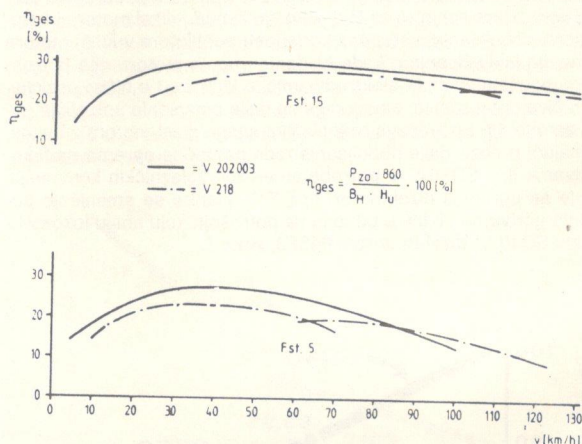
Konačno, bitka se danas vodi između pojedinih proizvođača oko toga koju vrstu naizmjeničnih motora odabrati u lokomotivskoj vuči. Mada je većina današnjih električnih ili dizel-električnih lokomotiva izvedena sa indukcionim asinhronim motorima, SNCF u saradnji sa firmom Jeumont-Schneider na bazi iskustava iz 1961. godine sa prototipom električnog voza ide u pravcu korišćenja sinhronih motora i ciklokonvertora, dokazujući da je to u pogledu konstrukcije, komutacije i vučnih parametara bolje rešenje. Međutim, prostor nam ne dozvoljava da ulazimo u dalje analize oba ova sistema.

Govoreći o prenosu snage kod dizel-lokomotiva, treba pomenuti i hidraulični prenos, njegov današnji razvoj i odnose sa električnim prenosom.

Prednosti hidrauličnog prenosa u pogledu težine, jednostavnosti regulacije i iskoristivosti adhezije, kao i nedostaci u pogledu stepena korisnosti, složenosti konstrukcije i osetljivosti u eksploataciji i održavanju, naročito njegovih prenosnih organa – dobro su poznati. zahvaljujući doslednosti u razvoju, hidraulični prenos doskora je bio isključivo rešenje na pojedinim železnicama, pogotovo na DB. S druge strane, većina pokušaja njegove adaptacije na železnicama koje imaju teške eksploatacione uslove, propali su. Setimo se samo lokomotiva Krauss-Maffei i njihovog fijaska u SAD šezdesetih godina.

U razvoju hidrauličnog prenosa, do koga je došlo sedamdesetih godina, učinjen je veliki napredak. Razvojem prenosnika koji imaju posebne pretvarače za vožnju u oba smera, kao što su, na primer, prenosnici Voith L3r4 ili L4r4, otpala je potreba za ugradnjom međuprenosnika i znatno poboljšana njegova eksploataciona svojstva, naročito u manevarskoj vuči. Sa rešenjem delimičnog punjenja pretvarača omogućen je rad lokomotiva sa puzećim brzinama, što je veoma bitno u slučajevima kontinualnog punjenja ili praznjenja vagona. Pravilnim izborom pretvarača, sistema za hlađenje i prenosnih organa, moguće je obezbediti veoma niske kritične brzine i visoke stepene iskoristivosti adhezije.

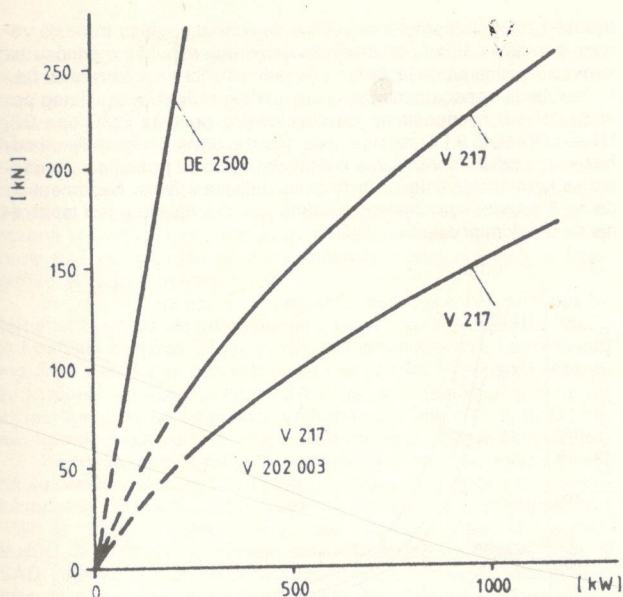
Međutim, najnoviji razvoj električnog prenosa naizmjenične struje dovodi u pitanje dalju primenu hidrauličnog prenosa, pogotovo kod voznih lokomotiva. Sve prednosti koje je dosada imao u pogledu težine, iskoristivosti adhezije i minimalne kritične brzine danas su na strani električnog prenosa naizmjenične struje. Da je to tačno pokazuju rezultati uporednih ispitivanja koje je proveo DB. Pomenimo ovde samo neke od njih. Zahvaljujući visokim stepenima korisnosti generatora i vučnih motora naizmjenične struje, ukupni stepen korisnosti lokomotive V 202 (DE 2500) viši je u gotovo svim područjima brzina i opterećenja od lokomotive V 218, slika 7. Veoma bitna



Slika 7 – Uporedne vrednosti stepena korisnosti dizel-električne lokomotive V 202 i dizel-hidraulične V 218 kod punog i delimičnog opterećenja

razlika je i u snagama potrebnim za razvijanje vučnih sila u korist električnog prenosa lokomotive V 202, pogotovo na polasku, slika 8. Ovo se može objasniti velikim gubicima hidrauličnog pretvarača na polasku u odnosu na električni prenos koji ima gotovo konstantan stepen korisnosti u svim područjima brzina. Zahvaljujući veoma visokom stepenu korisnosti i karakteristikama vučnog motora naizmjenične struje, moguće je ostvariti veoma visoke vrednosti iskoristivosti adhezije i trajne vučne sile od samog polaska. Jedini nedostatak koji je sedamdesetih godina imao električni prenos naizmjenične struje bila je nešto viša proizvodna cena. Međutim, brzi razvoj tiristora i usavršavanje čitavog sistema i ovu prednost hidrauličnog prenosa anuliraju. Sve su to razlozi što se i u SR Nemačkoj kod većine proizvođača razvijaju i danas za manevarsku službu proizvode dizel-električne lokomotive i manjih snaga.

Imajući na umu današnji trend u razvoju obe vrste prenosnika, činjenicu da električni prenos naizmjenične struje omogućuje gradnju električnih i dizel-električnih lokomotiva ili kombinovanih lokomotiva sa mnogim unificiranim agregatima i uređajima, uvereni smo da je područje buduće primene hidrauličnih prenosnika svedeno na lagane motorne vozove i lokomotive malih snaga.



Slika 8 - Snaga potrebna za razvijanje vučnih sila kod lokomotiva DE 2500 i V 217 (u oba režima prenosa)

2.3. Mikroprocesori na dizel-lokomotivama

U današnje vreme opšte kompjuterizacije, mikroprocesori ili kompjuteri nalaze sve širu primenu i na lokomotivama. Mada se na njihovoj primeni radi u većini industrijski najrazvijenijih zemalja, zadržimo se ukratko na razvoju kod EMD i dosadašnjim rezultatima primene mikroprocesora na dizel-električnim lokomotivama ove firme.

Prvu fazu u široj primeni elektronike u upravljačkim, regulacionim i kontrolnim strujnim krugovima činili su modulske blokovi, koji su u sebi objedinjavali pojedine funkcije i omogućavali lako i brzo lociranje kvarova i njihovo otklanjanje. Napomenimo da su modulske blokovi široko primenjeni na više tipova dizel-električnih lokomotiva JŽ, posebno lokomotivama serija 645 i 666.

Sa prvim radovima na primeni mikroprocesora na svojim dizel-električnim lokomotivama EMD je počeo još pre desetak godina, ali su oni po prvi put bili ugrađeni na lokomotivi tipa SD 50 pre par godina, na kojoj su primenjena i mnoga druga rešenja uključujući i rešenje kontrolisanog proklizavanja točkova, o čemu će kasnije biti više reči.

Sistem mikroprocesora na ovoj lokomotivi sastoji se od tri osnovna pod sistema: logičkog, uzbuđenog i dijagnostičkog. Sa njima se zamenjuju svi dosadašnji moduli pojedinih strujnih krugova. Logički pod sistem ili kompjuter kontroliše broj obrtaja dizel-motora, smer vožnje, promenu sprege generatora i vučnih motora u vuči ili kao elektroodinamičkog kočenja, te je omogućilo smanjenje potrebnih releja za oko 75% i pojednostavljenje ormara sa visokonaponskim aparatima. Na osnovu odabranog režima rada lokomotive, uzbuđni kompjuter se stara o optimalnoj uzbuđi i uzajamnom radu dizel-motora, glavnog generatora i vučnih motora, sa ciljem da se obezbedi optimalna potrošnja goriva i vučne sile na granici optimalnih vrednosti adhezije. Konačno, dijagnostički kompjuter prati, signalizira i memorira pojedine nedostatke i kvarove, pružajući mogućnost uvida u stvarno stanje pojedinih agregata i organa i njihovu zrelost za intervencije i održavanje. Potrebno je istaći da mikroprocesori omogućavaju smanjenje i pojednostavljenje kontrolnih instrumenata i njihovu zamenu sa monitorima na kojima se sve očitava.

Dalji razvoj kompjuterizacije na lokomotivama, pored poboljšanja konstrukcije i pouzdanosti, ide u pravcu stvaranja sistema za programiranje rada lokomotiva zavisno od uslova opterećenja i uslova na pruzi, kao i u pravcu proširenja podataka koji se memoriraju radi njihovog korišćenja u istorijatu lokomotiva i kod održavanja.

2.4. Uređaji za kontrolisano proklizavanje

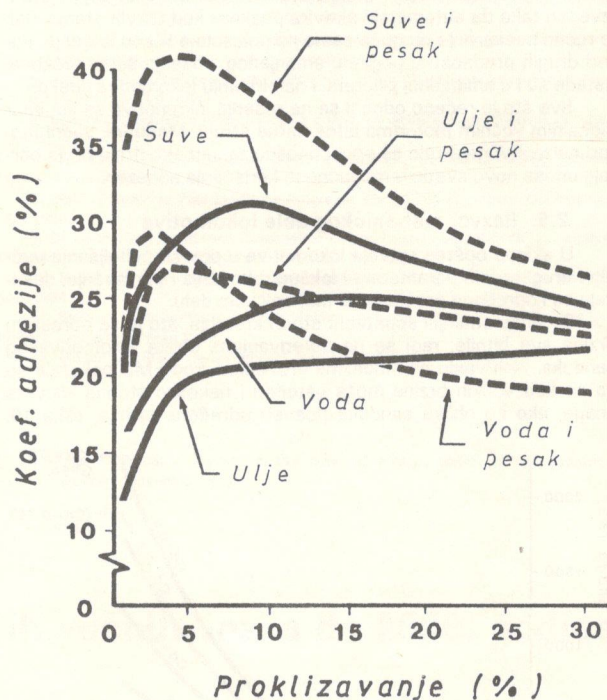
Dugo je u železničkoj vuči bila praksa da su se vučne sile određivale tako da budu manje od prosečnih vrednosti adhezije, a kada

bi na polascima, usponima ili kod pogoršanog stanja između točkova i šina došlo do klizanja, upotrebljavao se pesak i obarale vučne sile. Kod lokomotiva koje imaju međusobno mehanički vezane osovine, kao što je slučaj sa parnim i dizel-hidrauličnim lokomotivama, moguće je ostvariti veće vučne sile i bolje iskoristiti adhezionu masu lokomotiva. Kod električnih i dizel-električnih lokomotiva sa pojedinačnim pogonom osovina, zbog rasterećenih lokomotiva sa pojedinačnim pogonom osovina, zbog rasterećenja i različitog stanja na šinama od osovine do osovine, iskoristivost adhezione mase je lošija.

Da bi se ovaj problem ublažio, a posebno kod lokomotiva električnih i dizel-električnih, u prošlosti su razvijeni mnogi sistemi zaštite od klizanja razvijane (posebne konstrukcije postolja i sanduka da bi efekat rasterećenja bio što blaži, grade se monomotorna obrtna postolja itd.).

Tendencije za gradnju lokomotiva sa što većom koncentracijom snage i korišćenjem adhezije, kao i obimna istraživanja o prirodi adhezije doveli su do razvoja potpuno novih sistema regulacije vučnih sila na granici adhezije.

Princip rada ovih sistema počiva na prirodi promene koeficijenta adhezije u zavisnosti od stepena proklizavanja, slika 9. Zavisno



Slika 9 - Koeficijent adhezije u funkciji od proklizavanja i stanja na šinama

od stanja na šinama (da li su suve, posute peskom i suve, posute peskom i vlažne, zamašćene itd.) krive koeficijenta adhezije imaju različite tokove, ali u većini slučajeva koeficijent adhezije sa porastom proklizavanja do neke vrednosti raste, a zatim počinje da opada. Drugim rečima, ako se obezbedi kontrolisano proklizavanje do vrednosti do kojih koeficijent adhezije raste, može se preneti daleko veće vučne sile, čak i preko 30%, nego u slučaju kada je proklizavanje u granicama veoma malih vrednosti.

Polazeći od ovoga principa, većina proizvođača električnih lokomotiva u Evropi razvila je ili razvija sopstveni sistem kontrolisanog proklizavanja. Kada je međutim, reč o dizel-električnim lokomotivama, verujemo da je sistem EMD pod imenom »Super Series« za nas od posebnog interesa, pa ćemo se zadržati na njegovom kraćem opisu.

Pomenuti sistem po prvi put bio je masovno ispitivan na 23 prototipske lokomotive tipa GP40X 9 lokomotiva SD 40X tokom 1978. i 1979. godine, na kojima je primenjeno i niz novih rešenja (dizel-motor 16-645F od 2.830 kW, vučni motor D87 i generator AR15).

Bilo da se radi o lokomotivama sa četiri ili šest vučnih motora, serijski tip vučnih motora u paralelnoj je i stalnoj vezi sa glavnim generatorom. Osnovni princip rada sistema kontrolisanog proklizavanja počiva na obrazovanju graničnog napona na spojevima vučnih

motora, koji u funkciji od broja obrtaja i struja, ograničava ili reguliše proklizavanje. Da bi se to postiglo, lokomotiva je opremljena nizom elektronskih uređaja koji u zavisnosti od opterećenja lokomotive, struja u pojedinim motorima, brzine vožnje i trenutnog stanja na šinama, improvizuje izraz za napon na spojevima vučnih motora. Ako jedan koloski slog proklizava u odnosu na druge, ili više proklizava od drugih, na spojevima njegovog vučnog motora javiće se dodatni napon. S druge strane, kroz ovaj motor će proticati najmanja struja.

Na ovaj način obrazuje se trenutni granični napon, koji se ne sme prekoračiti ako se želi da proklizavanje ostane u optimalnim granicama. Koja je njegova trenutna vrednost zavisi i od napona koji odgovara radu motora bez proklizavanja. Da bi obezbedio podatak o stvarnoj brzini lokomotive, odnosno o naponu koji bi motor imao bez proklizavanja, lokomotiva je opremljena posebno konstruisanim radarskim uređajem, koji čini deo sistema.

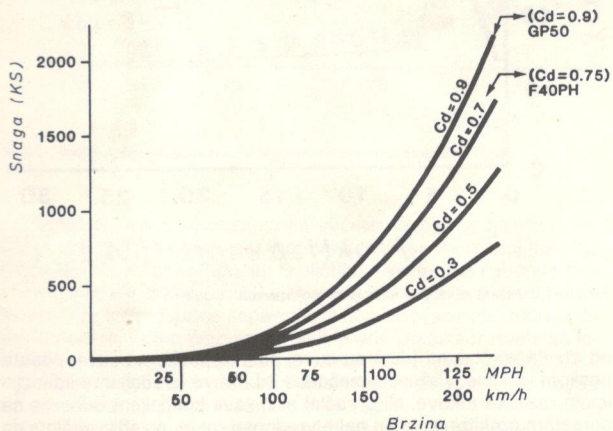
Pošto kontrolisano proklizavanje počiva na drugim principima od klasične zaštite od klizanja, upotreba peska je ograničena i svedena na najmanju moguću meru. Od prirode toka krivih koeficijenta adhezije za različita stanja na šinama proizlazi da posipanje peska jedino ima smisla kada je stanje izrazito loše. Zbog toga je sistem izveden tako da automatski aktivira peskare kod takvih stanja, dok je ručno peskarenje moguće samo na polascima ili kod kočenja. Pored drugih prednosti u pogledu smanjenog trošenja šina i točkova, uštede su i u smanjenoj pripremi i namirivanju lokomotiva peskom.

Sve što je rečeno odnosi se na rešenja lokomotiva sa konvencionalnim vučnim motorima istosmerne struje. Međutim, vučni motori naizmjenične struje sa sposobnošću za samokontrolu broja obrtaja unose novo svetlo u mogućnosti korišćenja adhezije.

2.5. Razvoj mehaničkog dela lokomotiva

U sklopu opšteg razvoja lokomotiva u pravcu poboljšanja vučnih i drugih rdnih parametara i lakšeg rukovanja i održavanja, dešavaju se i određene promene na mehaničkom delu.

Da bi se smanjili sopstveni otpori kretanja, što je sa porastom brzina sve bitnije, radi se na doterivanjima oblika lokomotivskog sanduka. Ispitivanja na modelima provedena kod EMD pokazala su da se kod velikih brzina može uštedeti i nekoliko stotina kilovata snage, ako se obliku sanduka posveti određena pažnja, slika 10.



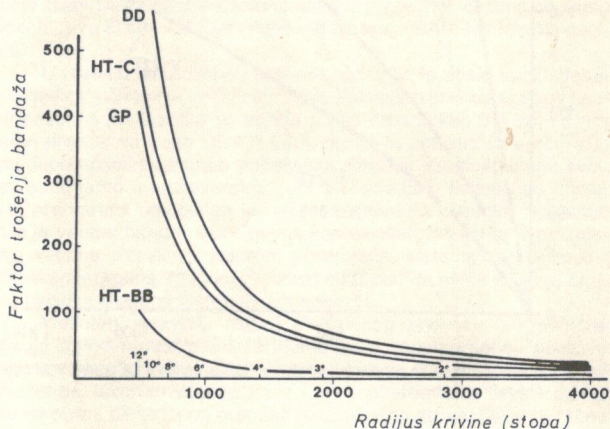
Slika 10 - Dijagram utroška snage na savlađivanje otpora vazduha

Samo mala zaobljenja na uglovima kod brzine od 100 km/h donose uštedu od 75 kW.

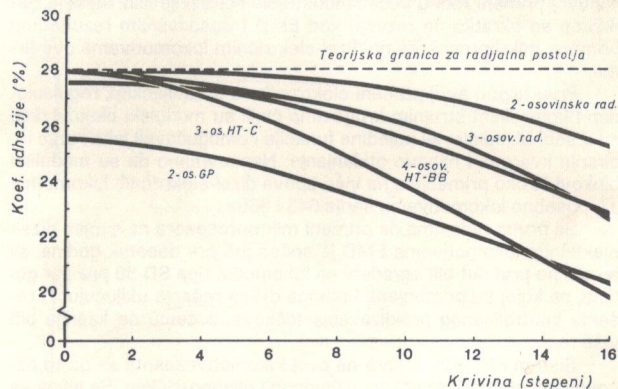
Posebno poglavlje predstavlja savremeni razvoj obrtnih postolja. Sa klasičnih obrtnih postolja sa krutim vođenjem koloskih slogova, sve se više prelazi na radijalna i zglobna obrtna postolja. Mada prve ideje o radijalnim postoljima potiču iz 1881. godine, kada je Robinson patentirao radijalno vođenje koloskih slogova na teretnim vagonima, prva radijalna postolja na lokomotivama primenile su Britanske železnice i firme ASEA i Henschel. Iako se u EMD na prvim analitičkim modelima za vrednovanje radijalnih postolja počelo raditi još 1959. godine, tek se u sklopu opšteg rada na poboljšanju konstrukcije, smanjenju troškova održavanja, poboljšanju adhezionih svojstava i smanjenju otpora kretanja lokomotiva intenzivnije radi na razvoju radijalnih i zglobnih postolja.

Ne ulazeći u dublje analize širokog spektra mogućih rešenja, proračuni i ispitivanja na modelima pokazali su velike prednosti ra-

dijalnih i zglobnih postolja sa 2, 3 i 4 osovine u pogledu trošenja venaca bandaža i šina i ostvarivih koeficijenata adhezije u odnosu na konvencionalna postolja. Ilustracije radi, na slici 11 prikazani su faktori trošenja venaca bandaža 4-osovinskog radijalnog zglobnog postolja HT-BB u odnosu na konvencionalna postolja EMD tipa GP, HT-C i DD sa 2, 3 i 4 osovine, a na slici 12, ostvarivi koeficijenti adhezije sa različitim verzijama radijalnih i zglobnih postolja u poređenju sa konvencionalnim, u funkciji od radijusa krivine. Napomenimo da se 4-osovinska radijalna i zglobna postolja nalaze u fazi ispitivanja na brdskim prugama u SAD.



Slika 11 - Faktor trošenja bandaža u funkciji od radijusa krivine za različite tipove postolja



Slika 12 - Ostvarive vrednosti koeficijenta adhezije za pojedine tipove obrtnih postolja lokomotiva EMD

Pored opšte tendencije da se svi mehanički pomoćni pogoni zamene električnim pomoću malih motora naizmjenične struje i na taj način pojednostavi konstrukcija i razmeštaj pomoćnih agregata i smanje troškovi njihovog održavanja, sve se više primenjuju ležaj ili tarne površine od plastičnih masa, koje ne iziskuju podmazivanje i održavanje.

Kada je reč o obliku lokomotivskog sanduka i položaju upravljačnica, pomenimo interesantno rešenje primenjeno na lokomotivi EMD tipa JT22CW za Irske železnice, koja ima dve čeonje upravljačnice i oplatu motorskog prostora sa podržnim platformama. Ovim rešenjem podmireni su oprečni zahtevi u pogledu dobre vidljivosti za vreme vožnje i lakog pristupa agregatima za vreme održavanja.

3. ALTERNATIVNA GORIVA I IZVORI SNAGE

Po stepenu korisnosti, stepenu razvoja i pouzdanosti u radu, dizel-motor je danas nezamenljiv izvor snage u autonomnoj železničkoj vuči. Međutim, energetska kriza, sve manje rezerve nafte i sve skuplje dizel-gorovo pokrenuli su u mnogim zemljama istraživanja na gorivima koja mogu biti dopuna ili zamena dizel-gorivu, kao i istraživanja na polju zamene dizel-motora drugim autonomnim izvorima snage.

Problem nije jednostavan i zadire u mnoge oblasti istraživanja, počevši od prilagođavanja konstrukcije dizel-motora i njegove pomoćne opreme novim vrstama goriva, uskladištenja i zaliha na lokomotivama, raspoloživih rezervi i tehnologije proizvodnje novih vrsta goriva i troškova prerade i cena. Ako se, na primer, uporede današnje svetske cene pojedinih vrsta goriva svedeno na jedinicu toplotne moći i ako se za osnovu uzme cena dizel-goriva, cena teških derivata nafte je 64,7%, prirodnog gasa 53,5%, metanola 124,6% i uglja 24,8%. Iz ovoga proizlazi da bi ugalj sa gledišta cena i raspoloživih rezervi bio najbolja zamena dizel-gorivu. Međutim, ako se uzmu u obzir troškovi prerade sa danas poznatim tehnologijama u dizel-gorivo, slika se iz osnove menja.

Imajući na umu pomenute aspekte, današnji razvoj primene alternativnih goriva ide prvenstveno u pravcu korišćenja težih frakcija i naftinih derivata lošijeg kvaliteta i prilagođavanja konstrukcije motora i sistema za prečišćavanje i napajanje, uključujući uređaje za mešanje i predgrevanje. U SAD i drugim zemljama radi se na eksperimentima sa određenim vrstama gasovitih goriva, dodacima alkohola dizel-gorivu, proizvodnji dizel-goriva iz ugljenih škriljaca itd.

Najnovija tehnologija dobijanja rafinirane najfinije ugljene prašine oslobođene pepela i sumpora ponovo otvara poglavlje gradnje lokomotiva bilo sa gasnoturbinskim ili hibridnim postrojenjima, kod kojih se rafinirani ugljeni prah pouzdano može koristiti kao gorivo. Budući da su troškovi prerade ovakvog goriva već danas niski, u SAD i Kanadi se već radi na projektima novih vrsta lokomotiva, koje će u budućnosti možda zameniti današnje dizel-lokomotive i biti dugoročno rešenje vuče umesto električnih lokomotiva.

4. GRADNJA DIZEL-LOKOMOTIVA U NAŠOJ ZEMLJI

Umesto zaključka recimo nekoliko reči o budućoj gradnji dizel-lokomotiva u našoj zemlji.

Činjenica je da su dizel-lokomotive i u našoj zemlji odigrale veliku ulogu u posleratnoj modernizaciji vuče, kao i da danas obavljaju vuču na mnogim prugama. Radi toga njihova dalja proizvodnja i obezbeđenje uslova za eksploataciju ne smeju biti zapostavljeni, bez obzira na prisustvo električnih lokomotiva.

Pored sopstvenih rešenja, domaća industrija poseduje više vrednih licenci i ima dugu tradiciju u proizvodnji dizel-lokomotiva, bilo sa električnim ili hidrauličnim prenosom snage. Da bi se utvrdilo gde je mesto dizel-lokomotivama u budućoj vuči na Jugosloven-

skim železnicama, koje tipove lokomotiva i kojom opremom ih ubuduće negovati i da bi se stvorio program po kome treba izaći iz sadašnjeg šarenila i obezbediti racionalnu proizvodnju rezervnih delova i održavanje, nužna je uska saradnja domaće industrije i železnice. U tom smislu ovo savetovanje predstavlja veliko ohrabrenje, jer nas vraća ranijoj praksi zajedničkog planiranja i dogovaranja. Bez pretenzija da se u razvoju dizel-lokomotiva nosimo sa vodećim proizvođačima u svetu, uvereni smo da dugoročnim planiranjem sopstvenog razvoja, uz korišćenje svega što znamo i posedujemo, možemo zadovoljiti domaće potrebe u dizel-lokomotivama.

POPIS KORIŠĆENIH PUBLIKACIJA

1. Dr Despotović P.: Osnovna načela izrade dizel-električnih lokomotiva General Motorsa i njihovo prisustvo u SOUR-u »Đuro Đaković« – stručni časopis »Đuro Đaković«, 1979/2.
2. Thomas K.: Vergleich zwischen Drehstrom-und hydrodynamischer Leistungsebertragung der Diesellokomotiven – ETR, 1981/9.
3. Dr Stier G.: Neue Antriebs-und Kraftuebertragungstechnik bei Lokomotiven der nichtbundeseigenen Eisenbahnen – ZEV-G.A., 1982/7,8.
4. Paetzold W.: Der heutige Stand der hydrodynamischen Leistungsebertragung fuer Dieselrangerlokomotiven – Voith-Druck 1982/11.
5. Wagner R.: Drehstromantriebstechnik mit Strom-Zwischenkreisumrichten fuer Lokomotiven – ZEV-G.A., 1982/2,3.
6. Gallis J.: Alternative fuels that could power the diesel engine – Railway Gazette, 1982/5.
7. Pratt T.N.: Candidate fuels for railroad application – The railroad energy technology conference, Memphis, 1982.
8. EMD Locomotive Fuel Efficiency Programs, EMD Chief Engineers' Conference, May 1984.
9. Dr Despotović P.: Internal Combustion Hybrid Engines as potential Locomotive Prime Movers, EMD Chief Engineers' Conference, May 1984.
10. Radial and Articulated Trucks for Locomotives – Chief Engineers' Conference, May 1984.
11. Sjöqvist E.: Three-Phase Traction Motors and Control Systems – EMD Chief Engineers' Conference, May 1984.
12. Meyer B.R.: Super Series Wheel Creep Control System – ASME 1981.

(Adresa: dr Prvoslav Despotović, dipl. maš. inž. i Pavao Gačić, str. inž., Industrija »Đuro Đaković« – Slavonski Brod).

Razvoj domaćih vučnih vozila do 2000. godine

UDK 629.424.001.6 (497.1)

Doc. dr Zdravko VALTER, dipl. inž.,

1. UVOD

Složenu i osjetljivu proizvodnju, u koju spada i proizvodnja železničkih vučnih vozila, nužno je planirati za duži vremenski interval. Proizvodnja železničkih vučnih vozila nema u našoj zemlji kontinuirani tok, tako da i razvoj i proizvodnja imaju znatne skokove i u pozitivnom i u negativnom smislu. Iz tog razloga planiranje na kraći period, primjerice za srednjoročno razdoblje 1986–1990, ne bi počivalo na pouzdanim pokazateljima.

Pouzdanu osnovu za dugoročno planiranje u oblasti železničkog prometa, a time i za planiranje u području modernizacije železničkih vučnih vozila, mogu se temeljiti na materijalima Komisije saveznih društvenih savjeta za probleme ekonomske stabilizacije. U 1983. godini je u okviru tih materijala objavljen i separat »Dugoročni program ekonomske stabilizacije u oblasti prometa«. Iz tog Programa je vidljivo da promet ima veoma značajnu ulogu u efikasnom i racionalnom privredivanju. Isto tako se u njemu procenjuje da modernizacija železnice u našoj zemlji kasni za oko 15 godina sa svjetskim nivoom i konstatira se da to može postati kočnica u daljnjem ukupnom privrednom razvoju.

Procesom modernizacije železnice, koji je potrebno ubrzati, pored rekonstrukcije i poboljšanja železničke mreže i usavršavanja tehnologije i procesa rada treba obuhvatiti i modernizaciju železničkih vučnih vozila. O tome u kom smislu treba usmjeriti modernizaciju vučnih vozila i kakav treba izgledati razvoj domaćih vučnih vozila govore ostvarena rješenja i postignuti rezultati u zemljama kod kojih je modernizacija išla bržim tempom. Oni mogu poslužiti kao putokaz našim daljnjim aktivnostima.

Ovaj rad ima za cilj iniciranje rasprava i pokušaj njihovih usmjeravanja na planiranje razvoja domaćih vučnih vozila do 2000. godine i kod korisnika i kod proizvođača vozila.

2. DEFINIRANJE PREDMETA RAZMATRANJA

Pojam železnice često se kod nas poistovjećuje s transportnom organizacijom Jugoslavenske železnice. Međutim, taj je pojam znatno širi i sadrži i: gradsku železnicu, industrijsku železnicu, rudničku železnicu itd.

Pod pojmom **željeznice** općenito treba podrazumijevati prometni sistem vezan uz tračnice koji služi za transport putnika i robe. Željeznička transportna sredstva posjeduju vlastiti pogon i dijele se na pogonska ili vučna vozila i na vučeni teret ili vagone.

Željeznička vučna vozila mogu se podijeliti na lokomotive i na motorna kola. Lokomotive sadrže samo pogonski ili vučni sistem i ne preuzimaju na sebe koristan teret, a motorna kola uz vučni sistem mogu ponijeti i koristan teret. Motorna kola najčešće predstavljaju dio **motornog vlaka** kao veće cjeline.

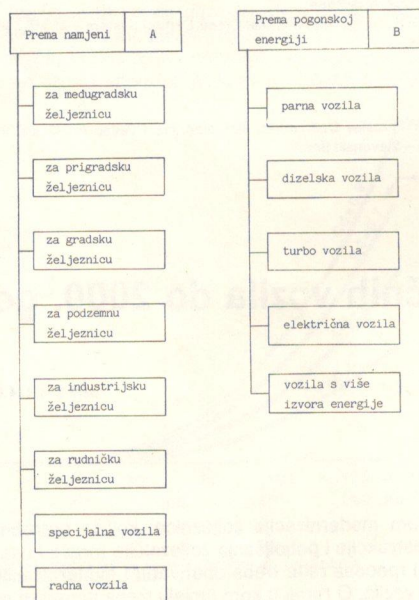
Željeznička vozila mogu se podijeliti na klasična i na nekonvencionalna.

Nekonvencionalna vučna vozila za nošenje i vođenje koriste magnetske sisteme i sisteme zračnih jastuka, a za pogon linearne električne motore ili slične pogonske uređaje. Predviđena su za brzine reda veličine 500 km/h i trebaju popuniti prazninu između današnjih brzih vlakova i avionskog prometa. Voze po vlastitoj fiksno postavljenoj trasi u slijedu, pojedinačno ili u vlakovima. Za pogon zahtijevaju izuzetno velike snage koje im je potrebno privesti s fiksno ostavljenih kontaktnih vodova. Primjerice, za pogon vozila mase oko 130 t brzinom od 500 km/h potrebna je snaga od oko 7500 kW.

Klasična vučna vozila za nošenje i vođenje vozila koriste klasične željezne tračnice, a za pogon odupiranje kotača o tračnice, odnosno adheziju.

Uz pretpostavku da u narednih 15–20 godina u našoj zemlji neće doći do značajnijeg razvoja nekonvencionalnih vučnih vozila, i to naročito ne u smislu industrijske proizvodnje, daljnje se razmatranje može ograničiti na klasična vučna vozila.

Klasična željeznička vučna vozila mogu se podijeliti prema namjeni i prema vrsti pogonske energije. Ova podjela prikazana je na slici 1.



Slika 1— Podjela klasičnih željezničkih vučnih vozila prema namjeni i prema vrsti pogonske energije

Podjela prema namjeni više odgovara specifičnostima proizvodnje i eksploatacije. Ona se za potrebe daljnje analize može nešto i suziti, tako da se u nastavku mogu odvojeno razmatrati slijedeća vučna vozila:

- vozila međugradske željeznice,
- vozila prigradske, gradske i podzemne željeznice,
- vozila industrijske i rudničke željeznice,
- specijalna i radna vozila.

3. KARAKTERISTIKE RAZVOJA VUČNIH VOZILA U SVIJETU

Osnova razvoja željezničkih vučnih vozila počiva danas na konkurenciji željezničkog prometa s cestovnim i zračnim prometom. Cestovni promet je konkurentan u području kratkih i srednjih udaljenosti, a zračni promet u području velikih udaljenosti.

Razvoj željezničkih vučnih vozila određen je stoga sa slijedeća dva temeljna zahtjeva:

- poboljšanje ekonomičnosti vuče,
- skraćanje vremena vožnje.

Veća **ekonomičnost** slijedi iz što niže cijene transporta. Utvrđeno je da je danas za isti transportni učin u željezničkom prometu potrebna trećina energije od one koju troši cestovni promet. **Skraćivanje vremena vožnje** može se postići instaliranjem većih pogonskih snaga. Ta snaga raste s trećom potencijalom brzine vožnje. Oba navedena zahtjeva svode se na potrebu izgradnje jednostavnijih i snažnijih, ali istovremeno i lakših vučnih vozila.

Pogon željezničkih vučnih vozila danas je u znaku električnog i hidrauličnog pogona, dok su ostale dvije vrste pogona, mehanički i hidrostatički, iz tehničkih i ekonomskih razloga ograničeni na manje snage. Koriste se za snage do 250 kW.

Za električni pogon karakteristična je primjena elemenata industrijske elektronike, posebno dioda i tiristora za velike snage. Statički pretvarači izgrađeni od ovih elemenata omogućavaju ne samo primjenu jednostavnijih i jeftinijih vučnih motora izmjenične struje nego pružaju i mogućnost kontinuirane regulacije vučne i kočne sile, a time i veći komfor vožnje.

Hidraulički pogon počiva na sistemu hidrodinamičkog mjenjača koji radi na Föttingerovom principu. Primjena ovog pogona nešto je potisnuta nakon ekspanzije električnog pogona, danas se koristi za snage do 1500 kW.

Pomoćni pogoni i uređaji na željezničkim vučnim vozilima također rade na električnom i hidrauličnom principu. Električni pogoni su nešto zastupljeniji i doživljavaju snažan razvoj, također zahvaljujući elementima industrijske elektronike.

Glavni i pomoćni pogoni zahtijevaju upravljanje i kontrolu znatnog broja funkcija, za što je nužno uspostaviti cjelovit **sistem upravljanja, kontrole i zaštite**. Kontrola se pri tom proteže i na vozačko osoblje i služi sigurnosti prometa. I ovi su uređaji danas u znaku elektronike, koja omogućava izgradnju uređaja s vrlo visokim stupnjem pouzdanosti. Sve više se primjenjuju i mikroročunala.

Kod **mehaničkog dijela** vozila težište je stavljeno na racionalniju konstrukciju, tehnološki jednostavnu za izvedbu, a istovremeno i laganu. Karakteristična je i primjena plastičnih masa, kao i znatan broj amortizera i elastičnih umetaka koji trebaju povećati komfor vožnje.

3.1 Vozila međugradske željeznice

Lokomotive za ovu željeznicu izvode se kao električne i kao dizel-električne. Karakterizira ih velika brzina, velika instalirana pogonska snaga i relativno mala težina. Grade se za brzine do 200 km/h.

Za električne lokomotive karakteristična je primjena tiristora, pa se stoga nazivaju i tiristorske lokomotive. Dosta često se izvode kao višesistemske lokomotive, što znači da mogu biti napajane iz raznih kontaktnih mreža. Najnovije izvedbe posjeduju trofazne asinhronne vučne motore.

Primjena asinhronih vučnih motora omogućava izgradnju snažnijih i istovremeno lakših lokomotiva. U tablici 1 navedeni su karakteristični podaci dviju električnih lokomotiva Njemačkih željeznica (DB), i to lokomotive s kolektorskim vučnim motorima E 111 i lokomotive s asinhronim vučnim motorima E 120 [1].

TABLICA 1 — UTJECAJ UGRADNJE ASINHRONIH VUČNIH MOTORA U ELEKTRIČNE LOKOMOTIVE

Pokazatelj	DB-E 111	DB-E 120
Težina okretnog postolja, komplet – kN	230	179
Trajna snaga instalirana u okretnom postolju – kW	2100	2800
Težina vučnog motora – kN	39	23
Najveća brzina vrtnje vučnog motora – min ⁻¹	1389	3600

Za dizel-električne lokomotive karakteristična je primjena kombinacije sinhronih generatora i trofaznih asinhronih vučnih motora međusobno spojenih statičkim pretvaračima koji omogućavaju odvoenu regulaciju dizel-generatorskog agregata i vučnih motora.

Motorni vlakovi odlikuju se izvanrednim komforom, a grade se i za brzine veće od 200 km/h. Karakterizira ih laka konstrukcija. Kostur je obično od čeličnih profila, a oplata od čeličnih ili aluminijevskih limova. Čeone stijene grade se iz plastičnih masa.

Motorni vlakovi se izvode za električni pogon napajan iz kontaktne mreže ili iz generatora kojeg pogoni dizel-motor ili plinska turbina. Poznate su i izvedbe s dizel-hidrauličkim pogonom.

Neki karakteristični podaci najmodernijih evropskih motornih vlakova prikazani su u tablici 2. To su vlakovi TGV Francuskih željeznica (SNCF) i vlak ET 403/404 Njemačkih željeznica (DB) [2].

TABLICA 2 – KARAKTERISTIČNI PODACI SUVREMENIH MOTORNIH VLAKOVA

Pokazatelj	TGV turbo- električni 4-djelni	TGV električni 10-djelni	ET 403/404 električni 4-djelni
Najveća brzina – km/h	300	260	200
Masa bez putnika – t	192	380	236
Trajna snaga – kW	3720	6300	3840
Snaga po jedinici mase – kW/t	19,4	16,6	16,3
Broj mjesta za putnike	300	375	183

Kod vozila međugradske željeznice očekuje se sve veća primjena upravljanja elektroničkim računalima iz vozila ili izvan vozila. Isto tako se očekuje sve veća prisutnost mikroprocesora [3].

3.2. Vozila prigradske, gradske i podzemne željeznice

Od ovih vozila zahtijeva se tiha vožnja i što manje onečišćenje okoline, posebno ispušnim plinovima. Mnogi gradovi i veće koncentracije gradova proširuju i moderniziraju postojeću prigradsku, grad-

sku i podzemnu željeznicu značajnijom orijentacijom na električnu vuču.

Osnovne značajke suvremenih vozila za ove željeznice su:

- prikladni moderni oblik, boja, izgled i oprema,
- široka vrata, široki predprostori i stepenice za brzi ulaz i izlaz,
- mirni i tihi hod,
- pokretanje i kočenje pomoću automatskog upravljanja,
- niska potreba energije zbog male težine i znatne primjene plastičnih masa,
- jednostavna njega i održavanje.

Posebna pažnja se posvećuje klimatizaciji i rasvjeti. Konstrukcija koša izvodi se od lakih materijala na bazi čelika i aluminija.

Usporedni prosječni podaci suvremenih evropskih tramvaja i tramvaja proizvedenih u našoj zemlji (TMK-1 i TZK-1) prije više od deset godina prikazani su u tablici 3 [4], [5]. Evropski tramvaji su najčešće širine 2,3 ili 2,4 m, a domaći 2,2 m zbog nešto užeg kolosijeka za koji su građeni.

TABLICA 3 – USPOREDNI PODACI TRAMVAJA PROIZVEDENIH U SVIJETU I KOD NAS

Pokazatelj	4-osovni		6-osovni		8-osovni
	TKM-1	evr.	TZK-1	evr.	evr.
Približna godina proizvodnje	1970.	1980.	1967.	1980.	1980.
Težina praznog vozila – kN	180	210	240	260	350
Dužina preko čela – m	14	16,5	18,9	20	26
Pogonska snaga – kW	240	300	240	320	340
Težina po jedinici dužine – kN/m	12,8	12,7	12,7	13	13,5
Snaga po jedinici dužine – kW/m	17,1	18,2	12,7	16	13

Ova vozila su dosegla zavidan razvojni nivo, tako da će se u idućih 15–20 godina jedva možda što promijeniti. Daljnji razvoj će se vjerojatno koncentrirati na reduciranje troškova izgradnje i održavanja, kao i na poboljšanje zaštite okoline. Reduciranje troškova izgradnje može se prvenstveno očekivati kod opreme, koja danas čini oko 50% ukupne težine vozila. Tu su još moguća neka jednostavnija rješenja koja ne utječu značajnije na komfor. Kod poboljšanja zaštite okoline mogu se očekivati neka novija rješenja na dodiru kotač–tračnica, koji predstavlja značajan izvor buke i šumova.



Slika 2 – Domaća tristrorska lokomotiva JŽ – 442

3.3. Vozila industrijske i rudničke željeznice

Ovu vrstu vozila karakteriziraju male brzine, relativno velike težine i velike vučne i kočne sile.

Vozila **industrijske željeznice** najčešće se susreću s dizel-električnim i dizel-hidrauličnim pogonom. Isto važi i za ranžirne lokomotive na velikim ranžirnim kolodvorima. **Rudničke željeznice** izvođe se s električnim pogonom napajanim iz kontaktnog voda.

Dizel-lokomotive za ove svrhe grade se za snage od 300 do 1000 kW i za brzine između 30 i 80 km/h.

Ova vozila se sve više izvođe s daljinskim upravljanjem, koje omogućava automatizirani pogon i promet racionalnije odvijanje tehnoloških procesa u prometu.

3.4. Specijalna i radna vozila

Pod **specijalnim vozilima** podrazumijevaju se vozila sa dva ili više izvora energije. To su u osnovi lokomotive koje se napajaju iz kontaktne mreže, ali mogu posjedovati i poseban dizel-generatorski agregat. Najčešće oba izvora nisu izvedena za iste snage i za iste vučne sile. To znači da svaka varijanta pogona ima svoju namjenu. Koriste se na kolodvorima koji imaju djelomično elektrificirane kolosijeka.

Pogon ovih lokomotiva, kao i izvedba, odgovaraju stanju razvoja kod industrijskih lokomotiva.

Vrlo zanimljiv primjer suvremenog specijalnog vozila je lokomotiva sa tri izvora energije izvedena s asinhronim vučnim motorima, industrijske željeznice u Rurskoj oblasti. Lokomotiva se može napajati iz kontaktnog voda 15 kV/16 2/3 Hz ili iz voda 15 kV/50 Hz snagom 700 kW, te iz dizel-generatorskog agregata s alternatorom snage 70 kW.

Radna vozila služe za obavljanje radova na pružnim postrojenjima. Imaju razne prigradene naprave, ovisno o namjeni vozila. Proizvođe se u manjim količinama i, uglavnom, prate razvoj i rješenja kod drugih vozila.

4. NIVO RAZVOJA VUČNIH VOZILA U NAŠOJ ZEMLJI

Dostignuto stanje razvoja željezničkih vučnih vozila u našoj zemlji odgovara njenom industrijskom razvoju. Dapače, može se konstatirati da je domaća industrija za proizvodnju željezničkih vozila jedna od najrazvijenijih industrija u zemlji. Izvedbe i rješenja zasničaju se, međutim, pretežno na stranim licencama. To je posljedica nepostojanja dugoročne koncepcije potreba za ovom vrstom vozila.

Uz pretpostavku postojanja jasnog i dugoročnog programa potreba, domaća industrija bila bi brzo spremna proizvoditi najsuvremenija vozila. Primjeri koji govore u prilog tome su domaća tiristor-ska lokomotiva i domaće dizel-električne lokomotive. Slično je i s prigradskim motornim vlakovima i tramvajima.

Od vozila **međugradske željeznice** domaća industrija proizvela je ili još proizvodi: električne lokomotive za kontaktnu mrežu 25 kV, 50 Hz, dizel-električne i dizel-hidraulične lokomotive, električne vlakove za kontaktnu mrežu 25 kV, 50 Hz, i dizel-motorne vlakove s hidrauličnim pogonom.

Na temeljima dugogodišnje proizvodnje licencne električne lokomotive u diodnoj izvedbi, razvijena je domaća električna lokomotiva u tiristorskoj izvedbi snage 4400 kW, slika 2. Te lokomotive koncipirane su prema najsuvremenijim tehničko-tehnološkim rješenjima.

Domaća industrija s uspjehom proizvodi dizel-električne (do snage od 1900 kW) i dizel-hidraulične lokomotive (do snage od 1200 kW). Dizel-električne lokomotive u domaćoj varijanti imaju veću perspektivu od dizel-hidrauličnih, jer je domaća industrija spremnija proizvoditi električne komponente, a hidraulične još uvijek ne. Među ovim lokomotivama uz strane licence postoje i cjelovita domaća rješenja, koja su na zavidnom tehničko-tehnološkom nivou.

Domaća proizvodnja električnih vlakova ostala je samo na pokušaju, ali nekoliko proizvedenih vozila pokazuju da i tu postoji mogućnost značajnog participiranja domaće industrije.

Spremnost domaćih proizvođača na proizvodnju dizel-motornih vlakova potvrđuje niz serija motornih vlakova proizvedenih posljednjih 20 godina. U prilog tome govore i serije JŽ - 712/714 i JŽ - 713/715 koje se upravo nalaze u proizvodnji.

Od vozila **prigradske, gradske i podzemne željeznice** domaća industrija proizvodi samo vozila gradske željeznice, i to tramvaje.

Prigradska željeznica kod nas nije naročito razvijena, a podzemne željeznice još nema.

Tramvajski promet razvijen je u četiri naša grada, i to u: Beogradu, Zagrebu, Sarajevu i Osijeku. Sarajevo ima normalni kolosijek (1435 mm), a ostala tri grada metarski kolosijek (1000 mm). Kod svih je tramvajska kontaktna mreža pod nazivnim naponom od 600 V.

Domaća industrija proizvodila je i sposobna je proizvesti tramvajska vozila. Na slici 3 prikazana su tramvajska motorna kola domaće proizvodnje prisutna u velikom broju u gradskim željeznicama Beograda i Zagreba.



Slika 3 - Domaća tramvajska motorna kola TMK-1 s prikolicama TP-1

Do sada proizvedena vozila su nešto zastarjele koncepcije. Ne posjeduju upravljanje pogona putem choppera, nemaju podužno postavljene vučne motore u pokretnim postoljima i nemaju koš rješenja pomoću zgloba, što su inače odlike suvremenih svjetskih tramvajskih vozila.

Proizvodnja ovih vozila u našoj zemlji je napuštena, ali bi svakako bila moguća njena brza revitalizacija.

Industrijske lokomotive se kod nas proizvode u varijanti dizel-hidrauličnih lokomotiva. Taj oblik proizvodnje na zavidnom je nivou. Ove lokomotive se proizvode do snage do 450 kW.

Na slici 4 prikazana je industrijska dizel-hidraulična lokomotiva DHL-300 kao izrazit primjer domaćeg rješenja i kontinuiranog razvoja ovakve vrste lokomotiva. Ova lokomotiva razvijena je na temeljima starije lokomotive DHL-200, a od 1976. godine do danas nastale su njene varijante A, D i E.

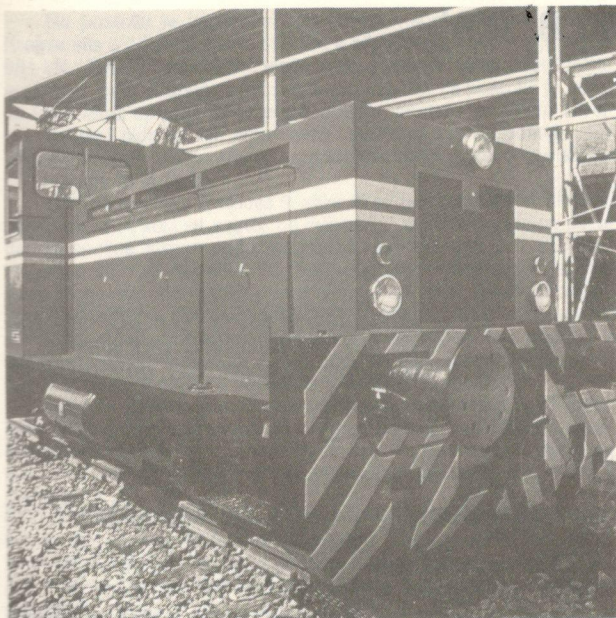
Proizvodnja vozila za rudničke željeznice nije značajno razvijena i može se spomenuti nešto ranija proizvodnja dizel-mehaničkih lokomotiva za površinske kopove.

Specijalna vozila u smislu definicije u poglavlju 3.4. se u našoj zemlji ne proizvode, a proizvodnja radnih vozila ograničena je samo na pokretne radionice za održavanje kontaktne mreže. To su motorna kola sa dizel-mehaničkim pogonom, koja ne posjeduju neku specifičnu opremu po kojoj bi se razlikovala od klasičnih putničkih motornih kola.

5. USMJERAVANJE BUDUĆEG RAZVOJA

Domaći korisnici željezničkih vučnih vozila opskrbljeni su danas veoma šarolikim vučnim parkom. Oni posjeduju veliki broj tipova srodnih vučnih vozila raznih proizvođača. To važi ne samo za lokomotive već i za motorne vlakove, pa čak i za tramvaje.

Korisnici vučnih vozila trebali bi se orijentirati na stvaranje unificiranog vučnog parka i na standardizaciju u širem planu, počevši od tipiziranih vozila, pa preko sličnih ili zamjenljivih glavnih i pomoćnih sklopova i dijelova, do jedinstvenog i zajedničkog načina održa-



Slika 4 – Domaća industrijska lokomotiva DHL – 300

vanja. To je temeljna pretpostavka za siguran i perspektivan razvoj domaćih vučnih vozila.

Na temelju predvidive potrebe domaćih korisnika i potencijalnih izvoznih mogućnosti, zatim smjera razvoja željezničkih vučnih vozila u svijetu, dostignutog nivoa domaćeg razvoja i na kraju na temelju domaćih istraživačkih i proizvodnih kapaciteta, razvoj domaćih vučnih vozila do 2000. godine mogao bi se usmjeriti na sljedeća tri pravca:

1. razvoj novih vučnih vozila,
2. usvajanje i modernizacija sadašnjih vozila,
3. zamjena uvozne opreme domaćom.

Tok usmjeravanja budućeg razvoja trebao bi imati izgled kao na slici 5.

Koncept daljnjeg razvoja trebao bi počivati na zajedničkoj raspravi korisnika, proizvođača i istraživačkih institucija. Kao podloga za takvu raspravu moglo bi se naznačiti razvoj sljedećih novih vozila:

- višesistemska lokomotiva za mrežu 25 kV/50 Hz i 3000 V,
- električni motorni vlak za mrežu 25 kV/50 Hz i mrežu 3000 V,
- tramvaj za mrežu 600 V,
- specijalna lokomotiva za mrežu 25 kV/50 Hz i s dizel-generatorskim agregatom.

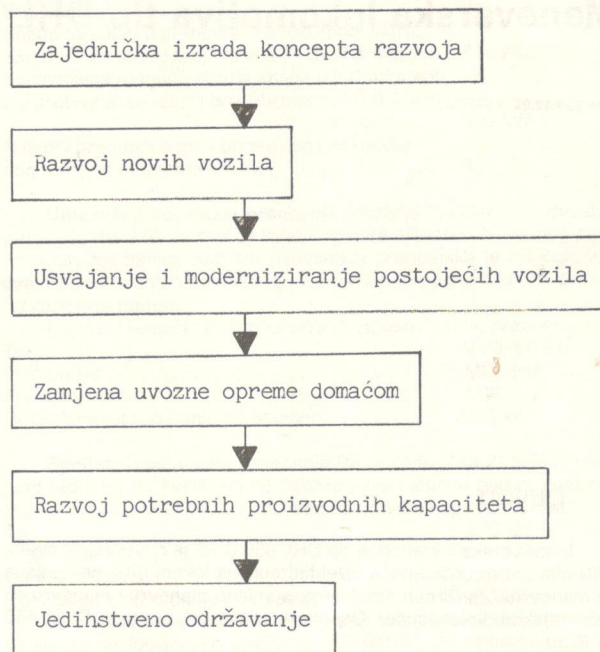
Razvoj ovih vozila trebao bi prvenstveno počivati na sadašnjim i razvojnim mogućnostima domaćih proizvođača.

Usvajanje i modernizacija sadašnjih vozila vjerojatno bi se trebala usmjeriti na:

- dizel-električne lokomotive (vozne i manevarske),
- dizel-motorne vlakove,
- industrijske dizel-hidraulične lokomotive.

Usvajanje se pri tom odnosi, uglavnom, na neke dizel-električne lokomotive i dizel-motorne vlakove, a modernizacija na ostala navedena vozila.

Kod svih ostalih željezničkih vučnih vozila nužna je maksimalna zamjena uvozne opreme domaćom, što zahtijeva znatan angažman domaćeg istraživačkog potencijala.



Slika 5 – Tok usmjeravanja razvoja

Postojanje jasne i dugoročne koncepcije razvoja omogućilo bi i značajnija novčana ulaganja u razvoj potrebnih proizvodnih kapaciteta.

Rezultat cjelokupne aktivnosti bilo bi stvaranje unificiranog vučnog parka i time stvaranje nužne pretpostavke za jedinstveno održavanje. To bi trebao biti zajednički cilj i interes i proizvođača i korisnika vozila.

Domaći proizvodni kapaciteti, uz neznatnu modernizaciju, bili bi spremni i sposobni proizvesti moderna vučna vozila nivoa najsvremenijih rješenja u svijetu. Za cjelovita domaća rješenja nužna su, uz jasnu koncepciju razvoja, i znatno veća i dugoročna ulaganja u domaće znanje i u domaće proizvodne kapacitete.

LITERATURA

1. Körber, J.; Dreimann, K.; Lössel, W.: Moderne Antriebstechnik elektrischer Triebfahrzeuge für den Fernverkehr, ETG – Fachberichte 4; Schienenverkehr – Zukunft mit Vernunft, VDE – Verlag GmbH, 1979, S. 76 bis 92.
2. Von Waldstätten, W.: Eisenbahnfahrzeuge für den Personen – und Güter – Fernverkehr: Gegenwärtiger Stand und Möglichkeiten zukünftiger Entwicklung, ETG – Fachberichte 4, 1979, S. 126 bis 154.
3. Bange, G.: -Der Einsatz von Mikrocomputer auf Schienenfahrzeugen, 20. Tagung Moderne Schienenfahrzeuge, TU Graz, 11–14. 10. 1981.
4. Ostojlić, B.: Unificirana tramvajska vozila »Đuro Đaković« – doprinos modernizaciji gradskog saobraćaja u zemlji, stručni časopis »Đuro Đaković«, broj 6/1968, str. 17. do 34.
5. Frederich, F.: Schienenfahrzeuge für den Nahverkehr, ETG – Fachberichte 4, 1979, S. 179 bis 194.

(Adresa: doc. dr Zdravko Valter, dipl. inž., Industrija »Đuro Đaković«, RO JSSF Slavonski Brod).

Manevarska lokomotiva tip DHL 650 B' – B'

UDK 629.42.02. + 629.46

Prof. dr Stojadin STOJILIĆ, dipl. inž.
Jovan RADMILOVIĆ, dipl. inž.
Miodrag STANKOVIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Manevarska lokomotiva tip DHL 650 B'–B' je novoprojektovana MIN-ova četvorosovinska dizel-hidraulična lokomotiva namenjena za manevru u ranžirnim stanicama, staničnu manevru i manevru na industrijskim kolosecima. Osnovne odlike lokomotive DHL 650 B'–B' su:

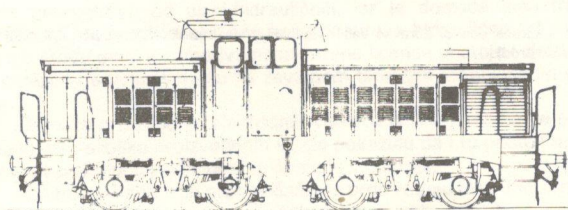
- velike trajne vučne sile pri malim brzinama,
- robusna konstrukcija,
- velika kočna snaga,
- pouzdana sprega dizel-motor–hidrodinamički prenosnik snage,
- lako održavanje.

U lokomotivu je ugrađen dizel-motor snage 480 kW. Obrtni moment dizel-motora prenosi se na pogonske točkove preko elastične spojnice, kardanskih vratila, hidrodinamičkog prenosnika snage i osovinjskih prenosnika. Lako i pouzdano upravljanje lokomotivom obezbeđeno je elektropneumatskim sistemom za upravljanje. Uključivanje i isključivanje pomoćnih pogona lokomotive je automatsko u zavisnosti od režima rada lokomotive.

Opšti podaci o lokomotivi:

Širina koloseka	1435 mm
Dužina preko odbojnika	12.100 mm
Prečnik točkova pogonskih osovina (nov/istrošen)	1000 mm/920
Najmanji poluprečnik krivine koloseka u horizontalnoj ravni	50 m
Težina vozila sa zalihama	64 t
Kočna težina	46 t
Najveća trajna brzina lokomotive pri punoj snazi	45 km/h
Najveća transportna brzina	90 km/h
Najmanja trajna brzina vozila pri punoj snazi	4 km/h
Najveća vučna sila pri polasku	187 kN
Vučna sila pri minimalnoj trajnoj brzini	173 kN

Lokomotiva DHL 650 B' B' je projektovana u skladu sa svim važećim standardima, propisima i pravilnicima JŽ.

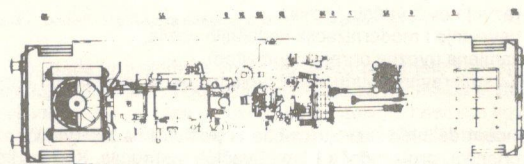
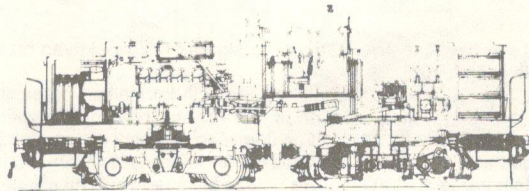


Slika 1

2. KONSTRUKCIJA, POGON I UREĐAJI LOKOMOTIVE

2.1. Konstrukcija

Osnovu konstrukcije lokomotive DHL–650 B' B' čini: lokomotivski sanduk, postolje i obrtno postolje



Slika 2 – Uzdužni presek lokomotive

Lokomotivski sanduk je trodelna razdvojiva konstrukcija kontenerskog tipa i sastoji se od: upravljačnice, prednjeg i zadnjeg kućišta.

Upravljačnica (pozicija 12, slika 2) je postavljena iznad prenosnika snage i zavrtnjevima se preko gumenih amortizera vezuje za srednji deo postolja. Kostur upravljačnice je zavarena konstrukcija izrađena od standardnih profila. Zvučna i toplotna izolacija bočnih stranica, krova i poda upravljačnice izvedena je paketima »izoterma«. U podu upravljačnice ugrađeni su poklopci koji omogućuju nadzor nad hidrodinamičkim prenosnikom snage. Grejanje upravljačnice izvedeno je kaloriferima koji za svoj rad koriste rashladnu vodu dizel-motora.

Upravljačnica svojim položajem i konstrukcijom omogućuje da se lokomotiva vozi u jednoposedu.

Prednje kućište (pozicija 3, slika 2) je zavrtnjevima elastično vezano za prednji deo postolja. Konstrukciju prednjeg kućišta čine dve bočne stranice, čeona stranica i krov. Kostur prednjeg kućišta je zavarena konstrukcija izrađena od standardnih profila. Na bočnim stranama kućišta ugrađena su dvokrilna i trokrlilna vrata pomoću kojih je omogućen nadzor nad motorom. Krov prednjeg kućišta iznad motora je zvučno izolovan.

Zadnje kućište (pozicija 14, slika 2) je zavrtnjevima elastično vezano za zadnji deo postolja. Konstrukciju zadnjeg kućišta čine dve bočne stranice, čeona stranica i krov. Na bočnim stranicama ugrađena su dvokrilna vrata kojima se omogućuje kontrola nad opremom smeštenom u zadnje kućište. Kostur zadnjeg kućišta je zavarena konstrukcija izrađena od standardnih profila.

Postolje (pozicija 10, slika 2) je robusna zavarena konstrukcija izrađena od standardnih profila i limova dimenzionisana prema statičkim uslovima Pravilnika br. 12 JŽ.

Na postolju je ugrađena standardna vlačno-odbojna sprema. Krajnja sila u odbojnicima je 590 kN, a sila kidanja kuke tegljenika je 981 kN. Umesto standardne vlačno-odbojne sprema na postolju postoji mogućnost ugradnje automatskog kvačila. Za postolje je vezana kompletna oprema lokomotive, a samo postolje se preko zavojnih opruga i hidrauličnih amortizera oslanja na obrtno postolje. Od obrtnog postolja vučne sile se prenose na postolje preko dva stožera završena za postolje.

Obrtno postolje (pozicija 9, slika 2) je zavarena konstrukcija u obliku slova H, koja se sastoji od dva podužna i dva poprečna nosača. Sa spoljne strane podužnih nosača (u ravni rukavca osovine) zavarena su uljna kupatila. Vertikalna opterećenja od postolja prenose se na obrtno postolje preko nosača zavojnih opruga (korita) i bronzane ploče u uljnom kupatilu. U uljnim kupatilima prigušuju se momenti kojim obrtno postolje (usled bočnog pošetaja pogonske osovine) deluje na postolje. Konstrukcijom uljnih kupatila u ravni rukavca pogonske osovine povećana je stabilnost vozila.

Na poprečnim nosačima zavareni su nosači obrtno šolje preko koje se vučne sile prenose od obrtnog postolja na postolje. Konstrukcijom obrtno šolje u horizontalnoj ravni osovine smanjeni su momenti koji utiču na nejednako vertikalno opterećenje osovine u pogonu.

Vođenje osovinog sloga u obrtnom postolju izvedeno je vodicama (lenkerima). Prednji kraj vodilice je preko cilindričnog »silent«-bloka zglobovno vezan za podužni nosač obrtnog postolja, a zadnji kraj vodilice je fiksiran »silent«-blokovima vezanim za obrtno postolje.

Ovakvom konstrukcijom ostvareno je bez zazorno vođenje osovinog sloga jer se bočni i uzdužni pošetaji osovinog sloga amortizuju odgovarajućim »silent«-blokovima.

Pogonske osovine su posredno preko vodicica ogibljene u odnosu na postolje jer su vodilice direktno pomoću zavojnih opruga ogibljene u odnosu na obrtno postolje.

2.2. Pogon lokomotive

Pogonska grupa na lokomotivi sastoji se od: dizel-motora, elastične spojnice hidrodinamičkog prenosnika snage, kardanskih vratila i osovinjskih prenosnika.

Dizel-motor (pozicija 1, slika 2) je dvanaestocilindrični vodeno hlađeni motor. Osnovni tehnički podaci motora:

Tip motora	12 kVD 21-3
Proizvođač	Johanistal, DDR
Broj proizvedenih motora do 1980. godine	preko 3000 kom.
Broj ugrađenih motora na lokomotivama	
DHL-650 do 1984. godine	57 kom.
Nazivna snaga prema propisima UIC	480 kW
Nominalni broj obrtaja	1500 o/min
Broj i raspored cilindra	12 V
Ukupna radna zapremina	64 l
Specifična potrošnja goriva za nominalnu snagu	235+5% gr/kWh
Specifična potrošnja ulja za podmazivanje za nominalnu snagu	2,7 gr/kWh
Težina motora sa svim pomoćnim uređajima na njemu neophodnim za njegov rad bez vode i ulja	4100 kg
Težina najtežeg dela pri sklapanju motora	2000 kg

Hidrodinamički prenosnik snage (pozicija 4, slika 2) sastoji se od tri hidraulična pretvarača obrtnog momenta, mehaničkog reduktora za promenu smera vožnje i ulaznog para zupčanika. Promenom prenosnog odnosa ulaznog para zupčanika moguća je promena broja obrtaja pumpi hidrauličnih pretvarača, odnosno promena veličine ulaznog momenta.

Promena brzine na prenosniku obavlja se automatski u zavisnosti od brzine vožnje, praznjenjem i punjenjem odgovarajućih pretvarača. Osnovni podaci o hidrodinamičkom prenosniku su:

Oznaka prenosnika	GSR 30/5,7
Proizvođač	Strömungs- maschinen Pir- na DDR
Ukupan broj proizvedenih hidrodinamičkih prenosnika do 1980. godine	2247 kom.
Ukupan broj ugrađenih hidrodinamičkih prenosnika na lokomotivama serije 734 do 1984. godine	17 kom.

Broj brzina	3
Snaga na ulazu u prenosnik na lokomotivi DHL 650 B'-B' za ulazni broj obrtaja $n=1500$ o/min ..	430 kW
Maksimalna moguća ulazna snaga u hidrodinamički pretvarač za ulazni broj obrtaja $n=1500$ o/min ..	808 kW
Najveći prenosni odnos primarnog i sekundarnog obrtnog momenta $M2/M1$	8,3

Unutrašnji osovinjski prenosnik (pozicija 7, slika 2) je dvostepeni reduktor koji se sastoji iz jednog para cilindričnih i jednog para koničnih zupčanika. Kućište osovinjskih prenosnika je od čeličnog liva. Podmazivanje osovinjskog prenosnika je pod pritiskom, pomoću zupčaste pumpe.

Osnovni tehnički podaci unutrašnjeg osovinjskog prenosnika:

Tip	V 20-60 BA
Proizvođač	MIN-NiS
Prenosni odnos	6,02
Dozvoljeno opterećenje po osovini	200 kN

Spoljašnji osovinjski prenosnik (pozicija 8, slika 2) je jednostepeni reduktor sa kućištem od čeličnog liva i jednim parom koničnih zupčanika. Osnovni podaci spoljašnjeg osovinjskog prenosnika:

Tip	J 20-29 A
Proizvođač	MIN-NiS
Prenosni odnos	2,9
Dozvoljeno opterećenje po osovini	200 kN

Za prenos snage od dizel-motora do hidrodinamičkog prenosnika koristi se kardansko vratilo tip AF (DDR). Od hidrodinamičkog prenosnika do unutrašnjih, odnosno spoljašnjih osovinjskih prenosnika snaga se prenosi kardanskim vratilima tip 367/6 firme »GWB«.

2.3. Uređaji i sistemi na lokomotivi

a) Kočnica

Na lokomotivi su ugrađene: produžna, direktna i ručna (parkirna) kočnica. Osnovni uređaji vazdušne kočnice (rasporednik LST-1, direktan kočnik FD1 i produžni kočnik FV4a), su serijski proizvodi MZT Skopje. Kompresor za napajanje glavnih vazdušnih rezervoara (pozicija 18, slika 2) je proizvod KNNORa. Sistem kočnog polužja izveden je sa osam kočnih cilindara prečnika 8" i regulatorima (DRV) za automatsko regulisanje zazora između papuče i točka.

b) Sistem upravljanja i zaštite motora i prenosnika snage

Upravljanje motorom i prenosnikom snage izvedeno je elektropneumatskim sistemom i njime se reguliše: broj obrtaja dizel-motora, punjenje i praznjenje hidrodinamičkog prenosnika (promena brzine vožnje) i promena smera vožnje.

Preko sistema za upravljanje, dizel-motor se automatski svodi na prazan hod u sledećim slučajevima:

- ako temperatura rashladne vode dizel-motora i temperatura ulja hidrodinamičkog prenosnika pređu dozvoljene granice;
- ako pritisak u kočnim cilindrima dostigne vrednost od 2,6 bara.

Automatsko gašenje motora preko sistema za upravljanje nastaje u sledećim slučajevima:

- ako pritisak ulja dizel-motora padne ispod dozvoljene granice;
- ako je hidrodinamički prenosnik snage duže od 5 u neutralnom položaju.

Startovanje dizel-motorom nije moguće ako je temperatura rashladne vode niža od 318 °K (45 °C).

Na lokomotivi je ugrađen elektronski uređaj za kontrolu budnosti motorovođe.

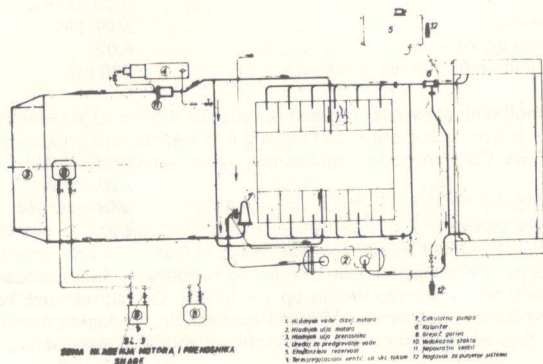
Signalnim svetilkama na upravljačkom stolu lako se otkriva uzrok »blokada« upravljačkog sistema od strane zaštitnih uređaja.

c) Rashladni sistem dizel-motora i prenosnika snage

Rashladnim sistemom na lokomotivi rashladna voda dizel-motora hladi se spoljašnjim vazduhom, dok se ulje dizel-motora i ulja hidrodinamičkog prenosnika hlade rashladnom vodom dizel-motora. Rashladni sistem na lokomotivi sastoji se od: hladnjaka vode dizel-motora (poz. 1, sl. 3.), hladnjaka ulja hidrodinamičkog prenosnika (poz. 3, sl. 3), hladnjaka ulja dizel-motora (poz. 2, sl. 3), mehaničkog pogona ventilatora sa ventilatorom (poz. 14, sl. 2), ure-

da za pregrevanje rashladne vode (poz. 4, sl. 3) instalacije za vodu sa termoregulacionim ventilom za skraćeni tok vode. Nezavisno od režima rada dizel-motora i spoljne temperature vazduha, optimalnu temperaturu rashladne vode u rashladnom sistemu automatski održavaju termoregulacioni ventil za skraćeni tok vode i termosta za uključivanje i isključivanje pogona ventilatora. Pogon ventilatora se ostvaruje mehanički (vidi sl. 2) preko kardanskih vratila i reduktora sa elektromagnetnom spojnicom koju termosta uključuje i isključuje u zavisnosti od temperature.

Rashladni sistem na lokomotivi dimenzionisan je da pri spoljnoj temperaturi od $+40^{\circ}\text{C}$ u hladu i maksimalnom termičkom opterećenju sistema (pri minimalnoj trajnoj brzini 4 km/h) temperatura rashladne vode dizel-motora i temperature ulja dizel-motora i prenosnika snage ne pređu dozvoljene granice.



Slika 3

d) Sistem za napajanje dizel-motora gorivom

Konstrukcija sistema za napajanje dizel-motora gorivom sastoji se od dva rezervoara ukupne zapremine 1600 (pumpe visokog pritiska sa sverežimskim regulatorom, brizgaljki, finog i grubog filtra, pumpe niskog pritiska i instalacije sa armaturom).

Pumpa visokog pritiska, brizgaljka, filteri i pumpa niskog pritiska su sastavni delovi motora. Rezervoari za gorivo ugrađeni su uz podužne nosače postolja između obrtnih postolja. Rezervoari u sebi imaju ugrađene grejače goriva.

e) Električni uređaji na lokomotivi

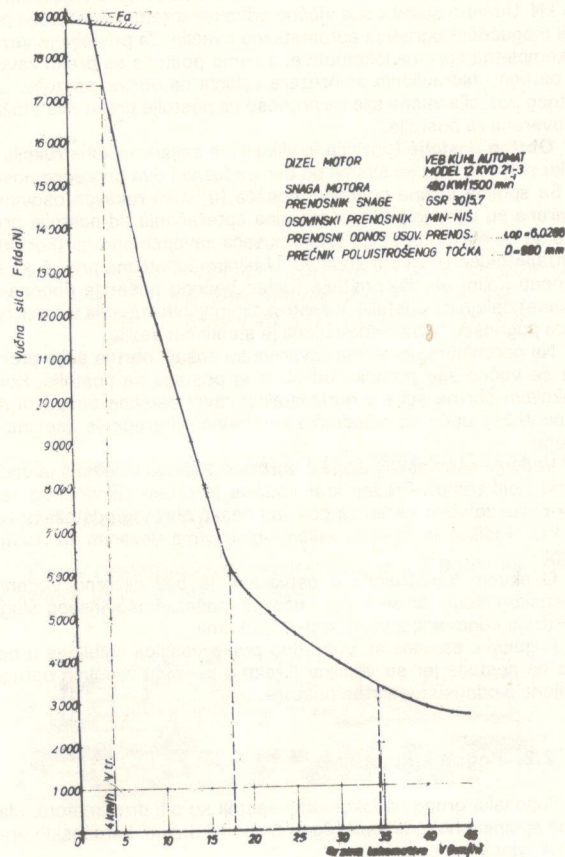
Svi električni uređaji na lokomotivi napajaju se jednosmernom strujom napona 110 V. Na lokomotivi je ugrađen starter generator (tip GHG/M 2814 a3, proizvod »Elektromotoren wer« DDR), koji dobija pogon od hidrodinamičkog prenosnika preko kardanskog vratila. Starter-generator (pozicija 1, slika 2) ima dve funkcije, i to: napajanje svih potrošača strujom i startovanje dizel-motora. Kapacitet čelične akumulatorske baterije je 190 Ah.

f) Ostali uređaji na lokomotivi:

- registrujući brzinomer tip RT 9 »Hasler«
- protivklizna naprava, proizvod »MZT« Skopje
- uređaj za podmazivanje venaca bandaža »Friedman«
- zvučni i svetlosni signalni uređaji.

3. VUČNE KARAKTERISTIKE LOKOMOTIVE DHL 650 B' – B'

Osnovni zahtev u delu vuče kod manevarskih lokomotiva je da imaju velike vučne sile pri malim brzinama. Velike vučne sile pri malim brzinama omogućuju lokomotivi snažniju, odnosno efikasniju manevaru jer se svi poslovi maneuvre (odbacivanje vagona, sabijanje voza, guranje voza uz grbinu i dr.) obavljaju pri malim brzinama (2–18 km/h). Izborom odgovarajućeg prenosnog odnosa transmisija na lokomotivi DHL 650 B' – B' ostvareni su relativno visoki stepeni korisnog dejstva hidrodinamičkog prenosnika pri malim brzinama, odnosno ostvarene su velike vučne sile pri malim brzinama, što se vidi i iz dijagrama vučne sile lokomotive (slika 4).



Slika 4

Radi bolje ilustracije vučnih mogućnosti lokomotive DHL 650 B' B', na sl. 5 je prikazan uporedni dijagram vučne sile lokomotive DHL 650 B' – B' i lokomotive serije 641, na kojoj je ugrađen dizel-motor nazivne snage 442 kW i koja po svojim vučnim mogućnostima za sada zadovoljava potrebe maneuvre na JŽ.

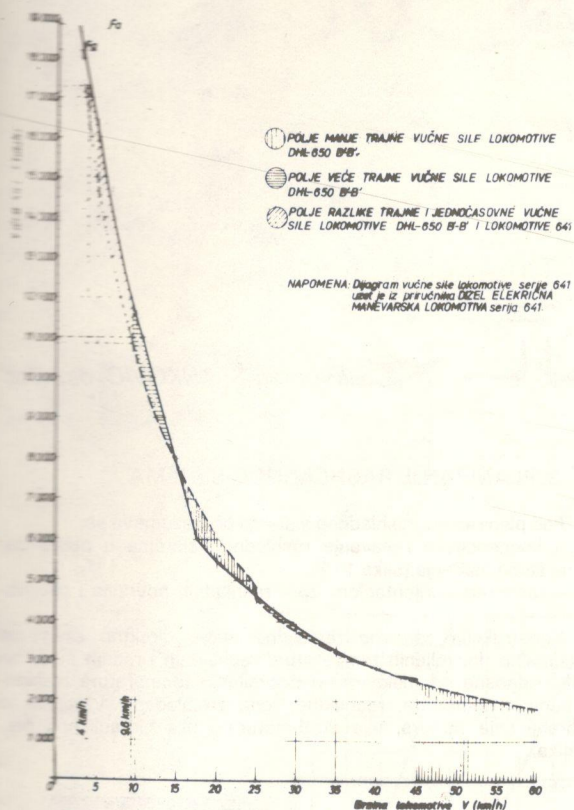
Iz uporednog dijagrama se vidi da su vučne sile obe lokomotive približno iste za brzine od 10 do 45 km/h.

Takođe je uočljivo da su trajne vučne sile lokomotive DHL 650 B' – B' za brzine do 10 km/h znatno veće, što omogućuje manevaru znatno većih bruta, a time i veću efikasnost. Primera radi, za brzinu 4 km/h trajna vučna sila lokomotive DHL 650 B' B' je za 58% veća od trajne vučne sile lokomotive serije 641. Iz dijagrama opterećenja (slika 6 se vidi da lokomotiva DHL 650 B' B' može da radi manevaru sa vozom od 2000 t u jednom potezu iako je voz udaljen 3–4 km od »spuštalice«.

4. ODRŽAVANJE LOKOMOTIVE

Zadatak održavanja je da obezbedi lokomotivi bezbedan, uredan i ekonomičan rad u eksploataciji. U osnovi održavanje lokomotive sastoji se od tekućeg održavanja, periodičnog održavanja i vanrednih opravki. Pod tekućim održavanjem podrazumeva se dnevni pregled lokomotive. Pod periodičnim održavanjem podrazumevaju se kontrolni pregledi i redovne opravke u određenim vremenskim ciklusima, odnosno nakon određenog broja moto-časova. U eksploataciji lokomotive predviđeni su sledeći periodični pregledi i opravke:

- P0 – kontrolni pregled nakon 350 moto-časova
- P1 – kontrolni pregled nakon 700 moto-časova
- P2 – kontrolni pregled nakon 1400 moto-časova
- P3 – kontrolni pregled nakon 2800 moto-časova
- SO – srednja opravka nakon 6000 moto-časova
- GO – glavna opravka nakon 12000 moto-časova
- RO – reviziona opravka nakon 24000 moto-časova



Silica 5

Za održavanje lokomotive predviđena su ulja i maziva domaćih proizvođača. Zamena ulja dizel-motora obavlja se pri pregledu P₁, a zamena ulja hidrodinamičkog prenosioka pri pregledu P₃. Tekuće i periodično održavanje lokomotive ne zahteva specijalne radionice do GO (12000 moto-časova).

S obzirom da je materijalno obezbeđenje rezervnim delovima od bitnog uticaja na dobro održavanje, na kraju poglavlja o održavanju data je specifikacija uvozne opreme kao ilustracija mogućnosti nabavke rezervnih delova.

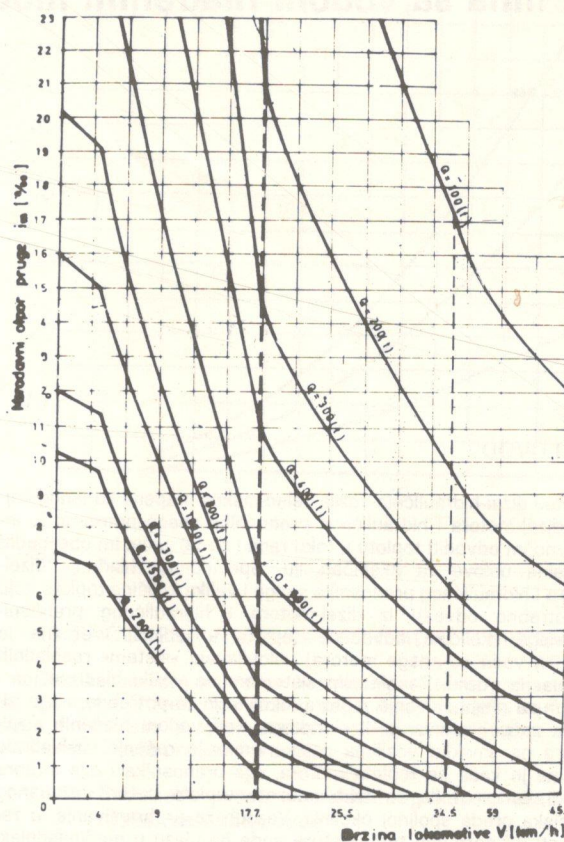
Specifikacija uvozne opreme za lokomotivu DHL 650 B'-B' iz

- | | |
|--|--------|
| -dizel-motor tip 12 KVD 21-3 | kom. 1 |
| -hidrodinamički prenosnik tip GSR 30/5,7 | kom. 1 |
| -starter-generator tip GHG/M2814 a3 | kom. 1 |
| -predgrejač vode tip OETW 20/2 | kom. 1 |
| -kardansko vratilo tip AF | kom. 1 |

Ukupna vrednost uvezene opreme iz DDR sa carinom je 32% od vrednosti lokomotive.

Specifikacija uvozne opreme sa zapadnog tržišta za lokomotivu DHL 650 B'-B':

- | | |
|-------------------------------------|--------|
| - kompresor tip VV50/150-10 | kom. 1 |
| - kardanska vratila tip 367/6 | kom. 1 |



Slika 6

- | | |
|--|--------|
| - registrujući brzinomer tip RT9 | kom. 1 |
| - uređaj za podmazivanje venaca bandaža »Friedman« | kom. 1 |

Ukupna vrednost opreme uvezene sa zapadnog tržišta je 3,5% od vrednosti lokomotive.

LITERATURA:

Projektna dokumentacija firme:

MIN-Niš; 23. avgust Bukurešt; KARL MARKX – Babelsberg, BROWN, BOVERI & CIE AG; KRAUSS-MAFFEL; THYSSEN HENSCHEL; GANZ MAVAG; STRÖMUNGSMASCHINEN; JOHANISTAL i dr.

(Adresa: prof. dr. Stojadin Stojičić, dipl. inž. Mašinski fakultet Niš, Jovan Radmilović, dipl. inž., Institut »Edvard Kardelj« Niš, Miodrag Stanković, dipl. inž. MIN Niš).

Projektovanje rashladnog sistema na dizel-hidrauličnim šinskim vozilima sa vodom hlađenim motorima

UDK 629.4.048

Miodrag STANKOVIĆ, dipl. inž.

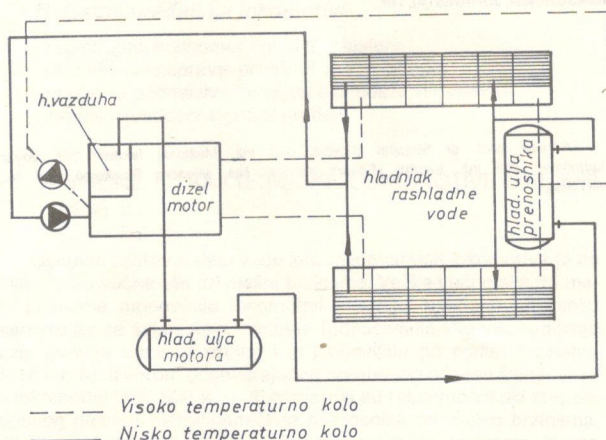
1. UVOD

Kod dizel-hidrauličnih vozila usled niskog stepena korisnog dejstva dizel-motora i hidrauličnog prenosnika snage potrebno je intenzivno im odvoditi toplotu u toku rada i na taj način im obezbediti normalne uslove za eksploataciju. Specifičnost hlađenja dizel-motora i hidrauličnog prenosnika snage i velika količina toplote koju je potrebno odvesti iz dizel-motora i hidrauličnog prenosnika snage (količina odvedene toplote u jedinici vremena je 5%-30% veća od snage motora) uslovljavaju »sistem« rashladnih uređaja na vozilu. Rashladnim sistemom na vozilu hladi se još i vazduh za prehranjivanje motora, ukoliko je to potrebno, i ulje sistema za podmazivanje dizel-motora. Kod vodom hlađenih dizel-motora na šinskim vozilima najekonomičnije rešenje rashladnog sistema je kada se toplota motora, ulja prenosnika i ulja motora odvodi vodom i da se tako oduzeta toplota preko vazdušnog hladnjaka preda spoljnoj okolini. Vazduh za prehranjivanje, u zavisnosti od potrebne temperature vode na ulazu u međuhladnjak, može se hladiti vodenim kolom za hlađenje motora i ulja ili posebnim vodenim kolom.

Od savremenih rashladnih sistema na dizel-hidrauličnim vozilima zahteva se automatsko održavanje temperature rashladne vode, ulja motora i ulja prenosnika snage nezavisno od režima rada i spoljnih temperatura vazduha.

Uzimajući u obzir zahteve koje treba da zadovolji rashladni sistem, kao i složenost takve konstrukcije, zadaci njegovog projektovanja na vozilu su ograničeni. Pod projektovanjem rashladnog sistema podrazumeva se: planiranje, računska provera, izbor pogona ventilatora i dodatnih uređaja i konstrukcija rashladnog sistema.

Konstrukcijom uređaja rashladnog sistema bave se firme specijalizovane za izradu odgovarajućih uređaja (ventilatora, rashladnih površina, pomoćnih pogona i dr).



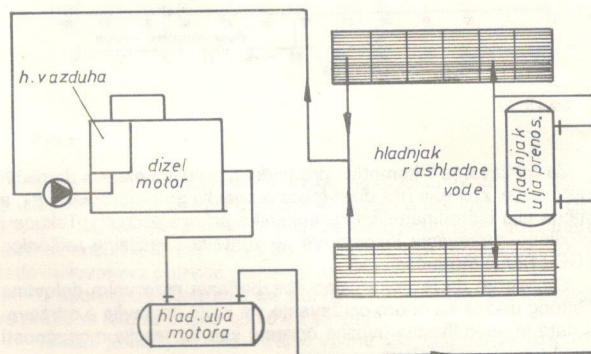
Slika 1

2. PLANIRANJE RASHLADNOG SISTEMA

Pod planiranjem rashladnog sistema podrazumeva se:

- konceptijsko rešavanje rashladnog sistema u obliku osnovne šeme hlađenja (slika 1 i 2),
- raspored i orijentacioni izbor rashladnih površina i cevovoda.

Konstrukcija osnovne rashladne šeme direktno zavisi od maksimalno dozvoljenih temperatura rashladnih i radnih fluida na vozilu, odnosno od maksimalno dozvoljenih temperatura rashladne vode dizel-motora, rashladne vode za hlađenje vazduha za prehranjivanje motora, ulja dizel-motora i ulja hidrauličnog prenosnika.



Slika 2

Od temperature vode za hlađenje vazduha za prehranjivanje zavisi da li će se rashladni sistem izvesti sa jednim ili sa dva rashladna kola. Na motorima kod kojih se zahtevaju niske temperature rashladne vode za hlađenje vazduha za prehranjivanje, ugrađene su dve cirkulacione pumpe pomoću kojih se može obezbediti cirkulacija vode kroz dva nezavisna vodena kola.

Skica hladnjaka rashladne vode dizel-motora i vazduha za prehranjivanje radi se na osnovu termičkog opterećenja rashladnog sistema i prostora na vozilu. Na slici 3 prikazano je nekoliko varijanta hladnjaka rashladne vode na šinskim vozilima.

Kod postavljanja hladnjaka na šinsko vozilo, potrebno je voditi računa da je ono predviđeno za rad u oba smera.

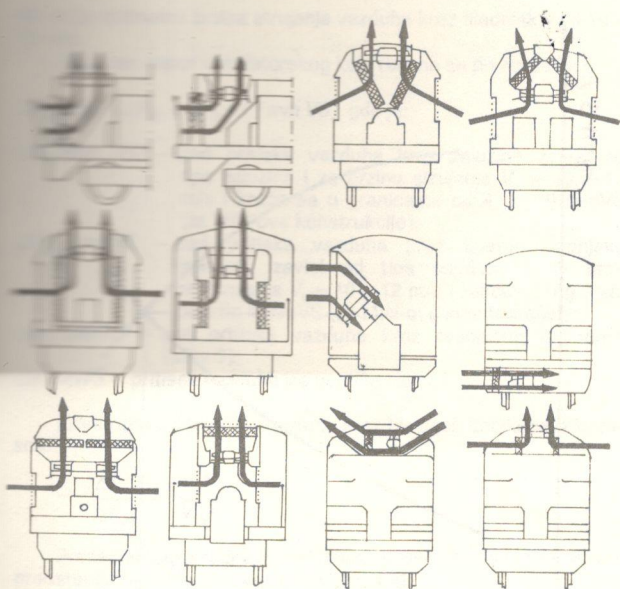
Izbor hladnjaka ulja motora i ulja prenosnika obavlja se, takođe, na osnovu termičkog opterećenja hladnjaka ulja motora i ulja prenosnika.

Pri izboru rashladnih površina rashladnog sistema sa proizvođačem rashladnih površina treba definisati sledeće podatke.

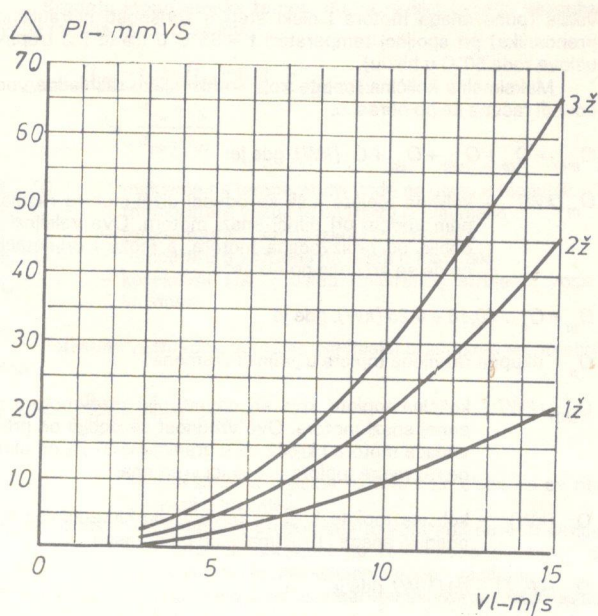
Za rashladne elemente hladnjaka rashladne vode:

- gabaritne mere rashladnog elementa,
- rashladnu površinu rashladnog elementa,
- pad pritiska vode kroz rashladni elemenat u zavisnosti od brzine strujanja vode kroz elemenat (slika 4),

– pad pritiska vode kroz rashladni elemenat u zavisnosti od brzine strujanja vode kroz elemenat (slika 4),



Slika 3



Slika 5

3. RAČUNSKA PROVERA RASHLADNOG SISTEMA

Pod računskom proverom rashladnog sistema podrazumeva se računska provera rashladnog kapaciteta hladnjaka rashladne vode i računska provera rashladnog kapaciteta hladnjaka ulja dizel-motora i ulja prenosnika snage.

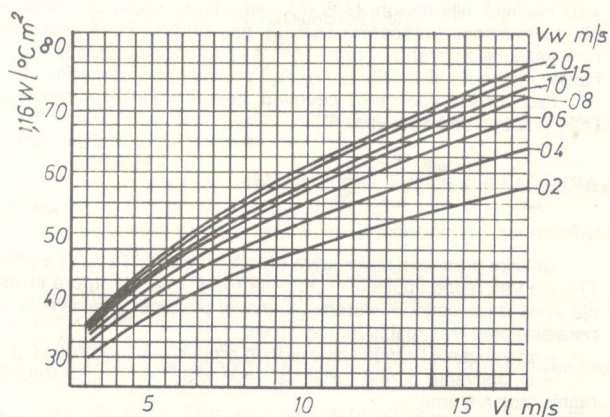
3.1. Računska provera rashladnog kapaciteta hladnjaka rashladne vode

Postupak računске provere rashladnog kapaciteta hladnjaka rashladne vode je sledeći:

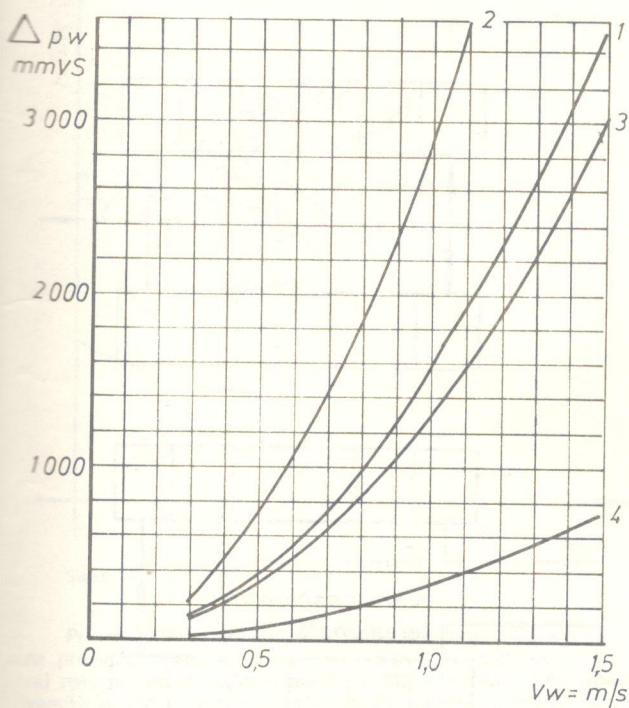
- određivanje ekstremnog termičkog opterećenja hladnjaka rashladne vode,
- iznalaženje radne tačke pumpe za vodu dizel-motora,
- iznalaženje radne tačke ventilatora i usvajanje ventilatorskog kola,
- računska provera usvojene rashladne površine hladnjaka vode,
- računska provera usvojenih rashladnih površina hladnjaka ulja dizel-motora i hidrauličkog prenosnika.

3.1.1. Određivanje ekstremnog termičkog opterećenja hladnjaka rashladne vode

Maksimalno termičko opterećenje hladnjaka rashladne vode dizel-hidrauličnog šinskog vozila je pri minimalnoj trajnoj brzini



Slika 6



Slika 4

- pad pritiska vazduha kroz rashladni elemenat u zavisnosti od brzine strujanja vazduha kroz rashladni elemenat (slika 5),
- koeficijent prolaza toplote kroz rashladne elemente u zavisnosti od brzine strujanja vazduha i vode kroz rashladni elemenat (slika 6).

Za hladnjak ulja motora i ulja prenosnika:

- gabaritne mere hladnjaka,
- rashladnu površinu hladnjaka,
- pad pritiska vode kroz hladnjak u zavisnosti od brzine strujanja vode kroz hladnjak,
- pad pritiska ulja kroz hladnjak u zavisnosti od brzine strujanja ulja,
- koeficijent prolaza toplote u zavisnosti od brzine strujanja vode i ulja kroz hladnjak.

vozila (puna snaga motora i niski stepen korisnosti hidrauličnog prenosnika) pri spoljnoj temperaturi $t = 35^{\circ}\text{C}$ u hladu (za tropske uslove rada 50°C u hladu).

Maksimalna količina toplote koja se hladnjaku rashladne vode odvodi računa se po obrascu:

$$Q_{\max} = Q_m + Q_{um} + Q_{up} + Q_v [\text{kW}], \text{ gde je:}$$

$Q_m [\text{kW}]$ – količina toplote koja se odvodi dizel-motoru rashladnom vodom pri punoj snazi motora. Ova veličina se dobija od proizvođača motora, a može i orijentaciono da se sračuna po obrascu:

$$Q_m = Q_n \cdot (0,16 - 0,25 [\text{kW}]), \text{ gde je}$$

Q_n – ukupna razvijena toplota u jedinici vremena;

$Q_{um} [\text{kW}]$ – količina toplote koja se odvodi ulju dizel-motora pri punoj snazi motora. Ova vrednost se dobija od proizvođača motora i kreće se u granicama 3–5% od ukupne razvijene toplote u jedinici vremena;

$Q_{up} [\text{kW}]$ – količina toplote koja se odvodi ulju hidrauličnog prenosnika snage i izračunava se po obrascu:

$$Q_{up} = P_n (1 - \eta) [\text{kW}], \text{ gde je}$$

P_n – nominalna snaga dizel-motora,

η – stepen korisnog dejstva hidrauličnog prenosnika snage;

$Q_v [\text{kW}]$ – količina toplote koja se odvodi hladnjaku vazduha za prehranjivanje. Ova vrednost se dobija od proizvođača motora.

3.1.2. Iznalaženje radne tačke pumpe za vodu

Radna tačka pumpe za vodu je presečna tačka radne krive pumpe ($Q-H$, kriva) i krive otpora strujanja vode kroz rashladni sistem.

Tačke krive otpora dobijaju se iz izraza:

$$\frac{\Delta P_w}{\Delta P_{wx}} = \frac{V_w^2}{V_{wx}^2} \text{ gde je:}$$

$V_w \text{ m}^3/\text{h}$ – izabrani protok vode za koji se računa pad pritiska

$V_{wx} \text{ m}^3/\text{h}$ – pretpostavljeni protok za koji se računa pad pritiska $P_{wx} \text{ mm VS}$.

Pad pritiska ΔP_w za pretpostavljeni protok, odnosno pretpostavljenu brzinu strujanja vode $V_w = 1,5 \text{ m/s}$ za rashladni sistem iz jednog vodenog kola (sl. 2) računa se po obrascu:

$$\Delta P_w = \Delta P_m + \Delta P_{hum} + \Delta P_{hup} + \Delta P_{hv} + \Delta P_h + \Delta P_{in} [\text{mmVS}]$$

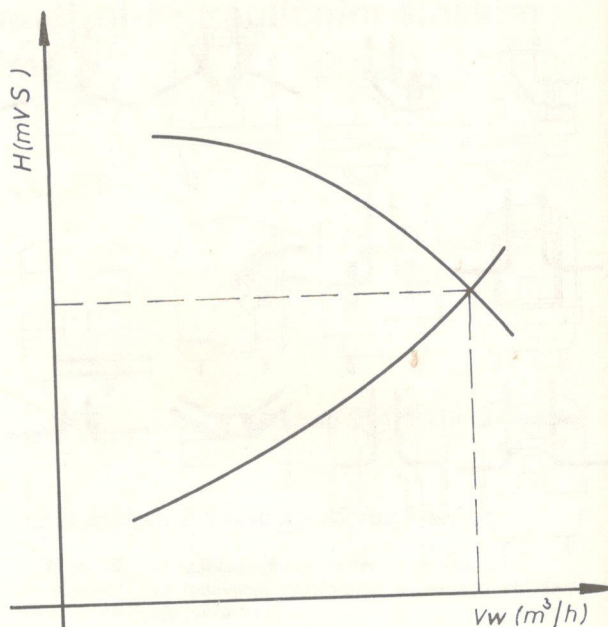
Pad pritiska vode kroz dizel-motor (ΔP_m), pad pritiska vode kroz hladnjak ulja motora (ΔP_{hum}), pad pritiska vode kroz hladnjak ulja hidrauličnog prenosnika (ΔP_{hup}), pad pritiska vode kroz hladnjak vazduha za prehranjivanje (ΔP_{hv}) i pad pritiska vode kroz rashladne elemente hladnjaka (ΔP_h) daje proizvođač opreme (sl. 3).

Pad pritiska vode kroz cevovod, kostur hladnjaka i armaturu (ΔP_{in}) računa se po obrascu:

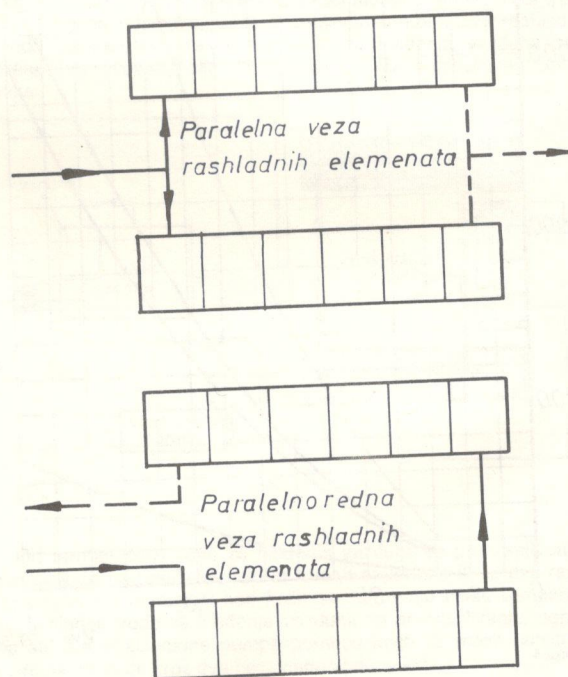
$$\Delta P_{in} = \sum_{i=1}^k \lambda_i \cdot \frac{L_i}{d_i} \cdot \frac{V_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^k \xi_j \cdot \frac{V_j^2}{2g} (\text{mm VS})$$

Ukoliko presečna tačka krive otpora i radne krive pumpe (slika 7) bude van radnog polja pumpe, onda treba smanjiti otpore strujanja vode u rashladnom sistemu. Osnovni postupci smanjivanja otpora strujanja kroz rashladni sistem su:

- smanjivanje i eliminisanje jednog broja lokalnih otpora (ξ_i),
- smanjivanje brzine strujanja vode kroz cevovod instalacije rashladnog sistema,
- smanjivanje brzine strujanja vode kroz rashladne elemente (prevezivanje rashladnih elemenata slika 8).



Slika 7



Slika 8

3.1.3. Iznalaženje radne tačke ventilatora

Na osnovu usvojene rashladne površine i optimalne brzine strujanja vazduha kroz rashladne elemente sračunava se kapacitet ventilatora:

$$V_v = \frac{F \cdot V_v}{3600} [\text{m}^3/\text{h}], \text{ gde je:}$$

$F [\text{m}^2]$ – čeonu površinu hladnjaka,

$V_v [\text{m/s}]$ – optimalna brzina strujanja vazduha kroz hladnjak.

Analizom dijagrama koeficijenta provođenja toplote (slika 5) i projektne dokumentacije firme »VOITH« i »BEHR« može se zaklju-

čiti da je optimalna brzina strujanja vazduha kroz hladnjak: $V_v = 10 - 15$ m/s.

Potreban napor ventilatorskog kola računa se po obrascu:

$$\Delta P_v = \Delta P_z + \Delta P_{kh} + \Delta P_h + P \text{ [mm VS]}, \text{ gde je:}$$

ΔP_z [mm VS] – pad pritiska vazduha kroz žaluzine zavisi od tipa žaluzina i za brzinu strujanja $V_v = 10 - 12$ m/s i kreće se u granicama od 4 do 10 mmVS (za MIN-ove konstrukcije);

ΔP_{kh} mmVS – pad pritiska vazduha kroz kostur hladnjaka (sanduk) zavisi od tipa sanduka i za brzine strujanja $V_v = 10 - 12$ m/s i kreće se u granici od 2 do 4 mmVS (za MIN-ove konstrukcije);

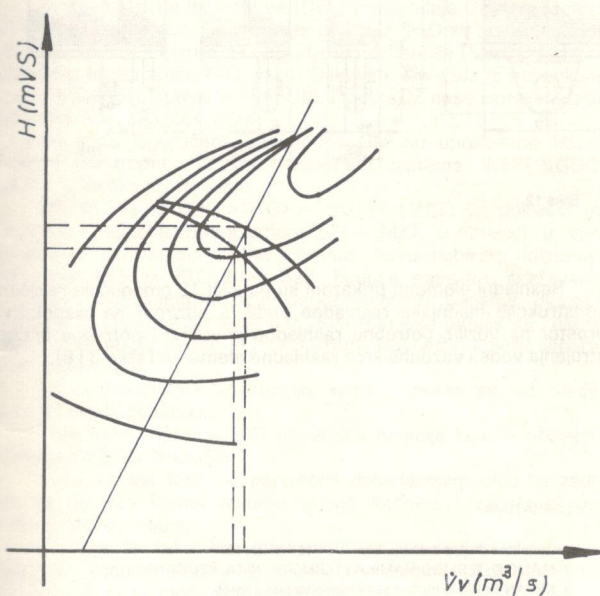
ΔP_h mmVS – pad pritiska vazduha kroz rashladne elemente (slika 5);

ΔP mmVS – pritisak vazduha iza ventilatora.

Kriva otpora strujanja vazduha kroz hladnjak dobija se iz obrascu:

$$\frac{\Delta P_v}{\Delta P_{vx}} = \frac{V_v^2}{V_{vx}^2}$$

Presečna tačka radne krive izabranog ventilatora i krive otpora predstavlja radnu tačku ventilatora (slika 9).



Slika 9

Pri izboru ventilatorskog kola najbolje je krivu otpora nacrtati na providnoj hartiji, jer se na taj način (bez upotrebe računara) najbrže izabere odgovarajuće ventilatorsko kolo. Kod izbora ventilatorskog kola preporučljivo je da stepen korisnosti ventilatorskog kola bude veći od 0.8.

3.1.4. Računska provera usvojene rashladne površine hladnjaka rashladne vode

Porast temperature vazduha, odnosno pad temperature vode kroz hladnjak računa se po obrascu:

$$\Delta t_{v(w)} = \frac{Q}{C_p V_{v(w)} V_{v(w)}} \text{ } ^\circ\text{C}, \text{ gde je:}$$

Q [kW] – količina toplote koju treba odvesti hladnjakom,
 $V_{v(w)}$ [kg/m³] – specifična težina vazduha (vode) za odgovarajuću temperaturu,

$C_{pv(w)}$ [wh/oC kg] – specifična toplota vazduha (vode) pri konstantnom pritisku,

$V_{v(w)}$ m³/h – protok vazduha (vode)

Srednja logaritamska temperaturna razlika između vazduha i vode računa se po obrascu:

$$\Delta t_{sr} = \frac{(t_{uw} - t_{lv}) - (t_{lw} - t_{uv})}{\lambda_u \frac{t_{uw} - t_{lv}}{t_{lw} - t_{uv}}}. \epsilon, \text{ gde je:}$$

t_{uw} °C – maksimalna temperatura vode na ulazu u hladnjak
 t_{lv} °C – temperatura vazduha na izlazu iz hladnjaka
 t_{lw} °C – temperatura vode na izlazu iz hladnjaka
 t_{uv} °C – temperatura vazduha na ulazu u hladnjak
 ϵ – korektivni faktor usled unakrsnog strujanja vode i vazduha

Potrebna rashladna površina hladnjaka sračunava se po obrascu:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{sr} 0,9} [m^2], \text{ gde je:}$$

Q [kW] – maksimalna količina toplote koja treba da se razmeni u hladnjak;

K [W °C/m²] – koeficijent provođenja toplote koji se bira iz dijagrama za određeni tip rashladnog elementa za ostvarenu brzinu strujanja vode i vazduha;

Δt_{sr} [°C] – sračunata srednja logaritamska temperaturna razlika;

0,9 – koeficijent kojim se uzima u obzir zaprljanost rashladnih elemenata u eksploataciji (iskustveni podatak).

Potrebna rashladna površina mora da je jednaka ili manja od usvojene rashladne površine, tj. da je zadovoljen uslov:

$$F_p \leq F_s$$

Ukoliko je F_p veće od F_s ili F_s znatno veće od F_p , rashladna površina se povećava, odnosno smanjuje i postupak računске provere rashladnog sistema se ponavlja.

3.2. Računska provera usvojenih rashladnih površina hladnjaka ulja dizel-motora i hladnjaka ulja hidrauličnog prenosnika

Računska provera usvojenih rashladnih površina hladnjaka ulja dizel-motora i hladnjaka ulja hidrauličnog prenosnika istovetna je računskoj proveri rashladne površine rashladne vode. Kod provere rashladne površine hladnjaka ulja hidrauličnog prenosnika snage treba voditi računa da se kod nekih tipova prenosnika cirkulacija ulja kroz hladnjak obezbeđuje centrifugalnom pumpom, kod koje je, za razliku od zupčaste pumpe, protok ograničen otporom strujanja. S obzirom da na koeficijent provođenja toplote K znatno veći uticaj imaju brzine strujanja ulja nego brzine strujanja vode, to kod hidrauličnih prenosnika sa centrifugalnom pumpom treba tačno naći radnu tačku pumpe.

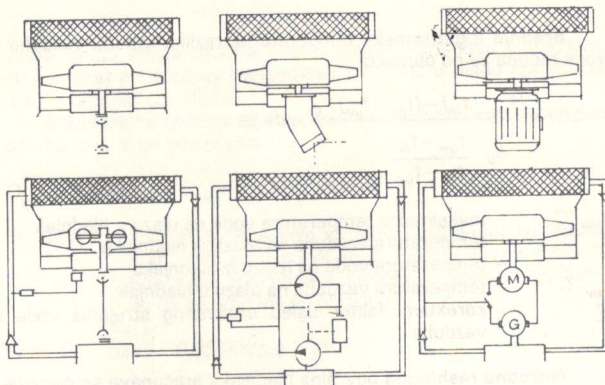
4. IZBOR POGONA VENTILATORA I DODATNIH UREĐAJA RASHLADNOG SISTEMA

4.1. Pogon ventilatora

Rashladni sistem na dizel-hidrauličnim šinskim vozilima mogu imati sledeće vrste pogona:

- mehanički,
- mehanički sa termostatskim uključivanjem preko hidraulične, pneumatske ili elektromagnetne spojnice,
- mehanički sa termostatskim uključivanjem i promenljivim brojem obrtaja ventilatorskog kola,
- hidrostatski sa termostatskim uključivanjem,
- hidrostatski sa termostatskim uključivanjem i promenljivim brojem obrtaja ventilatorskog kola,
- električni sa termostatskim uključivanjem,
- električni sa termostatskim uključivanjem i promenljivim brojem obrtaja ventilatorskog kola.

Na slici 10 šematski je prikazano nekoliko tipova pogona ventilatora firme »VOITH«.



Slika 10

U zavisnosti od konstruktivnih, tehnoloških i ekonomskih razloga bira se pogon ventilatora rashladnog sistema za definisanu snagu i broj obrtaja.

Uključivanje i isključivanje ventilatora sinhronizovano je sa otvaranjem i zatvaranjem pokretnih žaluzina.

4.2. Dodatni uređaji rashladnog sistema

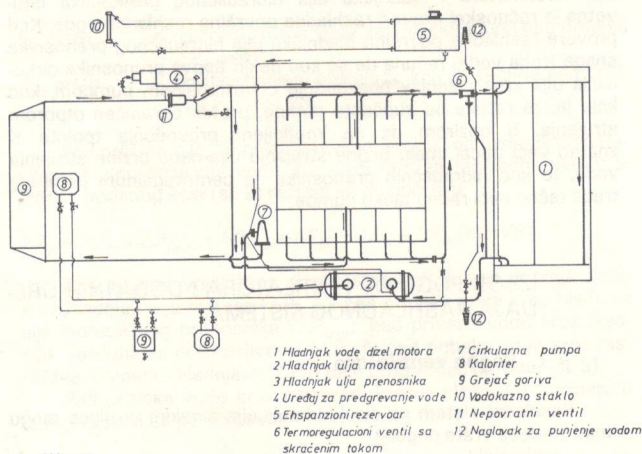
Pod dodatnim uređajima rashladnog sistema podrazumevaju se sledeći uređaji:

- ekspanzioni sud sa odzračnim ventilom,
- termoregulacioni ventili za skraćeni tok rashladne vode i ulja dizel-motora,
- uređaji za pregrevanje rashladne vode rashladnog sistema,
- uređaji za grejanje upravljačnice i goriva,
- uređaji za signalizaciju i očitavanje nivoa vode u rashladnom sistemu,
- naglavci za punjenje i pražnjenje rashladnog sistema.

Od dodatnih uređaja bitan uticaj na funkcionalnost rashladnog sistema ima odzračni ventil na ekspanzionom sudu.

Odzračnim ventilom održava se natpritisak u instalaciji vode kojim se razbijaju zaostali vazdušni »jastuci«, čiji je uticaj veoma štetan na vek dizel-motora (erozija i kavitacija).

Na slici 11 prikazana je rashladna šema kompletirana dodatnim uređajima



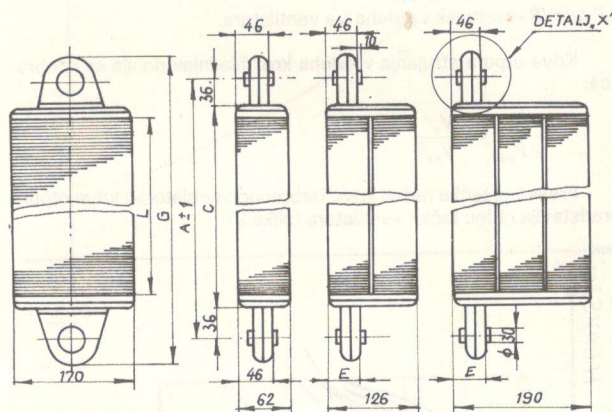
Slika 11.

5. KONSTRUKCIJA

Pod konstrukcijom rashladnog sistema podrazumeva se izrada sledeće grafičke dokumentacije:

- dispozicionog crteža rashladnog sistema;
- crteža ugradnje: hladnjaka ulja motora i prenosnika, hladnjaka rashladne vode, predgrejača vode, ekspanzione posude, pogona ventilatora i cevovoda;
- radioničke dokumentacije (hladnjaka rashladne vode, ekspanzione posude i drugih nestandardnih delova rashladnog sistema).

Za rashladne sistema šinskih vozila manjih snaga (do 200 kW), obično se koristi standardni hladnjak (ili hladnjaci) za drum-ska vozila. Na vozilima većih snaga hladnjaci rashladne vode konstruišu se od gotovih rashladnih elemenata (sl. 12).



Slika 12

Rashladni elementi prikazani su na slici 12 omogućuju različite konstrukcije hladnjaka rashladne vode, s obzirom na raspoloživi prostor na vozilu, potrebnu rashladnu površinu i potrebne brzine strujanja vode i vazduha kroz rashladne elemente (slike 3 i 8).

LITERATURA:

1. Projektna dokumentacija firme: VOITH, BEHR I MIN
2. MALIĆ D: TERMODINAMIKA I TERMOTEHNIKA, BEOGRAD
3. KRPAN D: Klipni motori sa prednabijanjem Zagreb
4. ПЕТРИЧЕНКО Р: Системи жидкостного охладження быстроходных двигателей внутреннего сгорания, Ленинград 1975 год.

(Adresa: Miodrag Stanković, dipl. inž. MIN Niš).

Kočnica i elektropneumatska oprema na lokomotivama GM serije 645 za ŽTO Novi Sad

UDK 629.424.077

Petar RISTIĆ, dipl. maš. inž.
Vladimir ALEKSANDROV, dipl. maš. inž.

UVOD

Dizel-električne lokomotive (DEL) proizvodnje General Motors (GM) Corporation počele su da se uvoze iz SAD za potrebe JŽ još od 1960. godine. Kasnije su nabavljene i iz Španije (MACOSA) i od domaćeg proizvođača TVO «Đuro Đaković». Do sada je nabavljeno više od 300 lokomotiva familije GM. One na JŽ nose oznake sezija: 644, 645, 661, 663, 664, i 666.

Do sada isporučene lokomotive GM su opremljene kočnicom i elektropneumatskom opremom sistema WESTINGHOUSE – američke proizvodnje.

METALSKI ZAVOD «TITO» – Skopje (MZT) je, polazeći od obaveza preuzetih Sporazumom JŽ – MZT, a imajući u vidu proširenje asortimana kočne opreme, novu nabavku lokomotiva serije 645 za ŽTO Novi Sad, buduće nabavke, održavanje i obnovu sadašnjeg voznog parka, ponudio projekat domaće kočnice za lokomotivu serije 645. Sva tehnička pitanja su rešena zajedno sa stručnjacima RO TVO «Đuro Đaković», koja je isporučilac lokomotive.

Pri projektovanju koncepcije kočnice pošlo se od sledećih tehničkih postavki:

- da kočna oprema MZT obavi sve funkcije koje je obavljala oprema WESTINGHOUSE;

- da se svi tehnički parametri dosadašnjeg sistema zadrže, te da kao krajnji rezultat snaga kočnice i zaustavni put ostanu nepromenjeni.

Kočnica je tako koncipirana da su primenjeni sklopovi i elementi kočnice već primenjivani na drugim lokomotivama i vozilima JŽ, pa se mogu smatrati standardnim.

U daljem tekstu dat je prikaz projektovanog rešenja.

1. OPIS DELOVANJA KOČNICA

Lokomotiva serije 645 opremljena je:

- vazdušnom automatskom kočnicom,
- lokomotivskom kočnicom,
- uređajima za prinudno kočenje,
- ručnom kočnicom,
- ostalom pneumatskom opremom.

Kočnica i pneumatski uređaji su sistema OERLIKON i MZT, proizvodnje MZT, usvojeni na JŽ kao standardni sistem. Sva kočnica i pneumatskih uređaja sa specifikacijom data je u prilogu.

1.1. Vazdušna automatska kočnica

Ova kočnica je osnovna kočnica lokomotive i voza. Koristi zbljeni vazduh za proizvodnju kočne sile. Njome se upravlja kočnikom FV4a, osnovnu funkciju kočnice obavlja rasporednik LST 1 sa svojim dodatnim uređajima, a kočnu silu proizvode kočni cilindri 8« sa poluzjem. Ova sila se preko li-
venih jednodelnih papuča prenosi na točkove.

Kočnica može raditi u sva tri režima kočenja: (teretni (G), putnički (P) i brzi (R)).

Promena vrste kočnice (G ili P) obavlja se preko elektropneumatskog ventila (G/P) kojim se upravlja preklapkom smeštenom na upravljačkom pultu, a promena sile kočenja (režim P/R) preko elektropneumatskog ventila P/R) automatski, kada je brzina veća od cca 60 km/h (uključen mikropred-
kidač brzina) i kada je započet proces kočenja (pritisak u kočnim cilindrima veći od 1,05 bara). Ostvareni pritisci u kočnim cilindrima iznose: u režimu G i P 3,7 bara, u režimu R 6,0 bara.

1.2. Lokomotivska kočnica

Lokomotivska kočnica deluje samo preko kočnih cilindara lokomotive. Kočenje se ostvaruje pomeranjem ručice direktnog kočnika FD1 u položaj kočenja, čime se vazduh iz napojnog voda (komandni pritisak) upušta u prenosac (rele) pritiska D1. Prenosac pritiska izvršava zavedeno kočenje povezujući pomoćni rezervoar sa kočnim cilindrima, ostvarujući kočenje pritiskom zadatim iz kočnika. Direktni kočnik omogućava postepeno kočenje i otkočivanje i nadoknađivanje gubitaka vazduha u kočnim cilindrima, sa mogućnošću regulisanja pritiska u kočnim cilindrima do 6 bara. Razdvajanje delovanja lokomotivske i produžne kočnice ostvareno je dvostrukim nepovratnim ventilom.

1.3. Uređaji za prinudno kočenje

Zavođenje brzog kočenja ostvaruju i uređaji za prinudno kočenje: autostop – uređaj (AS) i uređaj za kontrolu budnosti mašinovođe. AS-uređaj je tipa I-60 (EI-Siemens). Pneumatski deo ovog uređaja preko pomoćnog ventila ostvaruje napajanje vazduhom ventila na elektronskom uređaju i zavođenje brzog kočenja pražnjenjem glavnog voda, kada uređaj stupi u dejstvo.

Uređaj za kontrolu budnosti (budnik) je tipa EP 202 A. U normalnim uslovima opsluživanja, preko budnika se napaja EP – ventil budnika. Pri stupanju budnika u dejstvo prekida se napajanje EP-ventila, čime se otvara put vazduhu kroz komandni vod prema ispusnom ventilu i zatvornom ventilu na napojnom vodu. Komandni vazduh otvara ispusni ventil preko koga se prazni glavni vod i zavodi brzo kočenje. Istovremeno, komandni vazduh zatvara zatvorni ventil, čime se prekida veza glavnih rezervoara preko kočnika sa atmosferom i sprečava pražnjenje glavnih rezervoara. Ovakva koncepcija budnika predstavlja novinu na JŽ i prvi put je primenjena na motornim vozilima serije 712.

1.4. Oprema kočnice

Kočnik FV4a predstavlja savremeni tip kočnika koji se primenjuje kod lokomotiva namenjenim svim režimima vuče (teretni, putnički, brzi).

Kočnikom se upravlja produžnom vazdušnom kočnicom sa svakom upravljačkom mesta. On omogućava punjenje glavnog voda regulisanim pritiskom (5 bara) i forsirano otkočivanje talasom visokog pritiska, vožnju, kočenje-otkočivanje (stepenasto i potpuno), brzo kočenje i vožnju u zaprezi.

Rasporednik LST 1 spada u grupu savremenih lokomotivskih rasporednika. Njegove prednosti su:

- proste je konstrukcije, bez metalnih kliznih površina, koristi gumene membrane i zaptivke;
- ima ugrađen ograničivač maksimalnog pritiska u kočnim cilindrima;
- ima ugrađen menjač, vrste kočnica (G/P) i sile kočenja (P/R);
- može se koristiti i kao uređaj zaštite od klizanja („buksiranja“) točkova;
- aktiviranjem otkočenika ne prazni se radna komora, već se samo izjednačuje sa komorom glavnog voda.

Konstrukcija je izvedena na principu dogradnje pojedinih uređaja („baukasten“). Napaja se zbijenim vazduhom iz pomoćnog rezervoara zapremine cca 200 l, pritiska 8–10 bara.

Prenosač pritiska D1 omogućava napajanje kočnih cilindara iz pomoćnog rezervoara u zavisnosti od zavedenog stepena kočenja direktnim kočnikom FD1. Primenjen je u cilju skraćivanja vremena kočenja i ravnomernije raspodele vazduha na veliki broj cilindara i različite dužine kočnih vodova.

Dvokružni zaštitni ventil, ugrađen na kočnom vodu, automatski zatvara vazdušni vod kočnih cilindara onog obrtnog postolja kod koga je došlo do naglog pada pritiska (pucanje spojnih vodova, velika nezaptivenost i sl.).

Kočni cilindri prečnika 8“, ugrađeni po 2 komada kod svake osovine, zajedno sa kočnim polužjem, proizvode i prenose silu kočenja. Regulacija kočnog polužja je ručna.

Napojni i glavni vod prečnika 5/4“, sa čeonim slavima i spojnim crevima, preko kojih je lokomotiva povezana sa vozom ili drugim lokomotivama u zaprezi.

Ostale komponente: rezervoari za vazduh, prečistači vazduha, nepovratni ventili, EP–ventili, slavine, spojni vodovi, manometri i dr. su standardne izvedbe i primenjene na vozilima JŽ

2. PNEUMATSKA OPREMA

2.1. Grupa za proizvodnju i pripremu zbijenog vazduha (A)

Za proizvodnju zbijenog vazduha koristi se trocilindrični klipni kompresor Westinghouse, tipa WBO. Kapacitet kompresora pri praz-

nom hodu motora iznosi 2,18 Nm³/min. a pri maksimalnom broju obrta motora iznosi 6,65 Nm³/min.

Vazduh iz kompresora odlazi u 2 glavna rezervoara, jedan zapremine 500 l, drugi 300 l, i jedan pomoćni zapremine 200 l, i to: prvo u glavni rezervoar za pomoćne uređaje smešten ispod donjeg postolja lokomotive, a iz njega, preko nepovratnog ventila, u glavni i pomoćni rezervoar za kočnicu smeštene sa druge strane donjeg postolja. Rezervoari su snabdeveni slavinama za izduvavanje kondenzatora.

Pritisak u glavnim rezervoarima se reguliše tako što se iz rezervoara za pomoćne uređaje jedan vod vodi preko isključne slavine, EP-sklopke sa opsegom regulacije 8,8/7,7 bara, manometra za pomoćne uređaje EP-ventila i dvostruko-povratnog ventila do kompresora.

Pri pritisku 8,8 bara EP-sklopka uključuje EP-ventil koji propušta vazduh ispod usisnih ventila, prinudno ih otvara i kompresor radi u „praznom“ hodu. Kada pritisak vazduha padne na 7,7 bara, EP-sklopka prekida napajanje EP-ventila, prekida se dovod vazduha u kompresor, a preostali ispušta u atmosferu, kompresor ponovo počinje da sabija vazduh.

Dvostruka veza („by passe“) preko isključne slavine omogućava ručno rasterećenje kompresora prilikom njegovog ispitivanja.

Iz glavnog rezervoara za kočnicu, preko prečistača i alkoholnog raspršivača napaja se napojni vod pritiskom 8,8/7,7 bara, a preko njega ostali kočni uređaji.

2.2. Oprema za podmazivanje venaca točkova (N)

Ova oprema omogućava podmazivanje venaca točkova na dve osovine svakog obrtnog postolja, u zavisnosti od pređenog puta, u intervalima čije se trajanje reguliše uljem, čija se količina reguliše automatskim radom, koji ne angažuje mašinovođu.

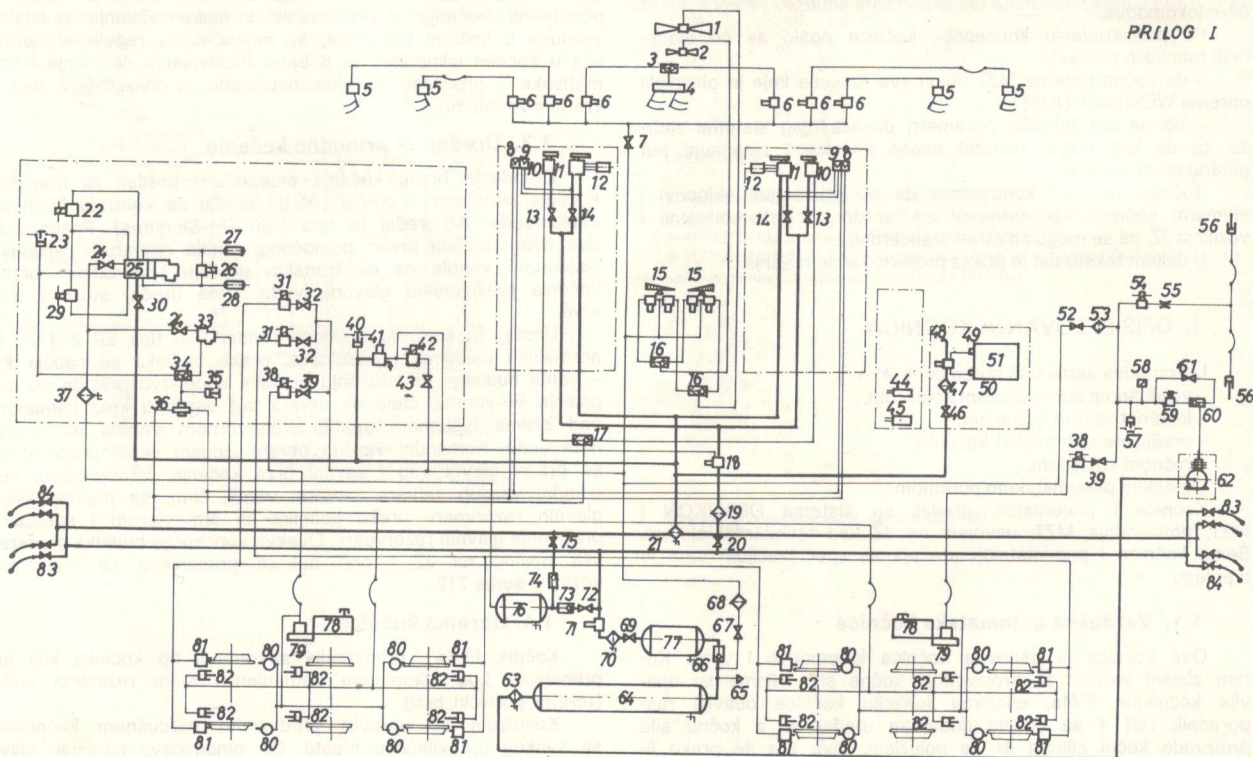
Oprema se sastoji iz tri međusobno povezane grupe uređaja:

- uređaj za upravljanje;
- uređaj za smeštaj i raspodelu ulja za podmazivanje;
- uređaj za razvod ulja i vazduha i raspršivanje ulja.

Glavni elementi oprema za podmazivanje su:

- elektronski komandni uređaj, koji upravlja radom EP-ventila koristeći impulse od brzinoera i napajanje iz baterija, aktivira EP-ventile, u zavisnosti od pređenog puta između

PRILOG I



SHEMA KOČNE I PNEUMATSKJE OPREME NA DEL SER. 645

dva uzastopna podmazivanja, koji se može po želji regulisati na 150, 300 ili 450 m;

- EP-ventili tipa EV 5 preko kojih se sistem napaja vazduhom (EP-ventil pod naponom - radni položaj) i ispušta vazduh u atmosferu (EP-ventil bez napona - neradni položaj); radni pritisak je 6 bara, a minimalni pritisak vazduha za rad uređaja 3 bara;

- uređaj za smeštaj i raspodelu ulja, koji se sastoji iz rezervoara za ulje sa priborom i razdeone pumpe (mazalice) koja dozira potrebne količine ulja i potiskuje ih ka brizgaljkama;

- cevovodi (bakarne cevi $\varnothing$ 8 i $\varnothing$ 6 mm, elastična spojna creva, spojni elementi) za dovođenje ulja i vazduha do brizgaljki;

- brizgaljke, smeštene uz vence točkova, u koje se dovodi ulje i vazduh i raspršuje ulje na venac točka.

2.3. Oprema peskare (H)

Peskarenje se obavlja na 3 načina:

- ručno, pritiskom na taster ugrađen na upravljačkom pultu, za odgovarajući smer vožnje. Ovim se uključuje EP-ventil na taj smer vožnje, koji propušta vazduh u ventile peskare i peskari ispod prvih osovinu svakog obrtnog postolja u smeru vožnje;

- automatsko, pri brzom kočenju pri čemu EP-ventil peskare uključuje EP-sklopka kad pritisak u glavnom vodu padne ispod 3,0 bara. Dalje napajanje odgovarajućeg EP-ventila peskare ide preko menjača smera vožnje;

- automatsko, pri klizanju točkova, pri čemu se aktivira rele klizanja, a preko njega i menjači smera vožnje i odgovarajući EP-ventil peskare.

U oba slučaja automatsko peskarenje se zaustavlja pri brzinama manjim od 10 km/h preko kontakta sa brzinomera.

2.4. Sirena (L)

Na kraju upravljačke kabine ugrađene su dve dvostruke sirene za visoke i niske tonove. Njima se upravlja dvopoložajnim razvodnikom (niski i visoki ton), pritiskom noge.

2.5. Brisači (M)

Na čeonim staklima ugrađeni su brisači koji se napajaju zbijenim vazduhom iz rezervoara za pomoćne uređaje, preko ventila sa mehaničnim upravljanjem.

2.6. Oprema za regulisanje temperature vode za hlađenje motora (G)

Regulisanje temperature vode za hlađenje dizel-motora obavlja se uključivanjem ventilatora i otvaranjem žaluzina.

Ventilator se uključuje preko termostata i elektromotora.

Žaluzine se otvaraju posle uključivanja ventilatora, ako temperatura vode za hlađenje i dalje raste. Termostat za žaluzine će na temperaturi od 82°C uključiti EP-ventil za otvaranje žaluzina.

Kada temperatura vode opadne na 76°C, termostat će isključiti EP-ventil, vazduh iz cilindra za otvaranje žaluzina će izlaziti u atmosferu, a žaluzine će se zatvoriti.

2.7. Komandni uređaji

Postoje 4 komandne EP-sklopke:

- EP-sklopka za svođenje dizel-motora na prazan hod pri zavođenju prvog stepena kočenja (pritisak u kočnim cilindrima 0,6 bara), bez obzira na način zavođenja.

Međutim, forsirani rad motora moguć je i pri zakočenom stanju, ako je ručica smera vožnje u neutralnom položaju. Ovim je omogućeno intenzivnije punjenje rezervoara kada lokomotiva dolazi na voz;

EP-sklopka za uključjenje II stepena kočenja (režim R), koja omogućava zavođenje režima R samo pri jačem zakočenju (pritisak u kočnim cilindrima veći od 1,0 bara), čime je izbegnuto često i nepotrebno uključjenje EP-ventila P/R;

EP-sklopka za automatsko uključjenje peskara pri brzom kočenju, bez obzira na način zavođenja;

EP-sklopka za regulisanje pritiska glavnih rezervoara, odnosno svođenje kompresora na »prazan« hod.

3. VOŽNJA LOKOMOTIVE U NERADNOM STANJU

U slučaju kada se lokomotiva transportuje u neradnom stanju, funkcija kočnice je zadržana i lokomotiva će biti kočena, kao i svaka kola u vozu.

Ovo je omogućeno povezivanjem glavnog voda (5 bara), preko isključene slavine, prečistača i nepovratnog ventila sa pomoćnim rezervoarom kočnice, tako da se pomoćni rezervoar napaja preko glavnog voda, preuzimajući tako ulogu pomoćnog rezervoara kod kola.

4. ZAKLJUČAK

Iz izloženog opisa kočnice i elektropneumatske opreme je očigledno da je moguća potpuna supstitucija ove opreme domaćom koju proizvodi MZT Skoplje, izuzimajući kompresor, za koji u zemlji nema proizvođača. Osim toga, kočna oprema MZT je savremenija kompaktnija, obavlja više funkcija, sa većom primenom električnih i elektronskih delova.

JŽ i njihovi remonter i mogu sada otpočeti sistematsku zamenu oštećene ili dotrajale kočnice na lokomotivama GM. Time će postići dvostruki cilj: zamenu uvoznih rezervnih delova domaćim i dati dorinos daljem razvoju domaće kočnice.

PRILOG 2

SPECIFIKACIJA KOČNE I PNEUMATSKE OPREME NA DEL SER. 645

1. Sirena visokog tona	kom.	2
2. Sirena niskog tona	kom.	2
3. Dupli povratni ventil	kom.	1
4. Uređaj brisača dvostruki	kom.	1
5. Uređaj brisača	kom.	4
6. Komandni ventil	kom.	6
7. Produvna slavina	kom.	1
8. Dvostruki manometar	kom.	2
9. Dvostruki manometar	kom.	2
10. Direktni kočnik FD1	kom.	2
11. Automatski kočnik FV4a	kom.	2
12. Kombin. rezervoar 1,3,7 l	kom.	2
13. Produvna slavina	kom.	2
14. Produvna slavina	kom.	2
15. Ventil dvopritisni	kom.	2
16. Dupli povratni ventil	kom.	2
17. Dvostruki nepovratni ventil	kom.	1
18. Zatvorni ventil	kom.	1
19. Prečistač vazduha	kom.	1
20. Protočna slavina	kom.	1
21. Otkapnik	kom.	1
22. EP-ventil menjača G/P	kom.	1
23. EP-prekidač	kom.	1
24. Isključna slavina	kom.	2
25. Rasporednik LST1	kom.	1
26. EP-ventil	kom.	1
27. Radna komora	kom.	1
28. Ekspanz. rezervoar	kom.	1
29. EP-ventil menjača P/R	kom.	1
30. Produvna slavina	kom.	1
31. Elektroventil peskare	kom.	2
32. Produvna slavina	kom.	2
33. Prenosač pritiska D1	kom.	1
34. Dvostruki nepovratni ventil	kom.	1
35. EP-prekidač	kom.	1

36. Dvokružni zaštitni ventil	kom.	1
37. Prečistač vazduha	kom.	1
38. Elektroventil za podmazivanje	kom.	2
39. Produvna slavina	kom.	2
40. EP-prekidač	kom.	1
41. Ispusni ventil	kom.	1
42. EP-ventil budnika	kom.	1
43. Produvna slavina	kom.	1
44. Elektronski impulsni davač	kom.	1
45. Impulsni budnik	kom.	1
46. Produvna slavina	kom.	1
47. Prečistač vazduha	kom.	1
48. Pomoćni ventil	kom.	1
49. Nulti ventil	kom.	1
50. Prenosni ventil	kom.	1
51. AS-uređaj	kom.	1
52. Isključna slavina	kom.	1
53. Prečistač vazduha	kom.	1
54. EP-ventil	kom.	1
55. Prigušnica	kom.	1
56. Cilindar žaluzine	kom.	2
57. EP-prekidač	kom.	1
58. Manometar	kom.	1
59. EP-ventil	kom.	1
60. Dvostruki povratni ventil	kom.	1
61. Produvna slavina	kom.	1
62. Kompresor	kom.	1

63. Prečistač vazduha	kom.	1
64. Glavni rezervoar I	kom.	1
65. Ventil sigurnosti	kom.	1
66. Nepovratni ventil	kom.	1
67. Isključna slavina	kom.	1
68. Prečistač vazduha	kom.	1
69. Isključna slavina	kom.	1
70. Prečistač vazduha	kom.	1
71. Raspršivač alkohola	kom.	1
72. Protočna slavina	kom.	1
73. Nepovratni ventil	kom.	1
74. Nepovratni ventil	kom.	1
75. Protočna slavina	kom.	1
76. Pomoćni rezervoar	kom.	1
77. Glavni rezervoar II	kom.	1
78. Rezervoar ulja	kom.	2
79. Mazalica	kom.	2
80. Brizgaljka	kom.	8
81. Ventil peskare	kom.	8
82. Kočni cilindar	kom.	12
83. Čeona slavina, leva	kom.	4
84. Čeona slavina, desna	kom.	4

(Adresa: Petar Ristić, dipl. maš. inž. i Vladimir Aleksandrov, dipl. maš. inž. MZT Skopje)

Analiza eksploatacionih pokazatelja lokomotiva 441-700 ŽTP Zagreb

UDK 629.424.016 (497.13)

Vitko GILJEVIĆ, dipl.inž. V

ŽTP Zagreb je od 1981. do danas dobilo 31 novu lokomotivu 441-700 koju je, sa domaćim kooperantima, proizvela tvornica lokomotiva »Rade Končar«. Ove lokomotive su do konca 6. mjeseca ove godine ukupno pretrčale 13.027.204 km.

Ova podserija lokomotiva je proizvedena nakon desetogodišnjeg iskustva proizvođača i korisnika i u nju su ugrađena nova saznanja do kojih se u tom periodu zajednički došlo. Potrebno je promatrati eksploatacione pokazatelje ovih lokomotiva u odnosu na »stare« lokomotive da bi se mogla ocijeniti uspješnost pojedinih poboljšanja i novih rješenja, kao baza za eventualne daljnje modifikacije starih lokomotiva.

Proanalizirat ćemo usporedne pokazatelje u periodu I-VI 1984. godine.

1. EKSPLOATACIONI POKAZATELJI LOKOMOTIVA 441 U PERIODU I-VI 1984. GODINE

Pokazatelj	441-000	441-700	Ukupno 441
Broj lokomotiva u prometu	47	26,7	73,7
Imobilizacija lokomotiva	11,5	5,4 (za I-IV)	9,29
Pretrčani kilometri – ukupno	4.280.569	2.719.643	7.000.012
Pretrčani kilometri – po 1 lokomotivi	91.076	101.859	94.980
Pretrčani kilometri – po 1 lokomotivi mjesečno	15.179	16.977	15.830
Broj defekata – ukupno	106	44	150
Broj defekata – po 1 lokomotivi	2,26	1,65	2,04
Broj defekata – 10 ⁶ km	24,8	16,2	21,4

Analizirat ćemo pojedine pokazatelje i objasniti njihove uzroke.

2 IMOBILIZACIJA LOKOMOTIVA

Ukupna imobilizacija 441-700 je osjetno manja nego kod starih lokomotiva. Uzrok je daleko manji broj vanrednih popravaka, manji broj pregleda i manji opseg radova na njima. Bitan faktor je i to da ove lokomotive u promatranom periodu nisu bile na investicionom popravku.

3. DEFEKTI

Usporedbom broja defekata, u apsolutnom broju, po lokomotivi i po pretrčanom kilometru evidentna je osjetna razlika u korist lokomotiva podserije 700.

Sljedeća tablica pokazuje defekte po komponentama u periodu I-VI 1984. godine.

Komponenta	441-000	441-700	Ukupno 441
Birač napona	7	7	14
Glavni transformator	1	–	1
Pomoćni pogoni	39	4	43
Vučni motori	9	–	9
Baterije i punjač baterija	2	1	3
Krovnna oprema	1	4	5
Glavni prekidač	4	1	5
AS i RDV	3	2	5
Glavni kompresor	3	13	16
Kočioni uređaji	4	–	4
Budnik i registrirajući uređaj	3	3	6
Postolje	4	1	5
Upravljački dio	15	2	17
Rukovanje	6	3	9
Ostalo	5	3	8
UKUPNO:	106	44	150

Iz tablice je evidentno da je glavno smanjenje defekata na pomoćnim pogonima i upravljanju, što kod starih lokomotiva u ukupnom broju iznosi preko 50%, (54 od 106), a kod podserije 700 svega

oko 14% (6 od 44). Očito je da rješenje pomoćnih pogona podserije 700 daje zadovoljavajuće zadatke, pa ga treba provesti i na ostalim lokomotivama.

Na ovako drastično smanjenje pomoćnih pogona sigurno povoljno utječe vijčani kompresor koji je u stalnom pogonu, približno kontinuiranog opterećenja, što djeluje stabilizirajuće na trofazni sistem.

U promatranom periodu nije bio niti jedan defekt na vučnim motorima, kočionim uređajima, već samo jedan na postolju. To potvrđuje kvalitetu ovih komponenata, o čemu će kasnije biti još govora.

Jedini nepovoljniji pokazatelj kod podserije 700 su defekti na glavnom kompresoru, čiji je broj osjetno veći nego kod klipnih kompresora. Razlog ovakvom stanju su još uvijek »dječje bolesti« kompresora, koji do sada nije bio ugrađivan u lokomotive. Proizvođač vijčanog kompresora »BAUER« je napravio čitav niz modifikacija, od kojih su neke još u toku, tako da će se ovaj broj vjerojatno smanjiti. U ovom trenutku je prerano govoriti o definitivnoj pouzdanosti ove komponente. Moramo konstatirati da, pored spomenutog pozitivnog utjecaja na pomoćne pogone, vijčani kompresor stvara daleko manju buku, te omogućuje, zbog niske radne temperature, vrlo efikasno sušenje zraka, tako da je zračna instalacija potpuno suha, kao i pojedini pneumatski aparati.

Smještaj samog kompresora nije najsretnije rješenje, jer zahtijeva velike radove prilikom njegove demontaže.

4. ODRŽAVANJE LOKOMOTIVA

Ciklus tekućeg održavanja lokomotiva podserije 700 je različit u odnosu na stare lokomotive. Dok lokomotive podserije 000 između pregleda pretrče oko 15 000 km, one pretrče oko 25 000 km.

Opseg radova na pregledima kod podserije 700 je osjetno manji, a time i utrošak radnog vremena. Električni dio praktički ne zahtijeva nikakvo održavanje, a na mehaničkom dijelu vanredni radovi su neuporedivo manji.

Prve lokomotive 700 su pretrčale preko 600.000 km, te je do sada na 2 napravljen investicioni popravak. Nađeno stanje pokazuje da nema potrebe slati lokomotive u remont prije pretrčanih 800.000 km, a vjerojatno će optimum biti milijun kilometara, što će iskustvo pokazati.

Ovi podaci govore da su lokomotive podserije 700 kvalitetnije od ranije isporučenih, a to se očituje i u poboljšanjima pojedinih komponenata koje su predstavljale problem podserije 000.

Najvažnija poboljšanja su slijedeća:

4.1. Osovine i reduktori

Ugrađene su nove osovine, rađene po novim tehničkim uslovima za isporuku osovine (povećana žilavost materijala), koje su, nađamo se, potpuno riješile problem pucanja.

Nova generacija reduktora sa nizom poboljšanja i izmjenjene tehnologije brtvljenja dala je izvanredne rezultate, jer do sada nije bilo niti jednog slučaja kvara ili curenja, tako da nije bilo potrebe za rastavljanjem.

4.2. Monoblok točkovi

Problem labavljenja i zamjene bandaža točkova je manje izražen nego u ostalim ŽTP. Prosječni vijek trajanja bandaža je oko 550.000 km, ili oko tri godine eksploatacije.

Na lokomotivama podserije 700 ugrađeni su monoblok točkovi od materijala R9. Pokazatelji potrošnje su izvanred-

ni, naročito kod lokomotiva koje nisu imale pojave ravnih mjesta.

Do prvog tokarenja ove lokomotive su prosječno pretrčale 582.204 km, ili približno kao do zamjene bandaža. Ukoliko ne bude pojave ravnih mjesta, realno je očekivati da će točkovi trajati osjetno preko milijun kilometara, što potpuno opravdava njihovu ugradnju i bez ostalih prednosti (labavljenje bandaža, sigurnost).

4.3. Postolje

Postolje podserije 700 je rekonstruirano i dimenzionirano za retardaciju 5g, što je riješilo probleme pucanja centralnog svornjaka, savijanja kolijevke, pucanja ušica vješalica reduktora itd. Stanje ovješena kočionog polužja je dobro, a novi kvalitet materijala čahura omogućuje njihov duži vijek i zahtijeva osjetno manji opseg radova na održavanju.

4.4. Vučni motori

Iako su kolektori vučnih motora rađeni od mekšeg bakra, za sada s njima nema problema. Upotrebljava se četkica od materijala HOFFMAN ESP, koji je nakon dugotrajnog ispitivanja dao najbolje rezultate. Potrošnja četkice iznosi oko 0,1 mm na 1000 pretrčanih kilometara.

Potpuno je izvjesno da motore neće trebati otvarati do 800.000 km, a nadamo se i duže.

4.5. Upravljanje

Osjetno modificirano upravljanje lokomotivom, te smještaj signalne table u upravljačnici, omogućuje jednostavnije rukovanje te »kvintiranje« bez ulaza u mašinski prostor.

4.6.

Pantograf je isti kao na »starim« lokomotivama, ali je zakrenut za 180°. Razlog ovoj modifikaciji je očekivanje da će prilikom zaplitanja u mrežu oštećenje pantografa i mreže biti manje. Za sada se ne može napraviti usporedba i utvrditi opravdanost ove modifikacije.

5. ZAKLJUČAK

Iz svega navedenog je evidentno da lokomotive podserije 700 predstavljaju novu generaciju u razvoju domaćih diodnih lokomotiva, koja je daleko kvalitetnija od starih lokomotiva. Kroz modifikacije starih lokomotiva treba provesti što više provjerenih rješenja podserije 700 i na taj način povećati pouzdanost i raspoloživost svih lokomotiva na mreži JŽ. Sigurno je da ciklusi održavanja i opisi radova na tekućem održavanju i remontu i ne mogu biti zajednički za podserije 000 i 700 i treba ih i dalje dorađivati da bi se utvrdio optimum.

Činjenica da je mehanički dio podserije 700 gotovo isti ili sličan kao kod tiristorske lokomotive 442, daje nam za pravo očekivati da će i ova lokomotiva u eksploataciji dati dobre rezultate.

(Adresa: Vitko Giljević, dipl.inž ŽTP Zagreb)

Izvođenje opštih jednačina rada mehaničkog prenosnika snage sa primenom na mehanički prenosnik snage dizel-motornog voza »GANZ MAVAG«

UDK 629.424.031

Prof. dr Aleksandar M. KRSTIĆ, dipl. inž.

U ovom radu definišu se osnovne jednačine rada klasičnog zupčastog para, koje se zatim koriste za izvođenje opštih jednačina rada mehaničkog prenosnika snage sa primenom na mehanički prenosnik snage dizel-motornog voza GANZ MAVAG.

1. DEFINISANJE OSNOVNIH JEDNAČINA RADA ZUPČASTOG PARA

U osnovne jednačine rada zupčastog para ubrajaju se jednačine: momenata, prenosnih odnosa, obimnih sila, snage, ugaonih brzina, brojeva obrta i obimnih brzina.

Sve ove jednačine biće u radu definisane za zupčasti par [5], koji ima sledeću strukturu (slika 1): pogonsko vratilo A sa ležištem L_A , koje je čvrsto povezano sa zupčanikom 1, izlazno vratilo B sa ležištem L_B i sa osloncem G_B , čvrsto povezano sa zupčanikom 2, koji je u stalnom zahvatu sa zupčanikom 1 na ulaznom vratilu A.

1.1. Definisanje momenata

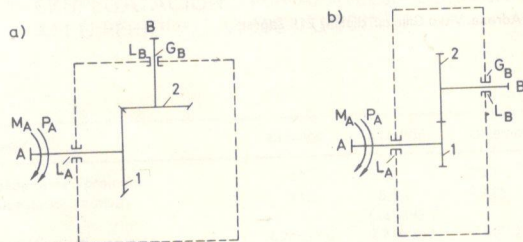
Kod zupčastog para (slika 1) pri ravnomernom obrtanju i ne uzimajući u obzir gubitke usled trenja, obrtni moment na ulaznom vratilu jednak je algebarskom zbiru obrtnog momenta na izlaznom vratilu i momentu na mestu oslonca:

$$M_A = M_B + M^*_{GB} \quad (1)$$

gde je:

- M_A – obrtni moment na ulaznom vratilu A,
- M_B – obrtni moment na izlaznom vratilu B i
- M_{GB} – moment na mestu oslonca G_B .

Izraz (1) je osnovna jednačina momenata kod zupčastog para.



Slika 1 – Klasičan zupčasti par:
a – sa koničnim zupčanicima i
b – sa cilindričnim zupčanicima

1.2. Definisanje prenosnih odnosa

Kod zupčastog para je algebarski zbir prenosnog odnosa na izlaznom vratilu i na mestu oslonca jednak jedinici:

$$i_B + i_{GB} = 1,^{**} \quad (2)$$

gde je:

- i_B – prenosni odnos na izlaznom vratilu B i
- i_{GB} – prenosni odnos na mestu oslonca G_B .

Formula (2) je osnovna jednačina prenosnih odnosa kod zupčastog para.

1.3. Definisanje obimnih sila

Kod zupčastog para je obimna sila pogonskog zupčanika jednaka algebarskom zbiru proizvoda prenosnog odnosa i obimne sile gornjeg zupčanika i proizvoda prenosnog odnosa i sile na mestu oslonca:

$$F_A = i_B F_B + i_{GB} F_{GB} \quad (3)$$

gde je:

- F_A – obimna sila pogonskog zupčanika na ulaznom vratilu A,
- F_B – obimna sila gonjenog zupčanika na izlaznom vratilu B i
- F_{GB} – sila na mestu oslonca G_B .

Izraz (3) je osnovna jednačina obimnih sila kod zupčastog para

1.4. Definisanje snage

Kod zupčastog para pri ravnomernom obrtanju i kada se ne uzimaju u obzir gubici energije usled trenja, snaga na ulaznom vratilu je jednaka proizvodu obrtnog momenta na ulaznom vratilu, prenosnog odnosa i ugaone brzine na izlaznom vratilu:

$$P_A = M_A i_B \omega_B,$$

gde je:

- P_A – snaga na ulaznom vratilu A i
- ω_B – ugaona brzina na izlaznom vratilu B.

Formula (4) je osnovna jednačina snage kod zupčastog para.

^{**} Nova jednačina autora

* Nova jednačina autora

1.5. Definisanje ugaonih brzina

Kod zupčastog para je ugaona brzina na ulaznom vratilu jednaka proizvodu prenosnog odnosa i ugaone brzine na izlaznom vratilu:

$$\omega_A = i_B \omega_{B'}$$

gde je:

ω_A – ugaona brzina na ulaznom vratilu A.

Izraz (5) je osnovna jednačina ugaonih brzina kod zupčastog para.

1.6. Definisanje brojeva obrta

Broj obrta na ulaznom vratilu kod zupčastog para je jednak proizvodu prenosnog odnosa i broja obrta na izlaznom vratilu:

$$n_A = i_B n_{B'} \quad (6)$$

gde je:

n_A – broj obrta na ulaznom vratilu A i

n_B – broj obrta na izlaznom vratilu B.

Formula (6) je osnovna jednačina brojeva obrta kod zupčastog para.

1.7. Definisanje obimnih brzina

Kod zupčastog para obimna brzina pogonskog zupčanika na ulaznom vratilu jednaka je proizvodu prenosnog odnosa na izlaznom vratilu, poluprečniku podeonog kruga pogonskog zupčanika na ulaznom vratilu i količniku obimne brzine gonjenog zupčanika na izlaznom vratilu i poluprečniku podeonog kruga gonjenog zupčanika na izlaznom vratilu:

$$v_A = i_B r_A \frac{v_B}{r_B} \quad (7)$$

gde je:

v_B – obimna brzina pogonskog zupčanika 1 na ulaznom vratilu A,
 r_A – poluprečnik podeonog kruga pogonskog zupčanika 1 na ulaznom vratilu A,

v_B – obimna brzina gonjenog zupčanika 2 na izlaznom vratilu B i
 r_B – poluprečnik podeonog kruga gonjenog zupčanika 2 na izlaznom vratilu B.

Izraz (7) je osnovna jednačina obimnih brzina kod zupčastog para.

2. IZVOĐENJE OPŠTIH JEDNAČINA RADA MEHANIČKOG PRENOSNIKA SNAGE

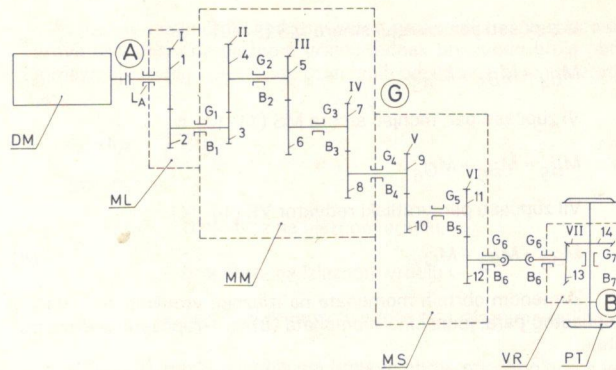
Opšte jednačine rada mehaničkog prenosnika snage biće izvedene pomoću osnovnih jednačina rada klasičnog zupčastog para. Za njihovo izvođenje u ovom radu korišćen je mehanički prenosnik snage dizel-motornog voza firme GANZ MAVAG.

Mehanički prenosnik snage dizel-motornog voza firme GANZ MAVAG u prva četiri stepena prenosa, pri kretanju voza u jednom smeru, koristi 7-zupčastih parova u kinematskoj vezi od dizel-motora do pogonskih točkova, dok u petom stepenu prenosa 5-zupčastih parova, i to:

– multiplikator ML (slika 2) ima uvek samo 1-zupčasti par (1-2),

– mehanički menjač MM (slika 2) ima pet stepeni prenosa i u prva četiri koristi 3-zupčasta para (slika 3), pri čemu: prvi stepen prenosa (slika 2) ima zupčaste parove (3-4, 5-6 i 7-8),

drugi stepen prenosa (slika 3) ima zupčaste parove (3'-4', 5-6 i 7-8),



Slika 2 – Mehanički prenosnik snage dizel-motornog voza firme GANZ MAVAG u prvom stepenu prenosa:
 ML – multiplikator, MM – mehanički menjač,
 MS – menjač smera, VR – vratilski reduktor i
 PT – pogonski točak

treći stepen prenosa (slika 3) ima zupčaste parove (3-4, 5'-6' i 7-8) i

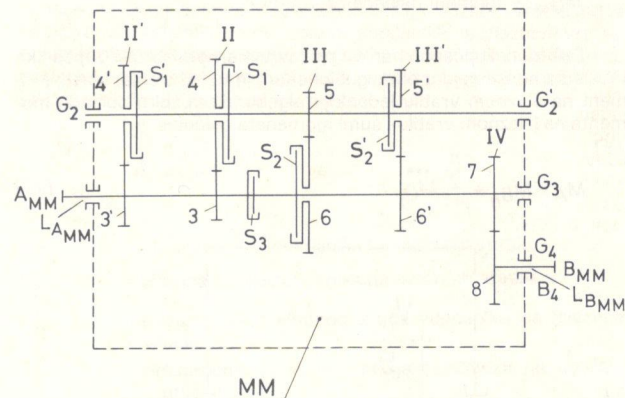
četvrti stepen prenosa (slika 3) ima zupčaste parove

(3'-4', 5'-6' i 7-8), dok

peti stepen prenosa (slika 3) ima samo 1-zupčasti par (7-8),

– menjač smera (slika 2) ima 2-zupčasta para (9-10 i 11-12) za kretanje voza u jednom smeru, dok za kretanje u suprotnom smeru koristi zupčastu jedinicu (slika 4) sa tri zupčanika (9-10-10')

– vratilski reduktor VR (slika 2) ima 1-zupčasti par (13-14).



Slika 3 – Mehanički menjač dizel-motornog voza firme GANZ MAVAG sa pet stepeni prenosa

2.1. Izvođenje opšte jednačine momenata

Ako se sada na mehanički prenosnik snage dizel-motornog voza firme GANZ MAVAG, pri korišćenju prvog stepena prenosa (slika 2) primeni osnovna jednačina momenata (1), tada se za pojedine zupčaste parove dobijaju momentne jednačine, i to:

I zupčasti par, multiplikator ML (1-2)

$$M_A = M_{B_1} + M_{G_1'}$$

II zupčasti par, mehanički menjač MM (3-4)

$$M_{B_1} = M_{B_2} + M_{G_2'}$$

III zupčasti par, mehanički menjač MM (5-6)

$$M_{B_2} = M_{B_3} + M_{G_3'}$$

IV zupčasti par, mehanički menjač MM (7-8)

$$M_{B_3} = M_{B_4} + M_{G_4'}$$

V zupčasti par, menjač smera MS (9–10)

$$M_{B_4} = M_{B_5} + M_{G_5}$$

VI zupčasti par, menjač smera MS (11–12)

$$M_{B_5} = M_{B_6} + M_{G_6}$$

VII zupčasti par, vratilski reduktor VR (13–14)

$$M_{B_6} = M_{B_7} + M_{G_7} \quad (8)$$

Zamenom obrtnih momenata na izlaznim vratilima kod svakog zupčastog para, jednačine momenata (8) za 7-zupčastih parova postaje:

$$M_A = M_{B_7} + M_{G_1} + M_{G_2} + M_{G_3} + M_{G_4} + M_{G_5} + M_{G_6} + M_{G_7} \quad (9)$$

gde je:

M_A – obrtni moment na ulaznom vratilu A,

M_{B_7} – obrtni moment na vratilu pogonskog točka B₇,

M_{G_1} – moment oslonca na vratilu 1,

M_{G_2} – moment oslonca na vratilu 2,

M_{G_3} – moment oslonca na vratilu 3,

M_{G_4} – moment oslonca na vratilu 4,

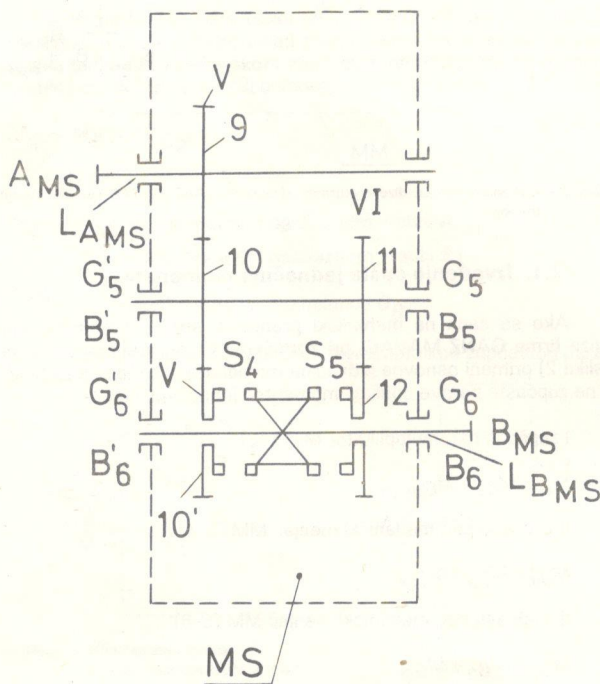
M_{G_5} – moment oslonca na vratilu 5,

M_{G_6} – moment oslonca na vratilu 6,

M_{G_7} – moment oslonca na vratilu 7,

Dok za n-zupčastih parova pri ravnomernom obrtanju zupčanika i kada se ne uzimaju u obzir gubici energije usled trenja, obrtni moment na ulaznom vratilu jednak je algebarskom zbiru obrtnog momenta na izlaznom vratilu i sumi momenata oslonca:

$$M_A = M_{B_n} + \sum_{j=1}^n M_{G_j} \quad (10)$$



Slika 4 – Menjač smera dizel-motornog voza firme GANZ MAVAG

*** Nova jednačina autora

gde je:

M_A – obrtni moment na ulaznom vratilu A,

M_{B_n} – obrtni moment na izlaznom vratilu n-zupčastog para B_n i,

$\sum_{j=1}^n M_{G_j}$ – suma momenata oslonaca kod n-zupčastih parova G_j.

Formula (10) je opšta jednačina momenata kod n-zupčastih parova.

2.2. Izvođenje opšte jednačine prenosnih odnosa

Opšta jednačina prenosnih odnosa kod zupčastih prenosnika sa n-zupčastih parova izvodi se pomoću opšte jednačine momenata (10), uvođenjem da je:

$$M_{B_n} = M_A \prod_{i=1}^n i_{B_i} \quad (11)$$

$$\sum_{j=1}^n M_{G_j} = M_A \sum_{j=1}^n i_{G_j}$$

Tada se dobija da je kod n-zupčastih parova algebarski zbir proizvoda prenosnih odnosa na izlaznim vratilima i sumi prenosnih odnosa na mestima oslonaca jednak jedinici:

$$\prod_{i=1}^n i_{B_i} + \sum_{j=1}^n i_{G_j} = 1, \quad (12)$$

gde je:

$\prod_{i=1}^n i_{B_i}$ – proizvod prenosnih odnosa na izlaznim vratilima kod n-zupčastih parova i

$\sum_{j=1}^n i_{G_j}$ – suma prenosnih odnosa na mestima oslonaca kod n-zupčastih parova.

Izraz (12) je opšta jednačina prenosnih odnosa kod zupčastog prenosnika sa n-zupčastih parova.

2.3. Izvođenje opšte jednačine obimnih sila

Izvođenje opšte jednačine obimnih sila zupčanika i sila na mestima oslonaca kod n-zupčastih parova vrši se pomoću opšte jednačine momenata (10), uvođenjem da je:

$$M_A = r_A F_A$$

$$M_{B_n} = r_{B_n} F_{B_n}$$

$$\sum_{j=1}^n M_{G_j} = \sum_{j=1}^n r_{G_j} F_{G_j}$$

Tada se dobija da je kod zupčastog prenosnika sa n-zupčastih parova pri ravnomernom obrtanju i u slučaju kada se ne uzima u obzir gubitak energije usled trenja, obimna sila zupčanika na ulaznom vratilu jednaka algebarskom zbiru proizvoda količnika poluprečnika podeonog kruga zupčanika na izlaznom vratilu i poluprečnika podeonog kruga zupčanika na ulaznom vratilu i proizvodu količnika poluprečnika podeonog kruga zupčanika na ulaznom vratilu i sumi proizvoda prenosnih odnosa i sila na mestima oslonaca:

$$F_A = \frac{r_{B_n}}{r_A} F_{B_n} + \sum_{j=1}^n i_{G_j} F_{G_j} \quad (14)$$

gde je:

$\frac{r_{B_n}}{r_A}$ – količnik poluprečnika podeonog kruga zupčanika na izlaznom vratilu i poluprečnika podeonog kruga zupčanika na ulaznom vratilu,

****Nova jednačina autora

- F_A – obimna sila zupčanika na ulaznom vratilu,
 F_{B_i} – obimna sila zupčanika na izlaznom vratilu,
 $\frac{1}{r_A}$ – količnik poluprečnika podeonog kruga zupčanika na ulaznom vratilu i
 $\sum_{i=1}^n i_{G_j} F_{G_j}$ – suma proizvoda prenosnih odnosa i sila na mestima oslonaca.

Formula (14) je opšta jednačina obimnih sila zupčastog prenosnika sa n -zupčastih parova.

2.4. Izvođenje opšte jednačine snage

Primenom osnovne jednačine snage kod zupčastog para (4) na zupčasti prenosnik sa n -zupčastih parova pri ravnomernom obrtanju i kada se ne uzima u obzir gubitak energije usled trenja, snaga na ulaznom vratilu jednaka je proizvodu obrtnog momenta na ulaznom vratilu, ugaone brzine na izlaznom vratilu i proizvodu prenosnih odnosa na izlaznim vratilima:

$$P_A = M_A \omega_{B_i} \prod_{i=1}^n i_{B_i} \quad (15)$$

gde je:

P_A – snaga na ulaznom vratilu,

ω_{B_i} – ugaona brzina na izlaznom vratilu i

$\prod_{i=1}^n i_{B_i}$ – proizvod prenosnih odnosa na izlaznim vratilima.

Izraz (15) je opšta jednačina snage zupčastog prenosnika sa n -zupčastih parova.

2.5. Izvođenje opšte jednačine ugaonih brzina

Opšta jednačina ugaonih brzina izvodi se pomoću opšte jednačine snage (15), uvođenjem da je:

$$P_A = M_A \omega_A \quad (16)$$

gde je:

ω_A – ugaona brzina na ulaznom vratilu.

Dobija se da je kod n -zupčastih parova ugaona brzina na ulaznom vratilu jednaka proizvodu ugaone brzine na izlaznom vratilu i proizvodu prenosnih odnosa na izlaznim vratilima:

$$\omega_A = \omega_{B_i} \prod_{i=1}^n i_{B_i} \quad (17)$$

gde je:

ω_A – ugaona brzina na ulaznom vratilu,

ω_{B_i} – ugaona brzina na izlaznom vratilu i

$\prod_{i=1}^n i_{B_i}$ – proizvod prenosnih odnosa na izlaznim vratilima.

Formula (17) je opšta jednačina ugaonih brzina, odnosno opšta jednačina kretanja kod n -zupčastih parova.

2.6. Izvođenje opšte jednačine brojeva obrta

Opšta jednačina brojeva obrta kod n -zupčastih parova izvodi se na osnovu opšte jednačine snage (15), i to uvođenjem da je:

$$\begin{aligned} \omega_A &= 2\pi n_A, \\ \omega_{B_i} &= 2\pi n_{B_i}, \end{aligned} \quad (18)$$

Tada se dobija da je kod zupčastog prenosnika sa n -zupčastih parova broj obrta na ulaznom vratilu jednak proizvodu broja obrta na izlaznom vratilu i proizvodu prenosnih odnosa na izlaznim vratilima:

$$n_A = n_{B_i} \prod_{i=1}^n i_{B_i}, \quad (19)$$

gde je:

n_A – broj obrta na ulaznom vratilu,

n_{B_i} – broj obrta na izlaznom vratilu i

$\prod_{i=1}^n i_{B_i}$ – proizvod prenosnih odnosa na izlaznim vratilima.

Izraz (19) je opšta jednačina brojeva obrta, odnosno opšta jednačina kretanja zupčastog prenosnika sa n -zupčastih parova.

2.7. Izvođenje opšte jednačine obimnih brzina

Izvođenje opšte jednačine obimnih brzina za zupčasti prenosnik sa n -zupčastih parova vrši se na osnovu opšte jednačine snage (15), i to uvođenjem da je:

$$\omega_A = \frac{V_A}{r_A},$$

$$\omega_{B_i} = \frac{V_{B_i}}{r_{B_i}} \quad (20)$$

Tada se dobija da je kod zupčastog prenosnika sa n -zupčastih parova obimna brzina zupčanika na ulaznom vratilu jednaka proizvodu količnika obimne brzine zupčanika na izlaznom vratilu i poluprečnika podeonog kruga zupčanika na izlaznom vratilu, poluprečnika podeonog kruga zupčanika na ulaznom vratilu i proizvoda prenosnih odnosa na izlaznim vratilima:

$$V_A = \frac{V_{B_i}}{r_{B_i}} r_A \prod_{i=1}^n i_{B_i}, \quad (21)$$

gde je:

V_A – obimna brzina zupčanika na ulaznom vratilu,

V_{B_i} – obimna brzina zupčanika na izlaznom vratilu,

r_{B_i} – poluprečnik podeonog kruga zupčanika na izlaznom vratilu,

r_A – poluprečnik podeonog kruga zupčanika na ulaznom vratilu i

$\prod_{i=1}^n i_{B_i}$ – proizvod prenosnih odnosa na izlaznim vratilima.

Formula (21) je opšta jednačina obimnih brzina zupčastog prenosnika sa n -zupčastih parova.

3. ZAKLJUČAK

Izvedene opšte jednačine rada zupčastog prenosnika sa n -zupčastih parova (10), (12), (14), (15), (17), (19), i (21) omogućavaju određivanje kineto-statičkih parametara mehaničkih prenosnika snage, bez obzira na broj zupčastih parova, vrsti zupčanika i vrsti ozubljenja.

LITERATURA

1. Böge, A.: Die Mechanik der Planetengetriebe, Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden 1980.
2. Hardison, B.T.: Introduction to Kinematics, Reston Publishing Company Inc., Reston, Virginia 22090 1979.
3. Krstić, A.M.: Motorne vučne mašine, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, 1971.
4. Krstić, A.M.: Istraživanje nove vrste mehaničkog prenosnika snage za dizel-lokomotivsku vuču, doktorska disertacija, Niš, 1980.
5. Krstić, A.M.: Grundgleichungen der Zahnradpaarswirkung, der Konstrukteur, Heft Nr. 9 1984.

(Adresa: prof. dr Aleksandar M. Krstić, dipl. inž. Mašinski fakultet Beograd)

Perspektiva razvoja teretnih kola

(UDK 629.463.001.76)

Prof. dr Stojadin STOJČIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Permanentna modernizacija Jugoslovenskih železnica ima za cilj u prvom redu da osposobi železnice da efikasno i na vreme odgovore rastućim zahtevima naše privrede, zahtevima tranzita i sve strožim zahtevima Međunarodne unije železnica (UIC) u međunarodnom saobraćaju.

Tendencija razvoja železničkog međunarodnog i unutrašnjeg transporta ide ka povećanju brzine kretanja vozova, povećanju osovinskog opterećenja, povećanju nosivosti kola, povećanju težina vozova, povećanju sigurnosti i bezbednosti kretanja vozova i dr., što od naših železnica zahteva da blagovremeno pripremi i osposobi pruge i vozni park za nove uslove saobraćaja.

Samo modernizovane Jugoslovenske železnice mogu se uspešno suprostiti sve oštrij konkurenciji drumskog i vazdušnog saobraćaja. Rekonstrukcijom starih puteva i gradnjom novih magistrala u Jugoslaviji dužina puteva sa dobrim kolovozom svakim danom je sve veća, što pored drugih uslova (proizvodnja drumskih vozila, motora i druge opreme, preduzeća za remont i dr.) čini osnov za neobično brz razvoj drumskog saobraćaja kod nas. Takođe je i flota domaćeg aero-transporta sve veća i savremenija.

Veliki korak u automatizaciji i racionalizaciji železničkog transporta evropske i Jugoslovenske železnice učiniće uvođenjem automatskog kvačila, koje je razvijeno, ispitano, usvojeno od UIC i spremno za serijsku proizvodnju. Ugradnjom automatskog kvačila železničke uprave konačno eliminišu ručno kvačenje, koje je danas jedan od najopasnijih poslova na železnici. Automatsko kvačilo UIC moći će direktno da se kvači sa automatskim kvačilom OSShD (istočna Evropa), a oba ova kvačila moći će, takođe, direktno da se kvače sa sovjetskim automatskim kvačilom SA-3. Evropske železnice su prelazak na automatsko kvačilo predvidele za period 1983 – 1985. godine, međutim, zbog finansijskih teškoća sa kojima se bore sve železnice Evrope, rok je odložen za posle 1990. godine.

Imajući u vidu značaj železničkog transporta za razvoj jugoslovenske privrede, mogućnosti masovnog prevoza robe i putnika u same centre naših gradova, cenu prevoza u uslovima energetske krize, sigurnost blagovremenog dotura robe i drugo, naš Dugoročni program ekonomske stabilizacije određuje i odgovarajuće mesto i razvoj naših železnica u budućnosti.

Jugoslovenske železnice čine stalne napore da osavremene svoj vozni park i održe korak sa naprednim železničkim upravama Evrope. Posebnu pažnju pri tom poklanjaju svom teretnom kolskom parku, koji im donosi glavni deo prihoda.

Radi toga, odnosno radi uključivanja naših teretnih kola u međunarodni saobraćaj, u gradnji teretnih kola ne samo da se strogo poštuju propisi Međunarodne unije (UIC) i budno prati rad na razvoju u naprednim železničkim upravama i inostranim preduzećima već se u našim fabrikama vagona i u JŽ ulaže dosta truda i sredstava u sopstveni razvoj, tako da su naše konstrukcije teretnih kola po koncepciji, tehnologiji izrade, kvaliteta, težini i opremljenosti na evropskom nivou. Da bi se održao i pratio evropski nivo, nužno je da u razvoj vagonogradnje i železnice i fabrike vagona ulažu mnogo više nego što su do sada.

Teretni kolski park ne zadovoljava u potpunosti potrebe naše privrede, pa su JŽ prinuđene da iznajmljuju inostrana teretna kola.

Broj teretnih kola JŽ je 1973. iznosio 55.709, zatim se smanjivao sve do 1978. godine, kada je iznosio 47.328, da bi dalje neznatno rastao i 1983. iznosio 49.179. U tom periodu su naše železnice zamenjivale dotrajala dvoosovinska, uglavnom, četvorosovinskim kolima daleko većeg kapaciteta, tako da se prosečna starost kolskog parka stalno smanjivala i u 1979. godini iznosila 16,8 godina.

Paralelno sa promenama brojnosti kolskog parka menjao se i obim izvršenog rada i po kolskim i po osovinskim kilometrima.

Realno je očekivati da će se u narednom periodu teretni kolski park povećavati i po broju i po tipovima, u protivnom JŽ meće moći da odgovore zahtevima korisnika.

2. MATERIJALI

Jedan od stalnih zadataka u gradnji železničkih vozila je smanjivanje njihove težine primenom kvalitetnijih materijala i iznalaženjem pogodnijih konstrukcionih oblika.

Naša vagonogradnja za konstrukcije teretnih kola danas uglavnom koristi ugljenični čelik zatezne čvrstoće 500 N/mm² (č. 561Cu), ređe čelik zatezne čvrstoće 370N/mm² (č. 361Cu). Ovi čelici imaju garantovan hemijski sastav, zateznu čvrstoću, granicu razvlačenja, izduženje, savijanje u hladnom stanju, i žilavost na +20°C, umirenišu, pa imaju povećanu otpornost na krti lom pri niskim temperaturama. Sadrže 0,25–0,40% bakra, koji im daje otpornost na koroziju u atmosferskim uslovima. Lako se zavaruju i lako obrađuju savijanjem na presama, a u pogledu prijanjanja boja ne zaostaju za običnim ugljeničnim čelicima. I u bliskoj budućnosti ovi čelici će biti osnovni materijal za izradu nosećih konstrukcija teretnih kola.

Jugoslovenska crna metalurgija (Železara »Jesenice«) osvojila je proizvodnju finozrnih čelika sa visokom granicom razvlačenja, sa poboljšanim antikorozivnim i abrazivnim svojstvima i garantovanom žilavošću na niskim temperaturama (i do –60°C).

Finozrni čelici su potpuno umireni čelici, dobijeni u SM ili elektropoševima. To su čelici koji imaju povišenu granicu razvlačenja i otpornost prema krtom lomu i na nižim temperaturama. Mogu se obrađivati deformacijom i na hladno i na toplo bez slabljenja mehaničkih osobina. Pogodni su za zavarivanje po svim postupcima, ručno ili mašinski, uz poštovanje pravila za zavarivanje plemenitih čelika i uputstava proizvođača.

Sa ovim materijalima pruža se mogućnost daljeg sniženja sopstvene težine kola. Za sada njihovu širu primenu ograničava visoka cena. Međutim, ubuduće treba očekivati veću primenu finozrnih čelika u nosećoj strukturi kola.

Naša zemlja je izgradila značajne kapacitete za proizvodnju aluminijuma i njegovih legura. Imajući ovo u vidu, fabrike vagona i konstruktori čine napore da ove materijale primene i za izradu noseće konstrukcije i teretnih i putničkih kola. Pored toga, osobine aluminijuma i njegovih legura (dovoljno visoka mehanička svojstva, postojanost na koroziju i mala težina) krče put njihovoj primeni u vagonogradnji. Primenom ovih materijala postiže se znatno olakšanje kola, tako da visoka cena aluminijuma (oko tri puta veća od čelika) ne predstavlja danas nepremostivu prepreku.

Sve do sredine 60. godina gradile su se zakovane aluminijumske konstrukcije, jer se tadašnje Al-legure (AlMgSi) nisu mogle za-

varivati zbog toga što su posle izlaganja visokim temperaturama gubile u znatnoj meri svoje mehaničke osobine. Sredinom 60-tih godina razvijene su Al-legure (AlZnMg), koje su posedovale osobinu samootvrdnjavanja, tj. na temperaturi zavarivanja i one su gubile svoje mehaničke osobine, koje su se posle izvesnog vremena same – bez dodatnih postupaka – vraćale gotovo na prvobitni nivo.

Na široku primenu Al-legura u nosećoj strukturi vozila bitan uticaj je imala i konstruktivna koncepcija same noseće strukture. U početku je jedini noseći elemenat vozila bilo postolje, te Al-legure zbog svojih fizičkih osobina nisu mogle uspešno da zamene čelik. Sa uvođenjem »samonoseće« konstrukcije, Al-legure se probijaju u samonoseću strukturu vozila, ali se još uvek po ceni ne mogu uspešno suprotstaviti čeliku. Tek sa pojavom »integralne« konstrukcije dolaze do punog izražaja prednosti Al-legura, pa one danas mogu uspešno da konkuriraju čeliku i po ceni.

Za uspešnu primenu Al-legura u našoj vagonogradnji nužno je Al-industriju osposobiti za proizvodnju velikih Al-profila, praktično bilo kakvog preseka (danas u svetu do 650 mm opisanog kruga). Veliki profil od aluminijumskih legura omogućili su i stvaranje »integralne« konstrukcije, tj. lake i sigurne konstrukcije vozila sa minimalnim zavarivačkim i bravarskim radovima.

U narednom periodu treba očekivati i prodor plastičnih materijala u gradnji kola, i to u početku za izradu raznih sklopova (vrata, pokretnih skretnica, krovova, kapaka, ukrasnih delova i td.), a kasnije i same noseće strukture.

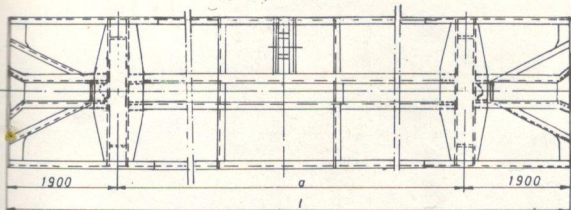
Proizvođači boja i izolacionih materijala poslednjih 20 godina načinili su vidan napredak u izradi novih vrsta materijala i poboljšanju njihovog kvaliteta. Primena premaznih sredstava prerasla je za to vreme od zanatske u projektovanu tehnološku. Istraživački radovi u tom smislu se nastavljaju i dalje.

3. NOSEĆA KONSTRUKCIJA

Naši konstruktori u novim konstrukcijama teretnih kola sve više primenjuju principe »lake gradnje« tako da ćemo se ubuduće sve češće sretati sa rešenjima u kojima se koriste iskustva stečena u gradnji putničkih kola i aviona. Ulažu se veliki napori da se izgrade racionalne konstrukcije što manjih sopstvenih težina, tšo većih kapaciteta i nosivosti, kako bi njihova eksploatacija bila ekonomičnija. Ovom će mnogo doprineti računari, čija će primena u projektovanju teretnih kola biti sve veća, što će omogućiti uzimanje u obzir i onih uticaja koji su do sada, zbog složenosti posla, bili izostavljani. Rezultati proračuna biće tačniji a iskorišćenje mehaničkih osobina materijala potpunije.

Konstrukcije teretnih kola sve više će se prilagođavati mehanizovanom utovaru i istovaru, što je takođe zahtev buduće eksploatacije kola.

Današnje konstrukcije teretnih kola, s obzirom na njihov radni vek (30 godina i više), moraju zadovoljiti sadašnje uslove eksploatacije, sa klasičnom vlačnom i odbojnom spremom, a posle ugradnje automatskog kvačila i buduće uslove trčanja, gde se vučne i sabojne sile preko automatskog kvačila prenose na postolje. Tek posle ugradnje automatskog kvačila nestaje odbojnik, odnosno potreba za prenošenjem sabojne sile sa odbojnika, te će se moći pristupiti pojednostavljenju konstrukcije čeonog dela postolja, odnosno olakšavanju postolja. Danas postoji veći broj konstrukcija postolja koje zadovoljavaju gornje uslove. Sve te konstrukcije mogu se uglavnom svrstati u tri karakteristična tipa, koji su prikazani na slikama 1, 2 i 3.

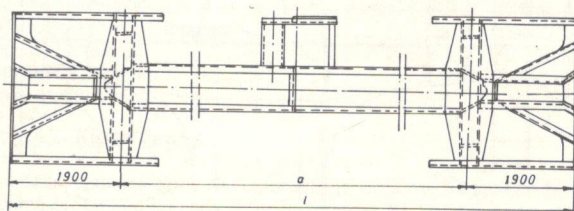


Slika 1 – Postolje sa unutrašnjim i spoljašnjim podužnim nosačima

Raspored podužnih nosača u postolju prirodno zavisi od pravca dejstva sabojnih i vučnih sila. Međutim, u srednjem delu postolja raspored je vrlo često diktiran konstruktivnim razlozima (otvor za istovar, smeštaj rezervoara za rasipni teret i slično).

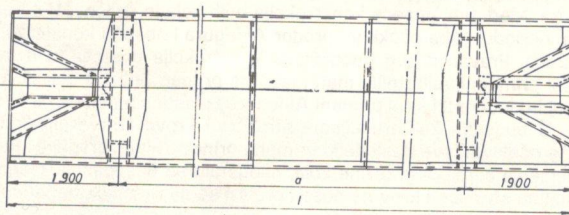
Na slici 1. prikazana je konstrukcija sa unutrašnjim i spoljašnjim podužnim nosačima. Ova vrsta konstrukcije obezbeđuje najpovoljniju dijagonalnu krutost. Sabojne i vučne sile raspoređuju se na unutrašnje i spoljašnje podužne nosače. Bolje je, s obzirom na buduće uslove opterećenja, da srednji podužni nosači budu jači od spoljašnjih. Time se mogu postići najveće uštede u težini uz zadovoljenje uslova krutosti konstrukcije pri dejstvu najnepovoljnijih opterećenja.

Konstrukcija postolja samo sa srednjim podužnim nosačima (slika 2) najbolje odgovara budućim uslovima eksploatacije. Ovaj tip konstrukcije najnepovoljniji je u pogledu obezbeđenja dijagonalne krutosti. Primenjuje se najčešće na cisternama, gde sam rezervoar svojom krutošću doprinosi krutosti celih kola. Vrlo dobro je rešen za prijem sabojnih i vučnih sila sa automatskog kvačila, dok se sabojne sile sa odbojnika najvećim delom prenose preko kosnika na srednje podužne nosače. Ukoliko je moguće rešenje da se vertikalni teret prenosi na postolje u predelu glavnih poprečnih nosača, dobila bi se vrlo laka konstrukcija postolja. U ovom slučaju srednji podužni nosači primali bi samo horizontalne vučne i sabojne sile, prema kojima bi se i vršilo njihovo dimenzionisanje. Primenjuje se na cisternama, kiperima itd.



Slika 2 – Postolje samo sa unutrašnjim podužnim nosačima

Na slici 3 prikazana je konstrukcija postolja samo sa spoljašnjim podužnim nosačima. Primenjuje se na kolima, kod kojih se srednji deo predviđa za smeštaj otvora za istovar između šina (kola za prevoz rude), za smeštaj rezervoara radi uvećanja tovarne zapremine (kola za prevoz cementa) i slično. Konstrukcija nije pogodna za prenos vučnih i sabojnih sila sa automatskog kvačila. Ove sile se moraju preneti preko jakog glavnog poprečnog nosača, čeonog dela i eventualnih ukrućenja na soljne podužne nosače, čime se otežava postolje. Ovaj tip postolja pogodan je za prenos sabojnih sila sa odbojnika.

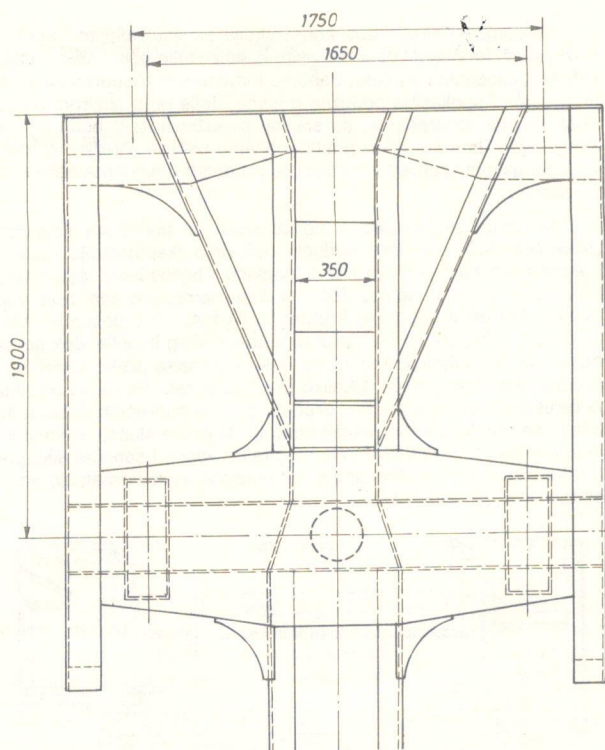


Slika 3 – Postolje samo sa spoljnim podužnim nosačima

U narednom periodu predstoji nam rad na unifikaciji pojedinih sklopova postolja: čeonog dela, glavnog poprečnog nosača. Unifikacijom sklopova postolja postiže se ne samo povećanje serija u proizvodnji i bolji kvalitet proizvoda već se poboljšavaju i uslovi održavanja, kao i konkurentnost naših proizvoda.

U našim konstrukcijama postolja ranije je, uglavnom primenjivano »Štabegovo« rešenje čeonog dela. Kasnije su uspešno primenjivana i naša rešenja. Jedno od naših uspešnih rešenja, prikazano na slici 4, spada u red najlakših dosad izvedenih konstrukcija čeonog dela. Njega mogu bez ikakvih teškoća kvalitetno proizvesti sve naše fabrike vagona. Može se ugraditi u sve tipove teretnih kola. Zadovoljava sve današnje uslove eksploatacije, kao i uslove koji će nastati posle ugrađivanja automatskog kvačila, te ispunjava i uslove unifikacije.

I konstrukcija glavnog poprečnog nosača može se unificirati. Preko njega se prenose sva vertikalna i horizontalna opterećenja, te je zbog toga i robustan. Ima oblik zasečenog deltoida tako da prihvata oslonac automatskog kvačila i treba da omogući ugradnju



Slika 4 – Čeonni deo postolja

s svih tipova obrtnih postolja koji zadovoljavaju uslove objave UIC -510, a to su tipovi savremenih obrtnih postolja. Glavni poprečni nosač svojom visinom obezbeđuje i visinu gornje ivice postolja praznih kola od GIŠ-a. Unificirani glavni poprečni nosač trebalo bi izraditi za najlakša kola (20t sopstvene težine), a za ostala kola većih sopstvenih težina zadržati istu konstrukciju, s tim što bi se visina glavnog poprečnog nosača u predelu obrtne šolje podešavala ugradnjom limova različite debljine.

U našim fabrikama vagona učinjeni su prvi koraci u primeni Al-legura u izradi vrata, kapaka, krovova itd. Najdalje je u tome otišla fabrika »Vaso Miskin-Crni«, koja je izradila dvoosovinska zatvorena kola (GBS) za JŽ, gde su i bočne i čeonne stranice i krov od Al-legura. Međutim, noseća konstrukcija ovih kola je čelična. U narednom periodu treba očekivati prodor Al-legura i noseću konstrukciju postolja. Pravac daljeg poboljšanja konstrukcije postolja je u sve većoj primeni kvalitetnijih materijala (na primer, finoizni čelici), a u daljoj budućnosti i široj primeni Al-legura i plastičnih materijala.

U budućim konstrukcijama stranica i krova (zatvorena kola) treba očekivati sve dosledniju primenu principa »lake gradnje«. Radi smanjenja sopstvene težine kola, napuštaju se dosadašnja rešenja u kojima stranice i krov ne nose i prelazi se na rešenja gde su stranice i krov noseći elementi.

4. OBRTHA POSTOLJA

Usvajanjem francuskog obrtnog postolja Y25 Cs, odnosno Y25 Css, naše železnice su rešile problem trčećeg stroja za doglednu budućnost. Ovaj tip obrtnih postolja danas je sposoban za bezbedno trčanje brzinom od 120 km/h. Rešenjem nekih problema kočnice i konstrukcije, brzina trčanja ovih obrtnih postolja može se povećati na 140 km/h.

Za prevoz masovnih roba (ugalj, pesak, ruda, nafta i njeni derivati i slično) javiće se potreba za teretnim kolima veće nosivosti, odnosno većeg kapaciteta. Veća nosivost kola može se postići povećavanjem opterećenja po osovini ili ugradnjom troosovinskog obrtnog postolja, a u specijalnim slučajevima i primenom više osovinskih obrtnih postolja.

Ospobobljavanje pruge za veće opterećenje po osovini (iznad 20 t), zahteva i velika ulaganja (nove šine, donji stroj, mostovi i drugo). Zbog toga ne treba očekivati da će u doglednom vremenu naše železnice izvršiti rekonstrukciju svojih pruga.

Ukoliko je reč o samim obrtnim postoljima, u narednom periodu treba očekivati prelazak na rukavac prečnika 130 mm, a što za sobom povlači i izradu novih ležajeva prečnika 130 x 240.

5. VLAČNA I ODOJNA SPREMA

Do prelaska na automatsko kvačilo, sva novoproduzvedena kola moraju biti opremljena klasičnom vlačnom i odojnom spremom. Standardna vlačna sprema Jugoslovenskih železnica je sa prstenastom oprugom, a odojnik sile $F_{max} = 590 \text{ kN}$ i hoda $h = 105 \text{ mm}$.

Poslednjih godina se sve češće uočavaju pojave deformacija čeonih nosača – grudnih greda ispod odojnika, i to ne samo kod nas već i u Evropi. Ova pojava je posledica sve potpunijeg korišćenja kapaciteta kola i sve češćih prekoračenja dozvoljenih brzina pri manevrisanju. Eliminacija deformacija čeonih nosača traži se u ugradnji odojnika većih kapaciteta, pa se, može očekivati da u neposrednoj budućnosti i kod nas otpočnu radovi na ugradnji odojnika velike sile, mada je prirodno rešenje ovog problema ugradnja automatskog kvačila.

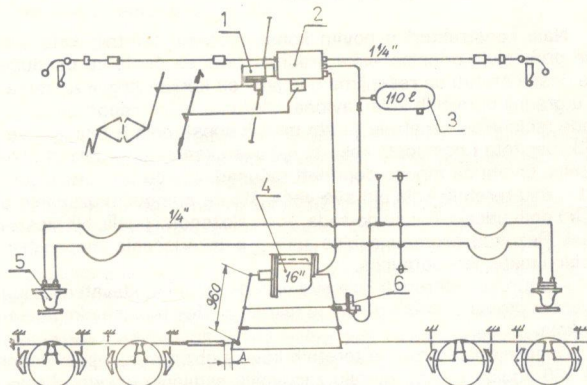
Ugradnjom odojnika velike sile zaštićuje se konstrukcija kola od prevelikih sabojnih sila, koje se javljaju pri manevrisanju.

U daljoj budućnosti predstoji ugradnja automatskog kvačila, koja se, iako je nužna, za sada stalno odlaže.

6. KOČNICA

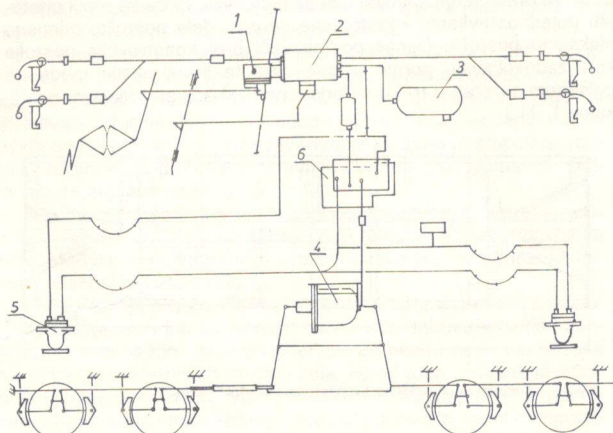
Teretni kolski park Jugoslovenskih železnica opremljen je kočnicama koje omogućuju trčanje kola brzinama do 100 km/h – režim »S«, ili do 120 km/h – režim »SS«, pri osovinskom opterećenju od 200 kN do 220 kN.

Standardna kočnica teretnih kola JŽ za brzine do 100 km/h data je na šemi slike 5. To je kočnica sa automatskim prebacivačem »prazno – tovareno«. Ugradnjom automatskog prebacivača sile kočenja, umesto ručnog, istrgnut je iz domena ljudske zaboravnosti i nemarnosti i automatizovan jedan veoma značajan posao na železnici. Ovakvu automatizaciju »S«-kočnicu, kao standardnu kočnicu, ima mali broj železnica u Evropi.



Slika 5 – Šema standardne kočnice

Korak napred predstavljaće »S«-kočnica sa kontinualnom promenom sile kočenja. Šema ove kočnice data je na slici 6.

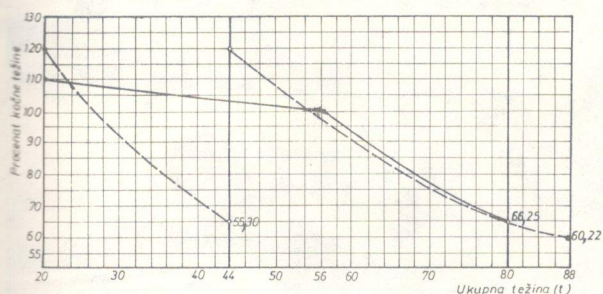


Slika 6 – Šema kočnice za režim »S« sa kontinualnom promenom sile kočenja:

1. Rasporednik – Est-3f, 2. Nosač rasporednika S3, 3. Pomoćni rezervoar,
4. Kočni cilindar, 5. Merač pritiska, 6. Menjač pritiska

Fabrika kočnica »MZT« u Skopju je razvila i proizvela svoj me-
nijač pritiska. Tokom 1982. godine UIC je ispitao konstrukcije ovog
menjača i odobrio njegovu primenu u međunarodnom saobraćaju,
čime su stvoreni uslovi da ga i naše železnice primenjuju ne samo
za kočnicu u režimu »S« već i za kočnicu u režimu »SS«.

»S«-kočnice sa kontinualnom promenom sile kočenja eliminišu
osnovni nedostatak »S«-kočnice bilo sa mehaničkim bilo sa auto-
matskim prebacivačem sile kočenja: prejaku kočnicu za prazna kola
i slabu kočnicu za natovarena kola i daju gotovo konstantan proce-
nat kočne težine (minimum 70%) do natovarenosti od 56t, koji dalje
(do natovarenosti 80t) opada po eksponencijalnoj krivoj (puna linija
sl. 7). Dakle, imamo gotovo jednak procenat kočne težine za 3/4
maksimalne težine kola. Ovo je značajna prednost i treba je u sko-
pnoj budućnosti iskoristiti i preći na »S«-kočnicu sa kontinualnom pro-
menom kočne težine, pogotovu zato što za to imamo sve tehničke
mogućnosti.



— Kočna težina sa promenom sile kočenja u prekretnoj težini
— Kočna težina sa kontinualnom promenom sile kočenja
max. 56t.

Slika 7 — Dijagram procenta kočnih težina

7. NEKOLIKO PRIMERA NAŠIH KONSTRUKCIJA KOJE ĆE ZADOVOLJITI BUDUĆE USLOVE EKSPLOATACIJE

7.1. Kola sa obarajućim krovom —Tads

Mašinska Industrija Niš isporučila je JŽ i Bugarskim železnica-
ma preko 1500 kola za prevoz žita i druge sitno komadne robe koju
treba štititi od atmosferilija (sl. 8). Našim železnicama isporuke se
nastavljaju. Utovar i istovar je potpuno mehanizovan. Kola se preko
otvora na krovu iz silosa pune slobodnim padom. Otvor na krovu se
otvara i zatvara preko ručnog mehanizma smeštenog na platformi.
Pražnjenje se obavlja preko četiri otvora sa svake strane kola, a
otvaranje i zatvaranje otvora-zasuna preko ručnih mehanizama
smeštenih, takođe, na platformama. Može se otvoriti svaki otvor
posebno ili sva četiri na jednoj stranici istovremeno. Istovar se oba-
vlja gravitacijom u bunkere, koji su smešteni ispod koloseka.

Osnovne karakteristike kola su:

širina koloseka	1435 mm
broj osovina	4
razmak svornjaka	14000 mm
dužina kola preko odbojnika	19040 mm
sopstvena težina	26,5 t
zapremina sanduka	66 m ³
maksimalna brzina	100 km/h

7.2. Kiper-vagon

Mašinska industrija Niš isporučila je Grčkim i Albanskim želez-
nicama preko 200 komada kiper-vagona (sl. 9). Sanduk ovog vago-
na pomoću pneumohidrauličnog uređaja može da se nagnje i na jed-
nu i na drugu stranu do 45° i u tom položaju da oscilira do potpunog
istovara ne prelazeći ga. Bezbedno trčanje i pravilno odbravljivanje
sanduka i stranica obezbeđuje mehanizam za zabavljanje-
odbravljivanje. Utovar se obavlja iz bunkera, preko trakastih trans-
portera, grajfera i slično, a istovar gravitacijom — nagnjanjem san-
duka na jednu ili drugu stranu. Služi za prevoz uglja, šećerne repe,
šljunka i druge komadne robe koju ne treba štititi od atmosferilija.



Slika 8 — Kola sa obarajućim krovom



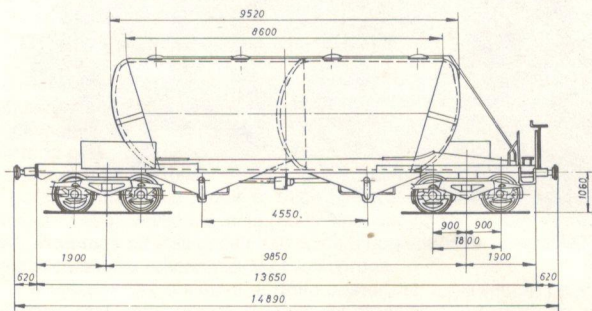
Slika 9 – Kiper-vagon

Osnovne karakteristike ovih kola su:

širina koloseka	1435 mm
broj osovina	4
razmak svornjaka	8750 mm
dužina kola preko odbojnika	14750 mm
sopstvena težina	26 t
zapremina sanduka	72 m ³
maksimalna brzina	100 km/h

7.3. Kola za prevoz praškastih materijala

Ova nova konstrukcija kola Mašinske industrije za prevoz praškastih materijala (sl. 10) zamenila je dosadašnje sa tri, odnosno četiri bunkera uz znatno smanjenje sopstvene težine, odnosno povećanje zapremine. Kola se isporučuju Jugoslovenskim železnicama. Pune se gravitacijom iz silosa, preko četiri otvora, koji se hermetički zatvaraju, a istovar se obavlja korišćenjem zbijenog vazduha pritiska 2,5 bara, pomoću vazdušnog »jastuka« preko dva otvora sa svake strane kola, u silose visoke do 35 m, ili do 300 m u horizontali. Istovar punih kola sa cementom obavi se za oko 25 min.



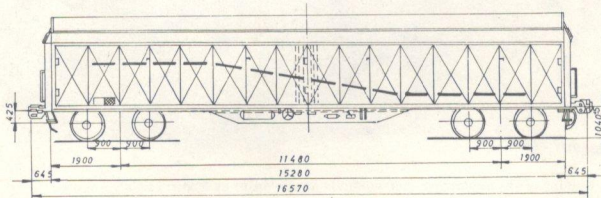
Slika 10 – Kola za prevoz praškastih materijala

Osnovne karakteristike kola su:

širina koloseka	1435 mm
broj osovina	4
razmak svornjaka	9850 mm
dužina kola preko odbojnika	14890 mm
sopstvena težina	23,5 t
zapremina	60 m ³
maksimalna brzina	100 km/h

7.4. Kola sa pokretnim stranicama

Kola sa pokretnim stranicama (sl. 11) u perspektivi treba da zamene sadašnja Gas-kola. Namenjena su za prevoz paleta i denčane robe koje treba štititi od atmosferilija. Osnovne mere ovih kola odgovaraju Gas-kolima. Stranice su pokretne i preklapaju se, tako da ostavljaju polovinu kola otvorenom, te omogućuju brz i lak utovar-istovar korišćenjem viljuškara. Fabrika vagona Mašinske industrije proizvela je oko 1000 komada ovih kola za Iračke železnice.



Slika 11 – Kola sa pokretnim stranicama

Osnovne karakteristike kola su:

širina koloseka	1435 mm
broj osovine	4
razmak svornjaka	11480 mm
dužina kola preko odbojnika	15280 mm
sopstvena težina	24,5 t
zapremina	105 m ³
maksimalna brzina	100 km/h

8. ZAKLJUČAK

Jugoslovenska industrija u gradnji teretnih kola ima visok nivo i danas ne zaostaje mnogo za Evropom. Da bi održala ovaj nivo i da bi uspešno pratila evropsku industriju, nužno je u dalji razvoj i istraživanja u oblasti gradnje teretnih kola ulagati mnogo više nego do sada, pri čemu bi učešće Jugoslovenskih železnica trebalo biti znatno. Dalji razvoj teretnih kola nikako ne bismo smeli prepustiti samo proizvođačima teretnih kola.

LITERATURA

- S. Stojičić – Doktorski rad, Niš, 1977. R. Bogdanović – Doktorski rad, Niš, 1984.
S. Stojičić, Lj. Rašković, M. Popović – Savremeni materijali i tehnološki postupci u proizvodnji teretnih kola (»Železnice« br. 7/1983).
S. Stojičić, C. Todorov, D. Ilinčić, M. Srećković, Lj. Rašković, O. Milosavljević – Konstrukcija cisterne za prevoz mazuta (»Železnice« br. 4/1983).
M. Popović, Z. Mickić, S. Stojičić – Standardne kočnice novih teretnih kola JŽ (Zbornik sa III savetovanja o kočnicama, 6. do 8. juna 1983).
E. Gačanin – Uticaj stanja putničkog i teretnog kolskog parka na bezbednost saobraćaja (»Železnice« br. 2-3, 1982).
V. Vajnhel – Savremeni sistem kočnica teretnih kola (»Železnice« br. 4, 1982).
Institut »Kirilo Savić« – Studijska analiza snage kočnice železničkih šinskih vozila (1979).

(Adresa: prof. dr. Stojadin Stojičić, dipl.inž. Mašinski fakultet Niš)

Laka gradnja vagona, način, mogućnosti i razlozi*

UDK 629.45.04.021

Doc dr Radoje LIŠANIN

1. DEFINICIJA LAKE GRADNJE

Lakom gradnjom označavamo način gradnje koji upotrebom ukupnih fizičkih saznanja i tehničkih dostignuća u oblikovanju upotrebi sva raspoloživa konstruktivna i tehnološka sredstva kako bi se u granicama predviđenih osobina i svojstva ostvarila najmanja moguća masa objekta. Insistiranje na daljem razvoju lake gradnje ima smisla sve dok cena objekta prekomerno ne poraste, a njegova čvrstoća ne padne ispod dozvoljene granice.

Porast cene se može tolerisati dok ušteda na masi pruža još uvek druge uštede i koristi u sistemu, kao:

- rasterećenje drugih elemenata sistema i njihovo olakšanje,

- kada smanjenje mase omogućava veću korisnu nosivost pri istoj ukupnoj masi,

- kada se smanjuje cena bruto-prevoza,
- kada je olakšano posluživanje ili transportovanje,
- kada konstrukcija mora biti lakša.

Prilikom realizovanja lake gradnje potrebno je uzeti u razmatranje, uglavnom, ove osnovne grupe problema:

- propise za opterećenje i način unošenja opterećenja,
- oblik konstrukcije i njenih elemenata,
- raspoloživi materijal za gradnju konstrukcije,
- mogućnosti vezivanja elemenata u celinu.

2. LAKA GRADNJA U GRADNJI PUTNIČKIH VAGONA

Kriterijumi za gradnju modernih putničkih vagona prikazani su na sl. 1.

Realizacija zahteva za velikom brzinom, visokim ubrzanjima i usporenjima kod putničkih vagona uveliko zavisi od mase vagona.

Minimalna masa se dobija upotrebom najpovoljnijeg oblika, maksimalnim iskorišćenjem materijala i najpovoljnijim uvođenjem i raspodelom opterećenja. U principu, filozofija lake gradnje nije isključivo vezana za materijal konstrukcije, ali pojedine legure lakih metala i kompozitni materijali mogu mnogo da doprinesu na tom planu. Laka gradnja, s druge strane, ograničena je i nekim posebnim zahtevima konstrukcije, kao što su:

- krutost,
- neki posebni napred zadati oblici,
- sopstvena frekvencija i sl.

Veći broj unapred zadatih uslova ograničava smanjenje mase na određeni nivo.

Za razliku od klasične teške konstrukcije kolskog sanduka i donjeg postolja, kod koje su strogo podeljeni noseći i nenoseći elementi, kod konstrukcije lakog tipa praktično nema nosećih elemenata, kod takvih konstrukcija su svi elementi istovremeno i ravnomerno opterećeni. Ona nema izrazito jake, glomazne i teške elemente koji primaju sva opterećenja, kao kod klasične konstrukcije, već oblikovane elemente, relativno tankih zidova, sa velikom krutošću i lokalnom stabilnošću.

Primenom principa lake gradnje treba uzeti u obzir zahteve koji se odnose na:

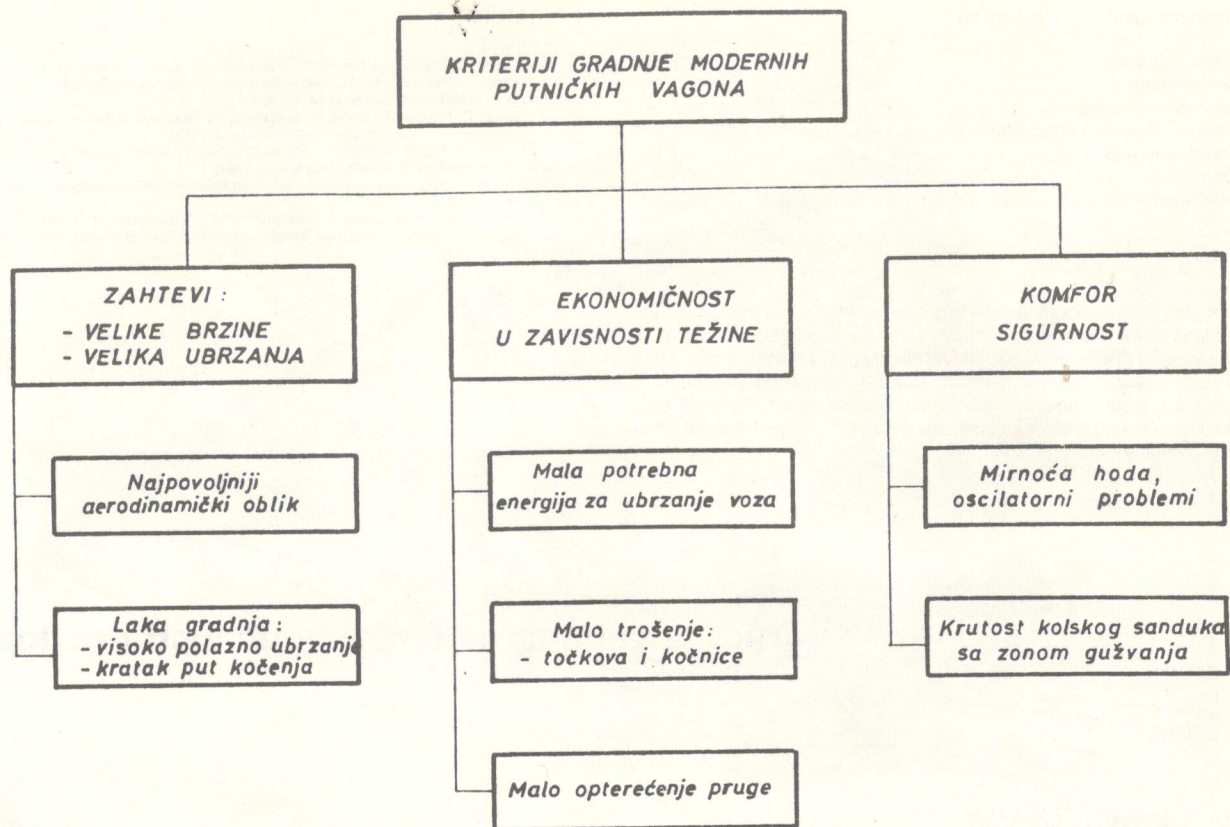
a) razvoj, konstrukciju i gradnju:

- osnovnu koncepciju konstrukcije,
- izbor materijala,
- formiranje mehaničkog modela,
- oblikovanje i dimenzionisanje delova,
- tehnologiju izrade;

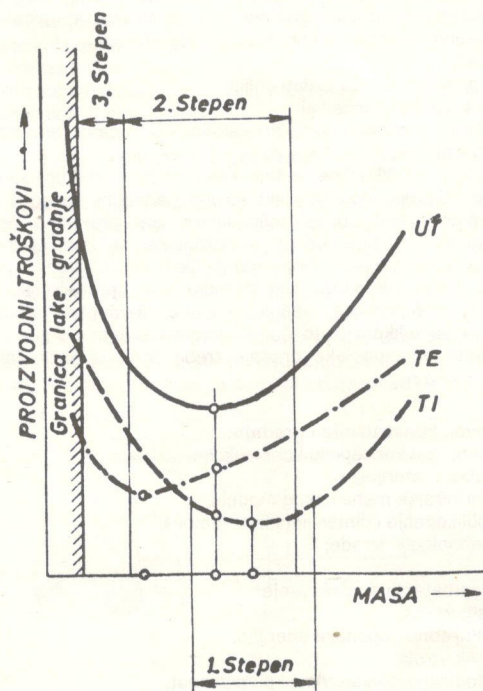
b) eksploataciju i održavanje:

- sigurnost,
- potrebna pogonska energija,
- vek vozila,
- podložnost kvarovima i pouzdanost,
- troškovi održavanja,
- ukupna ekonomičnost (cena koštanja + eksploatacioni troškovi).

*) Tekst se u principu odnosi na putničke vagone, međutim, može se, sa malo adaptacije, prihvatiti za sva šinska vozila.



Slika 1 – Kriteriji gradnje modernih putničkih vagona



Stupanj lake gradnje	Cilj	Troškovi
1	$TI = \text{minimum}$	$TI = TR + TM + TS$
2	$UT = \text{minimum}$	$UT = TI + TE$
3	Ekstremno laka grad.	

TR - Troškovi razvoja
 TM - Troškovi materijala
 TS - Troškovi radne snage

TI - Troškovi izrade
 TE - Troškovi eksploatacije
 UT - Troškovi ukupni

Slika 2 – Ukupna cena proizvoda u zavisnosti od mase i stupnja lake gradnje

Ova načela ne mogu biti posmatrana odvojeno, nego samo zajedno, s obzirom na krajnji cilj, pri čemu neka gledišta mogu imati prioritet. Zbog toga svi delovi vagona moraju biti podvrgnuti istim gledištima.

Kriterijumi procene i izbora svode se na kreiranje u oblasti:

- geometrijskih i kinematskih osobina,
- osobina čvrstoće i dinamičnosti,
- termičkih osobina,
- električnih, akustičnih i optičkih osobina,
- korozivnih osobina.

Sve ove osobine utiču na laku gradnju i zavisno od zahteva kupca i mogućnosti proizvođača biće zadovoljene u većoj ili manjoj meri.

3. STEPEN LAKE GRADNJE

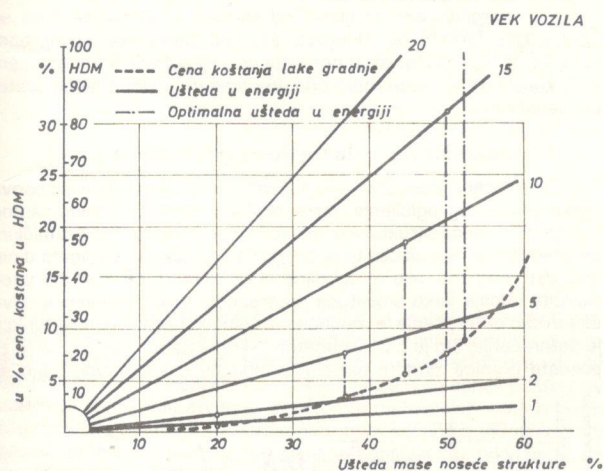
Krajnji efekat lake gradnje u svakom slučaju se traži u ekonomskim pokazateljima. Na sl. 2 pokazana je zavisnost troškova gradnje i uštede u težini noseće strukture na eksploatacione troškove.

Osnovni troškovi su troškovi proizvodnje, a njihov minimum određuje prvi stepen lake gradnje.

Drugi stepen lake gradnje određen je minimumom troškova proizvodnje i eksploatacije, a treći minimumom troškova eksploatacije. To je ujedno i maksimalno smanjenje težine novom tehnologijom gradnje, svakako uz poštovanje zahteva čvrstoće i krutosti, što u znatnoj meri povećava troškove izrade jednog lako građenog putničkog vagona.

4. METODE I PUTEVI LAKE GRADNJE

Uzimajući u obzir osnovna razmatranja o lakoj gradnji, postaje jasno da se do rezultata može doći samo objedinjavanjem svih sa-



Slika 3 – Višak cena koštanja i cena uštede energije u zavisnosti od uštede na masi jednog lakog putničkog vagona

znanja – teoretskih i praktičnih. Prilikom kreiranja tako građenih nosećih struktura vagona primarno je rešiti pitanje oblika, materijala i dinamičkog ponašanja. Ovo su bitni elementi lake gradnje. Oblikovanje kod lake gradnje podrazumeva da svakom delu konstrukcije treba dati takav oblik koji omogućava približnu jednakost napona u svim fazama opterećenja i apsolutnu stabilnost u svim oblastima radnih napona.

Koeficijentom $\frac{W}{A}$ u opštem slučaju i koeficijentima naprezanja F/L i M/D^3 kod luskastih konstrukcija određuje se stepen optimalnosti oblika u pogledu mase.

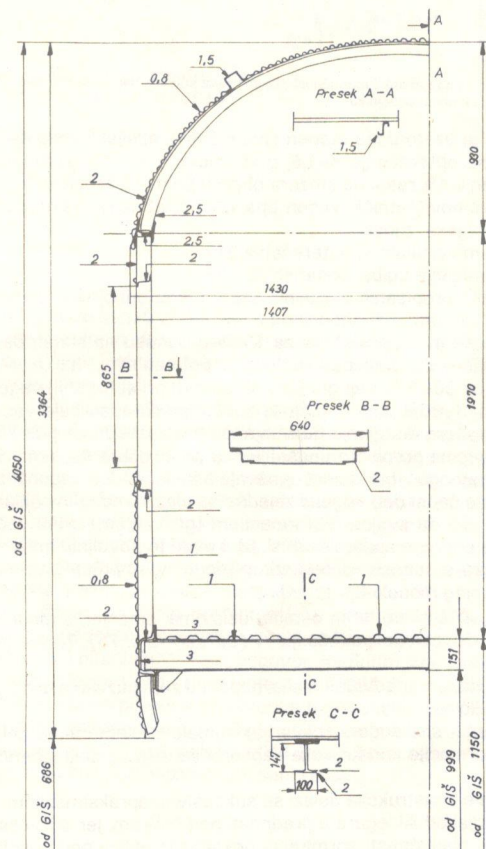
Al-legure su naročito pogodne za izvođenje najrazličitijih oblika koje istraživanje zahteva. Kao što se vidi, veoma je važno poznavati radna opterećenja, a posebnu pažnju treba posvetiti uvođenju tih opterećenja u konstrukciju. Podrazumeva se da su svi elementi konstrukcije noseći. Primena lakih metala i njihovih legura podrazumeva široke mogućnosti oblikovanja profila za noseću strukturu vagona. U Vagonogradnji to su uglavnom Al-legure, mada postoje i drugi laki građevni materijali koji čekaju svoju priliku (na primer

kompozitni materijali). Pod dinamikom lake gradnje podrazumeva se gušenje oscilacije elastičnog sistema vagona, neuravnoteženost masa i mogućnost apsorbovanja energije i sličnih dinamičkih efekata vezanih za masu konstrukcije. Laka gradnja odnosi se na ukupno izvođenje vagona. Primenjujući u većoj ili manjoj meri napred pobrojane principe, uspelo se za poslednjih četrdeset godina da masa noseće strukture, svedena na površinu poda, opadne sa 200 kg/m² na 80 kg/m². Mi još imamo taj odnos σ 140 kg/m². S obzirom da masa konstrukcije direktno zavisi od opterećenja, bez obzira na oblik i materijal konstrukcije, potrebno je da se tim problemom pozabavimo. Za putničke vagone spoljna opterećenja su propisana objavom UIC 567-1,2. Međutim, napredak merne tehnike danas nam omogućava da kod pojedinih tipova putničkih vagona merenjem eksploatacionih opterećenja korigujemo, odnosno adaptiramo propisana opterećenja pojedinim tipovima vagona. Ovo se naročito odnosi na vagone u internom saobraćaju, koji se kreću znatno manjom brzinom od one koja se zahteva u međunarodnom saobraćaju, a to je šansa za smanjenje mase.

5. ANALIZA UTICAJA PROPISANIH OPTEREĆENJA I PROPISANOG UGIBA NA MASU NOSEĆE STRUKTURE VAGONA

U daljem tekstu biće analizirana neka propisana opterećenja u cilju sagledavanja njihovog uticaja na masu noseće strukture:

- dejstvo sila u ravni odbojnika,
- dozvoljeni ugib,
- dinamičko eksploataciona opterećenja.

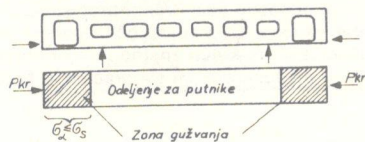


Slika 4 – Presek koloskog sanduka tipa «Budd» za SNCF materijal Z6 CN (Č.4580)

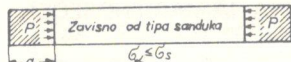
a) Dejstvo sile u ravni odbojnika

Noseća struktura vagona u statičkom smislu predstavlja zatvorenu ljuskastu konstrukciju sa otvorima, postavljenu na dva oslonca sa preputima i ekscentrično aksijalno opterećenom u ravni odbojnika, odnosno CAK-a*. U pogledu mase najpovoljniji je simetričan oblik noseće strukture, sa jednakim površinama gornjeg i donjeg pojasa. Nesimetričan presek je, međutim, nužno zlo kod željezničkih vozila. Kod savremenih putničkih vagona odnos gornjeg i donjeg pojasa je 1:1,5 do 1:2,5. Ovo odstupanje od idealnog profila – dovodi do suviše mase koja je funkcija mesta unošenja i intenziteta sile.

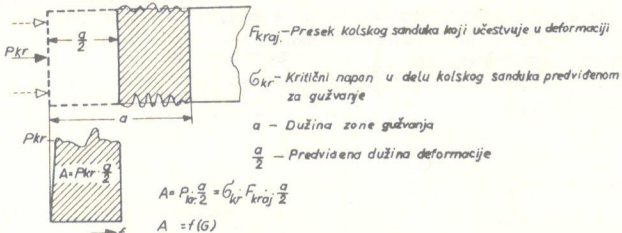
1. Provera krajeva kolskog sanduka na silu u ravni odbojnika



2. Provera sredine kolskog sanduka na krutost



3. Provera prijema rada



Slika 5 – Krutost na pritisak i mogućnost prijema rada kolskog sanduka kod opterećenja u nivou odbojnika

Pri tome je uzeto da je stepen dinamičnosti aksijalnih sila $K=1$, a za vertikalna opterećenja $K=1,5$, pod uslovom da je maksimalni ugib ograničen u 1% raspona stožera obrtnih postolja. Može se konstatovati da za novi putnički vagon tipa »Z« potrebne površine gornjeg i donjeg pojasa iznosi:

- za prijem vertikalnog opterećenja 21 cm²
- za ograničenje ugiba, dodatnih 30 cm²
- za prijem propisanih aksijalnih sila u nivou odbojnika, dodatnih 30 cm²

Pri tome se masa povećava za 135% u odnosu na simetričan profil, koji može kod ostalih datih uslova da prihvati silu pritiska preko odbojnika od 500 KN. I sa gledišta sigurnosti pri sudaranju vagona je simetričan profil povoljniji jer je sposoban da apsorbuje veću energiju na kraćem rastojanju gužvanja, pa je i bezbednost putnika veća. S obzirom na propise o unošenju sila preko odbojnika, simetričan profil je nemoguć, bar u zoni unošenja sila – čeonu deo vagona. Iz toga razloga se čeonu deo vagona zajedno sa ulazištima tako oblikuje i dimenzioniše da svojom deformacijom (gužvanjem) primi veći deo kinetičke energije sudara (vidi sl. 6). I ovde je povoljniji materijal od Al-legura u odnosu na čelik zbog mogućnosti prijema većeg rada zbog manjeg modula E.

$A = F^2 \cdot 1 \cdot (AE)^{-1}$ pri istim ostalim uslovima, smanjenje modula E u principu dovodi do povećanja A ($E_{\text{č}}/E_{\text{al}} \approx 2,75$). Nama je, dakle, cilj da:

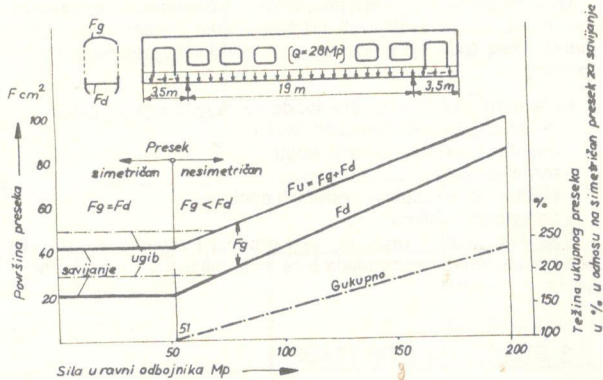
- pod pritiskom predviđenih sila, naponi u zoni gužvanja dostignu kritične veličine,
- kod većih sila sudara (havarija) nastaju u elementima čela plastične deformacije konstrukcije i apsorpcije velikog dela kinetičke energije.

Do ovakve konstrukcije dolazi se sukcesivno apraksimacijom. I ovde je materijal od Al-legure u prednosti nad čelikom, jer dozvoljava, zbog veće plastičnosti, formiranje prikladnijih oblika pod povoljnim ekonomskim uslovima.

b) Dozvoljeni ugib

Usled maksimalnog vertikalnog opterećenja, koji po propisima ne sme biti veći od 1% rastojanja stožera, ugib nije ograničen iz razloga čvrstoće nego zbog mirnoće hoda. Ispitivanja su pokazala

* CAK – centralno automatsko kvačilo



Slika 6 – Dimenzionisanje preseka lakog kolskog sanduka na savijanje, ugib i silu u ravni odbojnika

da kada je zadovoljen uslov da je odnos frekvencije ljuľanja i tonjenja kod obrtnog postolja i sopstvene frekvence noseće strukture vagona $> 1,4$, lako se zadovoljavaju uslovi mirnoće hoda vagona. Da bi se udovoljilo ovom zahtevu, krutost na savijanje EI mora biti u određenim granicama. S obzirom da je $E_{\text{Al}} < E_{\text{č}}$, u slučaju upotrebe Al-legura za gradnju noseće strukture moramo povećati I (oblikom profila), što nije ni teško ni skupo. Najveću krutost EI, kod datog E, možemo postići kod simetričnog profila vagona, što je danas nemoguće izvesti zbog već pomenutih razloga.

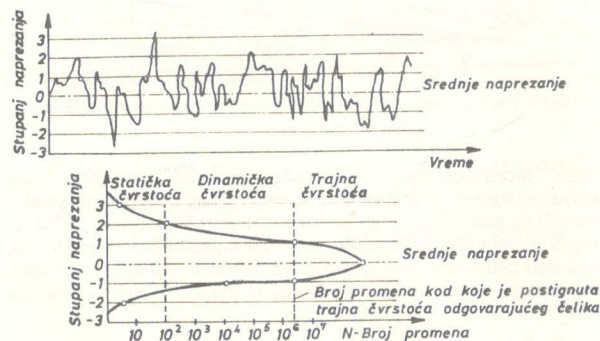
Dobrim izborom oblika donjeg i gornjeg pojasa i čvrstom vezom među njima može se obezbediti dovoljna krutost bez obzira na relativno niske vrednosti EI kod Al-legura.

Pod dobrim izborom oblika misli se na ljuskastu konstrukciju, koja pod istim ostalim uslovima može da bude nekoliko puta kruća od klasične – rešetkaste ili ramne.

Ovo naročito važi za ljusku od sendvič konstrukcije, koja se veoma lako formira od Al-legura, što kod čelika nije slučaj, opet zbog $E_{\text{č}} > E_{\text{Al}}$. Nažalost, u domaćoj gradnji putničkih vagona sendvič konstrukcije imaju malo primene uglavnom zbog slabe prateće industrije.

c) Dinamičko eksploataciono opterećenje

Opterećena pobudom neogibljelih masa osovinskih sklopova preko primarnog ogibljenja, rama obrtnog postolja i sekundarnog ogibljenja, noseća struktura je manje ili više podvrgnuta dinamičkim opterećenjima. Simulacija toga opterećenja preko koeficijenta dinamičnosti, naravno, nije ni dovoljna ni potpuna, s obzirom na uvek različite uticaje kako amplitude opterećenja tako i frekvence. Ovo dinamičko opterećenje je moguće odrediti analizom slučajne funkcije opterećenja, što je dosta zametno i skupo. Sa sl. 7 se vidi da je za poznate granice zamora materijala moguće odrediti, uporedno sa

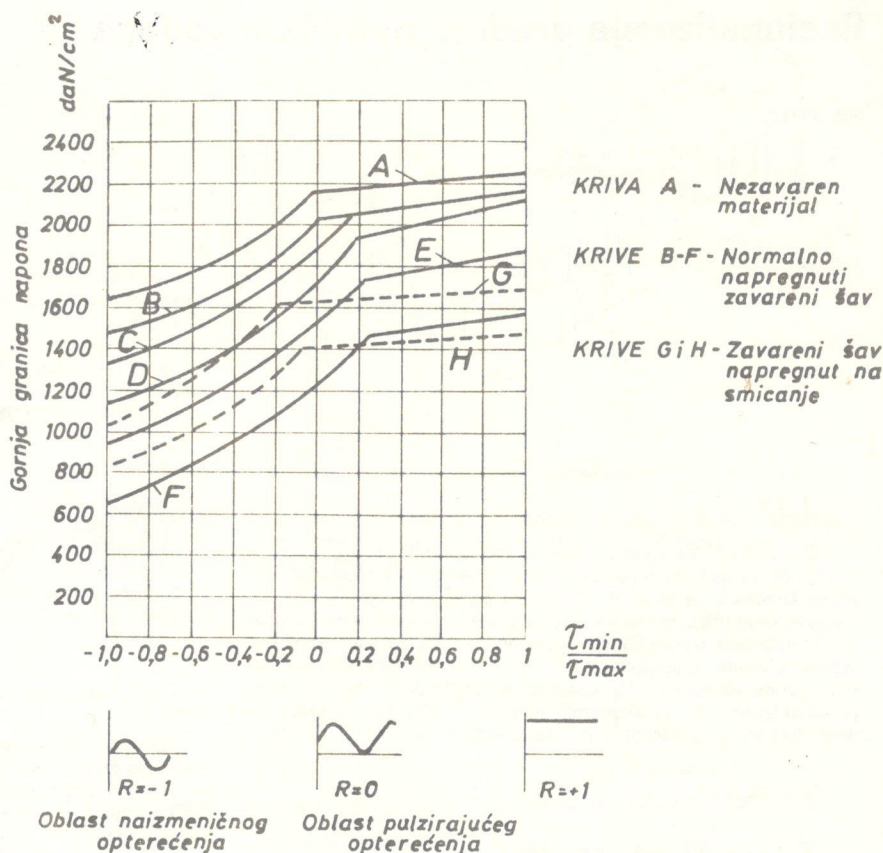


Slika 7 – Vremenski dijagram naprezanja i zbirni dijagram učestanosti naprezanja kod šinskog vozila

graničnim vrednostima napona odnosno materijala a za razne vrednosti odnosa $v_{\text{max}}/v_{\text{min}} = R$, računsku stvarnu sigurnost, a u mnogim slučajevima i vek trajanja vozila (vidi sl. 8). Novija iskustva (ispitivanja) pokazuju da kod dobre i savesno izvedene konstrukcije noseće strukture vagona i obrtnog postolja sa primarnim i sekundarnim ogibljenjem može kao vrednost koeficijenta dinamičnosti da se uzme $K = 1,15$ umesto do sada uobičajene vrednosti $K = 1,30$. I ovde treba naglasiti da bi lakši vagon od Al-legure imao i nešto niže koeficijente dinamičnosti.

debljina s	faktor k
$s = 0-50 \text{ mm}$	$k = 1,2$
$s = 50-100 \text{ mm}$	$k = 1,1$
$s > 100 \text{ mm}$	$k = 1,0$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$



NAPOMENA: - Vrednosti važe za istezanje-pritisak, savijanje i smicanje za broj promena opterećenja $N > 2 \cdot 10^6$
- Vrednosti iz dijagrama treba kod punog preseka pomnožiti sa faktorom «k»
- Kod nezavarenih delova napregnutih na smicanje vrednosti krive A treba pomnožiti sa koeficijentom $k = 0,7$.

Slika 8 - Granične vrednosti za čelik Č.0362 (St 37 DIN 17100)

6. UTICAJ PRORAČUNA

Često se čulo, a i čuje se, mišljenje da je teorijski statički proračun čvrstoće noseće strukture vagona od male koristi zbog uprosćenih metoda računanja, netačne izrade noseće strukture i drugih uticaja i ne odgovara stvarnosti. Mišljenja sam da danas postoje svi uslovi za formiranje stvarnih, prostornih mehaničkih modela nosećih struktura i njihovo tretiranje metodom konačnih elemenata, da proračuni te vrste nisu ni približni ni netačni i da kao takvi imaju apsolutno svoje mesto u lakoj radnji vagona.

Naročito kod struktura od Al-legura gde se u zoni zavarenog šava javljaju niže vrednosti dozvoljenih napona, pa ta mesta moramo smeštati u zone manjeg opterećenja, proračun dobija svoj puni smisao. Konačno, proračun ne treba gledati izolovano, već kao deo integralne celine u stvaranju optimalnog rešenja noseće strukture.

Pitanje optimalne konstrukcije u pogledu mase je danas rešljivo a diskutabilno je samo kojim putem do njega doći:

- deduktivnom metodom, polazi se od predimensionisane strukture, pa se ponovljenim proračunima (i) ili ispitivanjima ide ka optimalnoj strukturi ili

- induktivnom metodom - tj. poddimensionisanu strukturu usmereno ojačavamo ponovnim proračunima ili (i) ispitivanjima, pa, s druge strane, težimo optimalnoj strukturi.

Druga metoda je danas više afirmisana i brže dovodi do rezultata. Međutim, danas je u svetu poznato i prihvaćeno optimalno projektovanje u pogledu mase, i da se kod takvog prilaza ne polazi

od gotove konstrukcije kao u prethodne dve metode, već od osnovnih usvojenih dimenzija, materijala raspoloživog kvaliteta i nekih specifičnih zahteva a kao rezultat se dobija optimalni oblik i najpovoljniji materijal.

Ovakav prilaz ističe ljuskastu konstrukciju kao najpovoljniji oblik a Al-legura kao najprikladniji materijal. S obzirom da kod optimalnog projektovanja, što je budućnost u vagonogradnji, prilazimo modelu koga formalno još nema, potrebno je biti obazriv kod usvajanja određenih specijalnih zahteva jer svaki usvojeni zahtev će prouzrokovati deo suvišne mase. Ako, na primer, kroz specijalni zahtev odbacimo Al-leguru sa cinkom zbog pojave znatne korozije, imaćemo sužen izbor oblika elemenata zbog potrebe da zavarena mesta smestimo u zone manjeg opterećenja i sl.

Pored izloženih problema lake gradnje vagona, mislim da je ostalo nedorečeno pitanje uticaja spajanja elemenata na laku gradnju. Ovo pitanje ima i svoj odgovor, međutim, železnica kao veliki sistem interna je na prihvatanje novih načina u konstruisanju, pa još nije stiglo do primene ni u drugim naprednijim evropskim železnicama, pa, prirodno, ni u JŽ. Ovde uglavnom mislim na postupak spajanja lepljenjem, koji polako stiče svoje prve reference u jedriličarstvu i u civilnom vazдушnom saobraćaju.

(Adresa: doc. dr Radoje Lišanin, Mašinski fakultet Beograd).

Racionalizacija gradnje putničkih vagona

UDK 629.45.021

*Dr Ranđel BOGDANOVIĆ, dipl. ing.
Prof. dr Stojadin STOJČIĆ, dipl. ing.*

1. UVOD

Optimalna i racionalna rešenja kod železničkih vozila neposredno doprinose savremenom razvoju železnica. Sa modernim vozilima železnica će ostvariti tehničke i društvene ciljeve, a oni se mogu ispuniti uticajem na konstrukciju vozila uz korišćenje računara – komputera, izbora koncepcije vagona i realizacijom tehničkog jedinstva vozila na Jugoslovenskim železnicama. Jedinstveni kriterijumi vode ka racionalnoj konstrukciji, optimalnom tehnološkom procesu izrade i boljoj ekonomiji sistema u celini (sl. 1). Ovim radom ukazujemo na određene potrebne kriterijume.

2. KONSTRUKCIJA VOZILA

Zavisno od namene i vrste vagona, kolski sanduk, tj. noseća struktura podrazumeva rešavanje i racionalizaciju sledećeg:

- iskoristiti sve delove za prenošenje sila u cilju optimalizacije nosećeg dela,
- povećati otpornost kolskog sanduka,
- izbegavati drvene elemente koji su pri havarijama veoma opasni,
- smanjiti opasnost od požara u vozilu.

Na osnovu iznetog nameću se zadaci izbora i primene odgovarajućeg materijala. U obzir dolaze kako klasični materijali tako i savremeni, kao što su plastične mase. Varijante sa primenom plastičnih masa u vidu sendvič – panela pružaju nove mogućnosti:

Za JŽ gradnja vagona (teretnih i putničkih) je klasična u svim oblicima proizvodnje i upotrebe materijala. Nedostaje dosledna tipizacija vozila, npr. u putničkom saobraćaju: šta su to kola za gradski, prigradski, međunarodni i međugradski saobraćaj?

Strogo pridržavanje prevaziđenih standarda o konstrukciji, dizajnu, materijalu, pa i uslovima, vodi ka zaostajanju u gradnji modernih vozila. Inoviranje propisa i standarda mora biti bar jedanput u pet godina.

Približni odnosi masa putničkih vozila u % od ukupne težine iznose za kolski sanduk 55,1, odnosno za obrtna postolja 44,9, od čega na opremu otpada preko 35%.

U ukupnoj masi vagona upadljivo figurira visok procenat opreme. Reduciranjem opreme može se uticati na racionalnost težine vozila. Uvođenjem tipizacije po nameni i načinu eksploatacije mogu se postići određeni rezultati. Kola za međunarodni saobraćaj (duge relacije) treba da su maksimalno opremljena tako da pružaju pun komfor. Kola za prigradski saobraćaj mogu biti minimalno opremljena, naročito za kratke relacije do 150 km.

2.1. Moderne metode proračuna

Nove konstrukcije zahtevaju dobro poznavanje osobina raspoloživog materijala. Sa poznavanjem osobina materijala mogu se pravilno izabrati metode proračuna, ispitivanja i izrade.

U tehnici se srećemo sa nizom problema koje treba da rešimo sa jednom ili više nepoznatih funkcija iz oblasti mehanike, gde su promenljive više tačaka datog tela (konstrukcije).

Nepoznate mogu biti veličine, kao komponente pomeranja, deformacije i naponi.

Tačna rešenja daju funkcije koje ispunjavaju uslove sistema, a približna rešenja daju funkcije koje ne ispunjavaju sve ili neke uslove sistema, a daju u tehnici traženu tačnost za date probleme i ispunjavaju uslove sigurnosti).

2.2. Približne metode proračuna u tehničkoj praksi

U ovom razmatranju bavićemo se problemom mehanike, i to statičkim problemima proračuna napona i deformacije tela.

Osnovna polazna teorija malih elastičnih deformacija je područje koje spada u metode varijacija. Klasična formulacija u mehanici daje da se reše: 15 nepoznatih u funkciji x, y, z , od čega su:

- 6 nepoznatih napona,
- 6 nepoznatih deformacija i
- 3 nepoznata pomeranja.

Za sve nepoznate imamo 15 jednačina:

- 3 Košijeve (Canchy) jednačine ravnoteže,
- 6 Sant Venanove (Saint Venant) jednačine kompatibiliteta i
- 6 fizičkih jednačina (veze) između napona i deformacija, koje imaju najjednostavniji oblik, u vidu Hukovog (Hooke) zakona.

Tačna rešenja ovih jednačina su samo izuzetna (pojedinačna).

Za kontinualne konstrukcije određenog oblika naprezanja i mesta gde treba primeniti približna rešenja, koja imaju sledeće zajedničke osobine, umesto parcijalnih diferencijalnih jednačina, sastavljaju se u rešavanju linearne algebarske jednačine koje aproksimuju izvorne uslove, veze i fizičke veze tela na granicama. Ovim približno karakterišu ponašanje konstrukcije, i to uvek pomoću konačnog broja nepoznatih vrednosti, čime se postižu rešenja algebarskih jednačina (MKE – Metod konačnih elemenata). U tehničkoj praksi su se do sada primenjivale sledeće približne numeričke metode:

a) klasične varijacione metode na bazi postupnosti tzv. baznih funkcija, koje važe od nule do (skoro) celog tela (Ritz, Bubrov, Galerkin i drugi, u periodu od 1908. do 1948),

b) metoda konačnog elementa, koja je potekla od konstruktivnih shvatanja i služila za potrebe deljenja tela, a kasnije (1965–1969) je precizno formulisana kao varijaciona metoda. Naziv proističe iz toga što se telo na koje se primenjuje deli na konačan broj elemenata (delova).

Danas se zna da je MKE uprošćena varijanta Ritz-ove metode, gde su bazne funkcije različite od nule, izuzev nekih elemenata na koje je telo podeljeno.

Ovo joj daje veću vrednost u odnosu na klasičnu Ritz-ovu metodu, i to:

1. algoritam proračuna je nezavistan od oblika podeljene oblasti, zavisi samo od oblika elemenata i može se rešiti proizvoljna oblast, složene iz izabranih elemenata, sa otvorima, zarezima i sl.;
2. sistem algebarskih linearnih jednačina za nepoznate ima matricu činilaca (stubac, prema punoj kod klasičnih metoda);
3. proizvoljne granične uslove lako biramo;
4. nivo konvergencija je u osnovi viši od klasičnih metoda;
- c) metoda mreža koja ima za osnovu čistu matematiku nema nikakav fizikalni princip.

2.3. Metoda konačnih elemenata

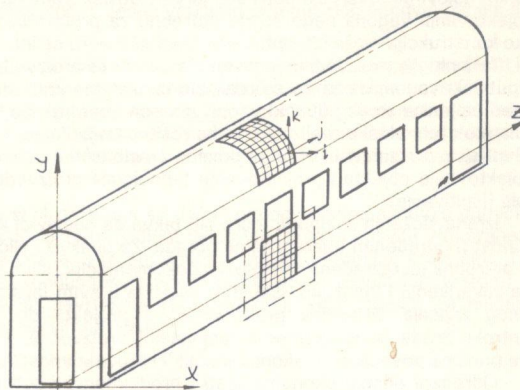
Jedna od glavnih osobina za tehničku praksu je da se iz KE (konačni elementi) može slagati konstrukcija proizvoljnog oblika sa otvorima, zarezima i sl. Svaki KE može imati različite fizičke osobine koje se mogu prema potrebi menjati tokom proračuna. Možemo preko MKE rešiti konstrukciju promenom debljine, modula elastičnosti, nehomogene konstrukcije i približno utvrditi kakav je uticaj geometrijskih i fizičkih nelinearnosti, tj. velikih deformacija i odstupanja od Hukovog zakona.

Moguće je sastaviti univerzalni program za računare sa velikom varijabilnošću ulaznih podataka, kao i njihovom upotrebom u velikom broju, što je posebno ekonomično. Pruža se takođe mogućnost optimizacije oblika konstrukcije i rešavanja niza težih zadataka.

Nedostaci svih varijacionih metoda su slični Ritz-ovoj. Pri izboru varijacionih metoda bitno je izbeći baznu jednačinu time što njene činioce treba zameniti sa činiocima sa konkretnim značenjem (parametri deformacije konstrukcije). Ovo omogućuje MKE kroz:

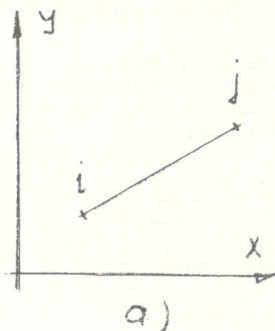
1. izbor sistema i deljenje na KE (sl. 1 i 1a),
2. parametri deformacije mogu biti komponente pomeranja i deformacije.

Primenу MKE na konstrukciju počinjemo deobom na KE jednog ili na različite tipove. KE mogu biti linijskog, površinskog ili prostornog oblika.

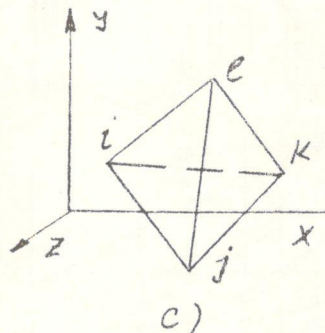
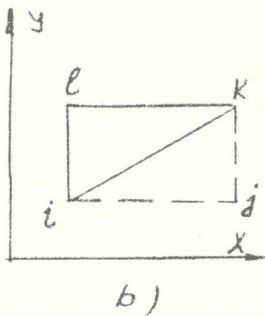


Slika 1 – Noseća struktura u koordinatnom sistemu

Teoretska polazišta za MKE su u energetskom razmatranju rada spoljašnjih i unutrašnjih sila. Polazimo od jednačine za elastičnu liniju savijanja:



Slika 1a – Vrste Ke



$$E J w(x) = p(x) - \text{jednačina elast. linije} \quad (1)$$

U jednačini (1) su:

$$w(x) = \sum_{j=1}^n a_j w_j(x) - \text{bazna funkcija} \quad (2)$$

$p(x)$ – funkcija ravnomernog opterećenja,
 J – moment inercije,
 E – modul elastičnosti.

Bazna funkcija može biti izražena polinomom trećeg stepena sa – parametri deformacija:

$$w(x) = a_{1k} + a_{2k}x + a_{3k}x^2 + a_{4k}x^3 \quad (3)$$

Ukupnu energiju spoljnih i unutrašnjih sila izražavamo u sledećem obliku:

$$\Pi = - \int_0^e p(x) w(x) dx + \frac{1}{2} \int_0^e E J [w''(x)]^2 dx \quad (4)$$

Ukupna potencijalna energija konstrukcije, složene od elemenata ($K=1, 2, \dots, n$), predstavljena je u sledećoj matricnoj formi:

$$\Pi = \Pi_d + \Pi_z = \sum_{k=1}^n \frac{1}{2} \Delta_k K_k - \sum_{k=1}^n F_k \Delta_k \quad (5)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \Delta^T \left(\sum_{k=1}^n \bar{K}_k \right) \Delta - \left(\sum_{k=1}^n \bar{F}_k \right)^T \Delta \text{ odnosno}$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \Delta^T K \Delta - F \Delta$$

Kada Lagrangov (LAGRANG) variacioni princip = min primenimo na jednačinu ukupne potencijalne energije, dobijamo:

$$\frac{d\Pi}{d\Delta} = K \Delta - F = 0 \quad (7)$$

Na ovaj način dolazimo do osnovne deformacione jednačine za MKE.

$$K \Delta = F \quad (8)$$

Ovde su:

Δ_k – matrica – lokalni parametri deformacije,
 Δ – matrica, globalni parametri konstrukcije,
 K_k – matrica, čvrstoće konstrukcije,
 F_k – matrica, stubac parametara spoljašnjih sila konstrukcije.

Hukov (Hooke) zakon izražen u matricnom obliku u vidu osnovne jednačine glasi:

$$[\delta] = E [E] + [\delta^t] \quad (9)$$

Globalna matricna jednačina (8) je sastavljena u matricnom obliku od lokalnih matrica parametara. Način i metod sastavljanja globalne jednačine konstrukcije vidi [1], [2] i [3].

Veliki značaj za tehničku praksu je okolnost što se iz elemenata slaže konstrukcija proizvoljnog oblika. Svaki element može da ima posebne osobine koje se mogu menjati u toku rada. Moguće je sastaviti univerzalni program za računare sa velikim brojem ulaznih podataka, što je posebna pogodnost za optimizaciju oblika konstrukcije.

3. RACIONALNA KONSTRUKCIJA VAGONA

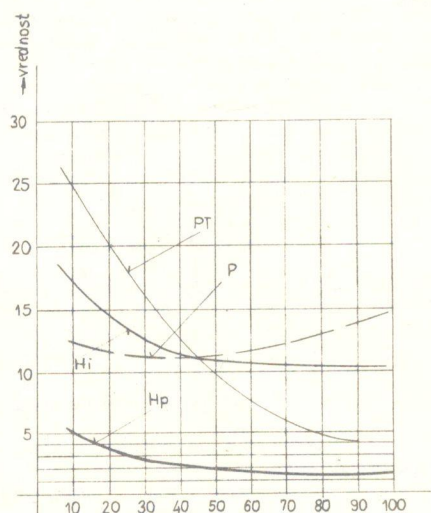
Savremena tehnologija izrade putničkih vagona i sličnih vozila podrazumeva realizaciju racionalne konstrukcije. U savre-

menim uslovima stvaranja potrebno je više utrošiti rada na kreaciji projektovanja vagona nego što je potrebno za proizvodnju. Samo tako konstrukcija može biti optimalna i racionalna¹⁾ u celini.

Tehnologija proizvodnje je na takvim nivou da proizvod kao što je putnički vagon, može da se realizuje u relativno kratkom roku i pored činjenice da je putnički vagon složena konstrukcija. Za normalan tok tehnološke realizacije treba rešiti pitanja kao što su definitivni uslovi i zahtevi, izbor optimalne (racionalne) konstrukcije, projektovanje objekta i projektovanje tehnologije proizvodnje kontrole (ispitivanja).

Izrada složenih sklopova mora biti takva da obezbedi kvalitet i tačnost u određenim tolerancijama obrade. Za ovakvu i sličnu izradu potrebna je: razrađena tehnološka dokumentacija (alati, tehnologija zavarivanja i kontrola). Iskustvo kadrova u svim fazama je od bitnog značaja. Priprema proizvodnje od projekta do završne kontrole izrade bitno doprinosi racionalnoj proizvodnji. Poštujući ove principe povećava se ekonomičnost²⁾ i produktivnost³⁾.

Određeni odnosi ekonomičnosti i produktivnosti prikazani su na dijagramu sl. 2.



Slika 2 – Ekonomičnost proizvodnje

Dosadašnja iskustva, kod nas i kod drugih proizvođača, ukazuju na optimalnu seriju izrade više od 50 putničkih vagona. U takvim količinama se može racionalno organizovati serijska izrada delova i sklopova uz primenu savremene opreme i mehanizacije za proces izrade.

Železnički saobraćaj preživljava veliko konkurentno takmičenje sa drugim vidovima putničkog saobraćaja. Posle stogodišnje apsolutne vladavine železnice, u prevozu, došlo je do premoći drumskog saobraćaja (izjednačenje u 1967.). Razlozi su višestruki. Svakako da je jedan od uticajnih elemenata za ovakvo stanje što se nije dovoljno ulagalo u razvoj. Danas u vreme brzog napretka nauke i tehnologije i porasta standarda, bitni uslovi napretka železnice su povećanje brzine, ekonomičnosti, a posebno racionalno korišćenje energije. Povećanje brzine više nije stvar tehničkih mogućnosti i tehnologije izrade, već ekonomske mo-

1) Pod pojmom »racionalna konstrukcija« se podrazumeva konstrukcija koja je namenska i svrsishodna, optimalna sa gledišta nosivosti elemenata i celine, sigurna i bezbedna u radu, ekonomična, tehnološka i po sistemu modularne gradnje, da ima dobre eksploatacione karakteristike, modelirana po savremenom dizajnu, da pruža maksimalan komfor, da je za korišćenje potrebno što manje energije.

2) Step en ekonomičnosti = $\frac{\text{vrednost proizvodnje}}{\text{troškovi proizvodnje}}$

3) Produktivnost = $\frac{\text{količina proizvoda}}{\text{broj radnika}}$

gućnosti da se modernizuju pruge i vozila. Davno su postignute brzine preko 300 km/h uz vrhunski komfor za putnike.

Ustaljen je kriterijum da su brzine za moderna kola do 200 km/h, a težina kola po putniku oko 2.100 N/put.

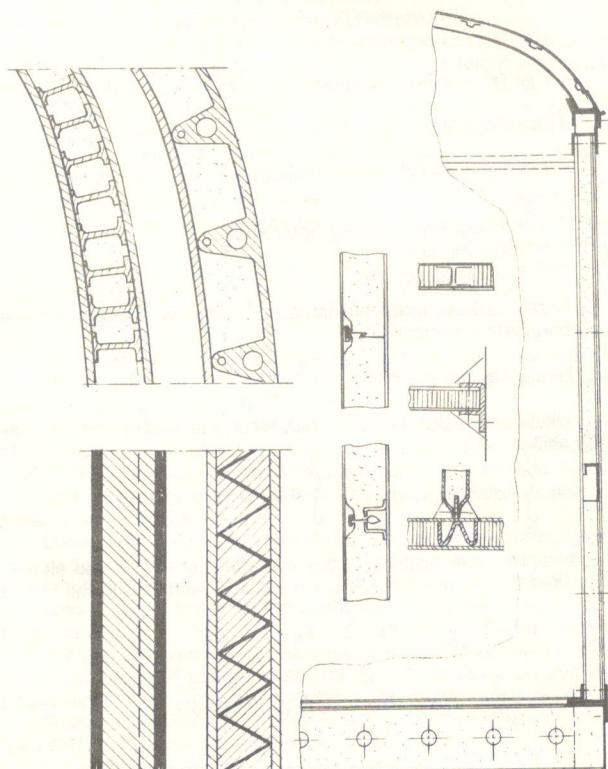
Materijali kao što su čeli, aluminijum, PVC nisu smetnja za izgradnju optimalnih putničkih vagona, jer se proizvode u našoj zemlji i daju zadovoljavajuće rezultate. Zbog ograničene potrošnje ne mogu se uvek dobiti specijalni kvaliteti i određeni oblici kao što su: čelik legiran sa bakrom, legiran čelik tipa JEKOR 35, aluminijumske legure određenog kvaliteta i u formi vleklikih vučnih profila. Karakteristike materijala, kako kvalitet tako i oblik, određuju izbor tehnologije izrade. Zbog ovoga moramo o tome voditi računa pri izboru materijala.

Tako imamo da je legirani čelik skuplji od konstruktivnog do dva puta, a legure aluminijuma su skuplje od konstruktivnog čelika preko četiri puta. Plastični materijali su najjeftiniji konstruktivni materijali sličnih osobina u primeni za noseće konstruktivne elemente. U načelu, jači materijali imaju veću vrednost. Gledano kroz tehnologiju izrade, jači materijali zahtevaju složeniju tehnologiju. Na osnovu prednjeg, možemo izvesti zaključak da glavni element za izbor tehnologije izrade, pored ostalog, mora biti kvalitet i vrsta upotrebljenog materijala.

4. MOGUĆA KONSTRUKCIJA NOVOG TIPA

Konstrukcije od čeličnih profila se izrađuju i sastavljaju u monolitnu celinu spajanjem, uglavnom elektrozavarivanjem. Na ovaj način se stvara skelet noseće strukture. Zbog složenosti skeleta (kod putničkih vagona), kako zbog velikog broja delova, više različitih veza između delova, složenosti prostorne strukture tako i zbog nesavršenosti izrade delova (tolerancijska odstupanja), noseća struktura se obavezno ispituje i na taj način verifikuje, jer proračuni daju rezultate za idealizovanu konstrukciju.

Analizirajmo jedan od bitnih elemenata konstrukcije, profile od tankih limova. Tanki materijali (limovi – profili) kod lokalnih optere-



Slika 3 – Noseća struktura od sendvič-panela

čenja su nestabilni. Pojavljuje se izvijanje (izbočenje). Ova pojava nameće problem stabilnosti delova, a time stabilnost cele noseće strukture. Profili moraju biti složenog oblika; ravni delovi se moraju posebno ojačavati dodatnim nosačima (ukrućenja), što usložava noseću strukturu.

Primer noseće strukture putničkog vagona (izvedba je pogodna i kod autobusa, automobila i drugih vozila) prikazana je na sl. 3.

Konstrukciju čine profili, oplatni lim sl. 3 i ispuna.

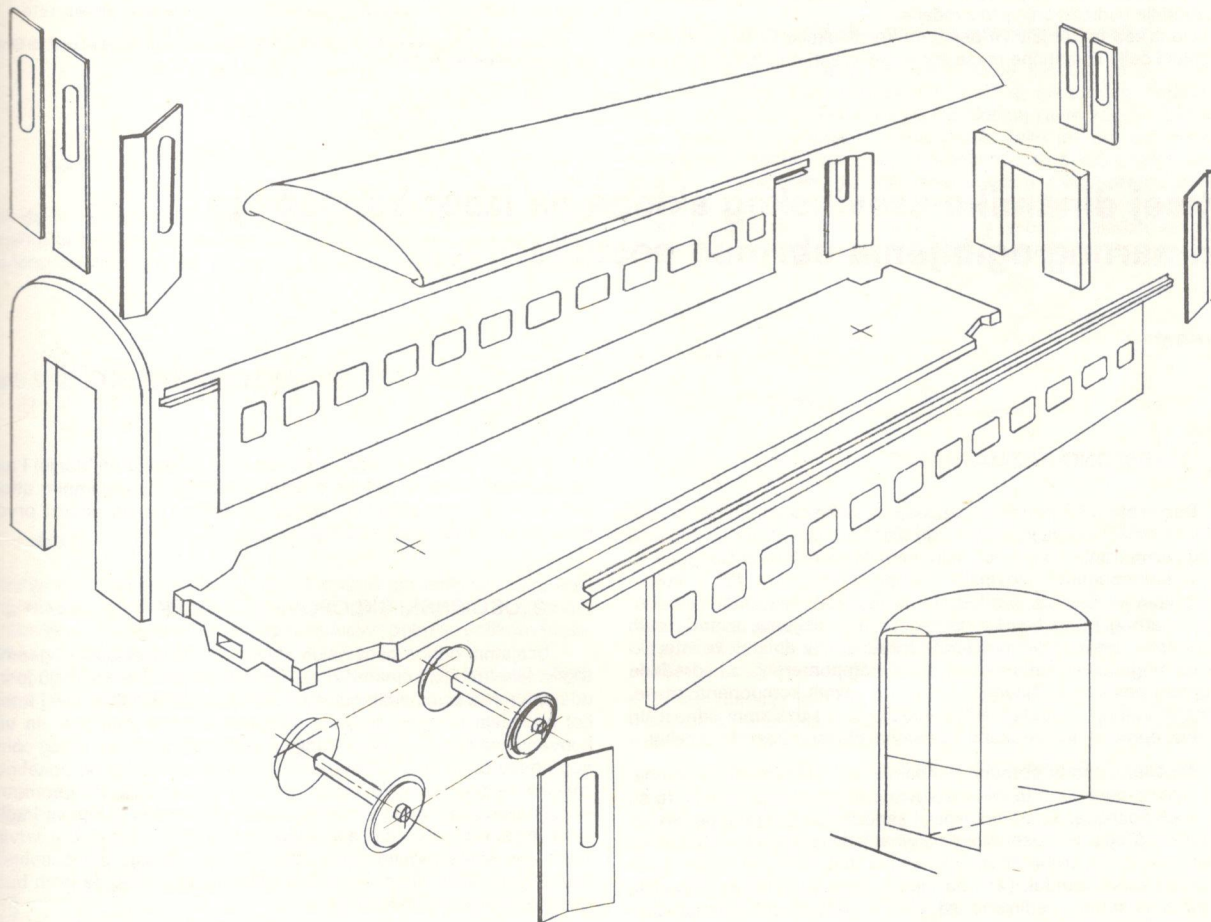
Karakteristično je da klasična oplata mora da se ojačava, jer je bez ojačanja iskorišćen samo deo širine u iznosu $a=3d$ (d-debljina lima). Ostali deo je praktično neiskorišćen. Ukoliko se konstrukcija izvodi od kvalitetnijih materijala, profili i oplatni lim treba da budu tanji, pa problem izvijanja i izbočenja postoje veći i složeniji.

Višeslojni nosač sastava: spoljna oplata (lice), ispuna, skelet i unutrašnja oplata (naličje) je tipičan sendvič. Kombinacije elemenata višeslojnog nosača (panela) mogu biti vrlo različite: čelik – tvrda

PU pena (ispuna) – skelet od profila (čelik) – unutrašnja oplata (laminat, šperploče). Jedna varijanta primenjenog sendvič panela data je na sl. 3.

Prema potrebi i funkciji višeslojni nosači se mogu izrađivati kao monolitne celine. U varijanti sendvič-nosača, celina učestvuje u nošenju. Podrazumeva se pravilan izbor svih elemenata višeslojnog nosača i veza između njih. Veze moraju da budu takve da osiguraju celinu noseće strukture i obezbede funkciju (namenu) objekta koji se gradi.

Na sl. 4 prikazani su delovi novog kolskog sanduka putničkog vagona po sistemu jedinstvenog višeslojnog nosača. Prikazane su moguće celine, a to su: postolje (šasija), stranica, krov, čela. Ove celine su međusobno spojene rastavljivom vezom (ili čvrstom) samokočecim zavrtnjima (tipa Hefelle), eksplozivnim zakovicama, zakivnim ekserima i drugo.



Slika 4 – Elementi noseće strukture

Svaka celina (šasija, stranica, krov, čela, pregradni i podužni zidovi) čini jedinstven sklop. Svaku celinu čine više delova. Delovi su tako povezani (lepljenjem, zakivanjem) da čine monolitnu celinu i svaki od njih učestvuje u nošenju. Sa ovakvim celinama lako se ostvaruje ukupna noseća struktura – kolski sanduk. U svakoj celini, gde postoji potreba uvođenja koncentrisanih sila u sendvič-nosač, ugrađuje se sistem uložaka za prijem koncentrisanih sila. Koncentrisane sile preko skeleta se uvode u sistem noseće strukture.

5. STANDARDIZACIJA I TIPIZACIJA

Uslovi saobraćaja – organizacija, konstrukcija, tehnologija izrade, eksploatacija vozila kroz primenu interne standardizacije i tipizacije vode ka racionalizaciji vozila.

Korišćenje međunarodnih i nacionalnih standarda ima odlučujući značaj za racionalizaciju tehnologije i međunarodnu razmenu.

Interna standardizacija se može sprovesti na vozila za međunarodni saobraćaj, međugradski, prigradski (lokalni) i gradski (metro i tranvaji).

Određeni sklopovi, delovi i agregati mogu biti isti za međunarodni i međugradski, a isti za prigradski i gradski.

U našim uslovima postoje niz različitih tipova vozila. To je posledica neujednačenih kriterijuma za gradnju. Na JŽ nema tipiziranih kola (vozova) za gradski, prigradski i međugradski saobraćaj. Šarolikost i veliki broj različitih vozila parališe u celini ekonomičnosti i tehnologiju na železnici.

Mogući tipovi na JŽ bi mogli da budu sledeći:

Međunarodni saobraćaj, tip (Y–Z UIC svih klasa). Oprema za najviši komfor i relacije preko 500 km. Brzine vožnje 200 km/h.

Međugradski saobraćaj, tip (Y) Z UIC, najviši komfor, želacije na elektrificiranim prugama preko 200 km. Brzine preko 160 km/h. Oprema za električno grejanje sa jednim naponom.

Prigradski saobraćaj, vozila dužine 20m preko odbojnika, komfor mali (putnik se ne rasprija), brzine do 120 km/h, na relacijama do 100 km/h. Vučna vozila sa velikim ubrzanjem.

Gradski saobraćaj, tip vozila do 20m dužine, bezbednosti uređaji na visokom nivou, relacije do 100 km (gradska područja), sedišta u konstruktivnom pogledu, dati prednost mestima za stajanje.

Ovakva koncepcija može se primeniti i kod vučnih vozila. Ovim se omogućava perspektivna (fazna) izgradnja pruga kompatibilna sa vozilima i obrnuto i opšta ekonomija na železnici.

6. ZAKLJUČAK

Delatnosti organizacija, eksploatacija, proizvodnja i ekonomičnost bi mogli biti na najvišem nivou u zemlji pod uslovom primene standardizacije i tipizacije. Ovo bi podstaklo i uslovalo specijalizaciju proizvodnje i udruživanje proizvođača.

Upotreba materijala za osnovnu konstrukciju Č. AL. leg. čelik, nerđajući čelik i plastične mase mogu se svesti na uži izbor, prema

moogućnostima u domaćoj ekonomiji i privredi. Treba stvoriti tehnički-tehnološko jedinstvo i kompatibilan sistem standarda, organizacije, eksploatacije, gradnje i ekonomije vozila u organizacionoj celini.

Objedinjavanje stručnih i kadrovskih potencijala iz industrije i železnice radi inteziviranja poslova standardizacije i tipizacije vozila na JŽ treba i mora da obavlja stručna služba Zajednice Jugoslovenskih železnica.

LITERATURA:

- R. Bogdanović, doktorska disertacija, Niš, 1984.
Vladimir Kolar, Vypočet plošnych a prostorovych konstrukci metodou konečnych prvku, SNTL, PRAHA, 1972.
M. Kalajdžić, Metoda konačnih elemenata IAMA, Beograd, 1978.
D. Rašković, Osnovi matičnog računanja, Naučna knjiga, Beograd, 1971.
Allen Howard, Analysis and design of structural sandwich panels, Oxford, ...
Ogibalov i Anđelić, Mehanika ljuski u ploča ŠIP »SRBIJA«, Beograd, 1975.
Nikoljski, V. N. N. Obaločki s virezami tipa vagonnih kuzovov MASGIZ, MOSKVA, 1963.
Katica Hedrih, Osnovi metode konačnih elemenata (predavanja), MF NIŠ, 1978.
(Adresa: dr Rade Bogdanović, dipl. inž., GOŠA Smederevska Palanka i prof. dr Stojadin Stojičić, Mašinski fakultet Niš).

Uticađ dinamike osovinskog sklopa na izbor koncepcije primarnog ogibljenja obrtnog postolja

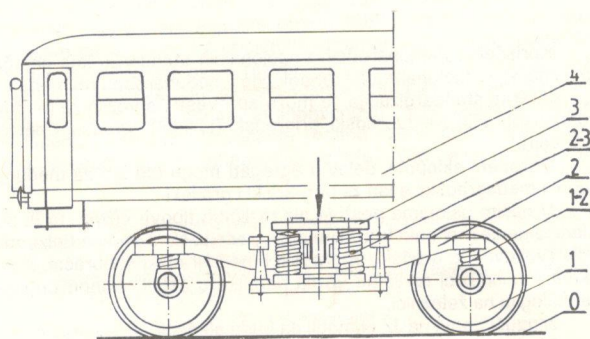
UDK 629.45.021

Dragoslav KARANJAC, dipl. inž.

1. UVODNO RAZMATRANJE

Bez pretenzija za nekom egzaktnom definicijom, za obrtno postolje se može reći da je uistinu vrlo složen dinamički sklop koji je, u svrhu razmatranja koje sledi, najpodesnije globalno raščlaniti na tri bazne komponente: osovinske sklopove (1), ram (2) i kolevku (3), koje su, šematski prikazane na slici 1. Zahvaljujući elementima primarnog (1-2) i sekundarnog (2-3) ogibljenja, između ovih komponenti uspostavljeno je jedno trajno stanje dinamičke interakcije, uz mogućnost međusobnog relativnog pomeranja za određene vrednosti amplituda. Dinamičke veličine baznih komponenti: mase, momenti inercije, sopstvene frekvencije ... i uzajamni odnosi tih veličina, opredeljuju sveukupnu dinamiku obrtnog postolja u celini.

Međutim, bilo bi potpuno neadekvatno i neprihvatljivo posmatrati obrtna postolja u jednom izolovanom kontekstu, budući da su ona uvek podbačena pod neki kolski sanduk i da se kreću po nekom koloseku. Stoga, već uspostavljeni dinamički lanac: osovinski sklop - ram - kolevka, treba upotpuniti sa još dve, nove, »karike«: kolosek (0) i kolski sanduk (4) i na slici 1, koje su, iako ne pripadaju obrtnom postolju, sđedinjene sa njim u jedinstveni kinematičko-dinamički kompleks.



Slika 1

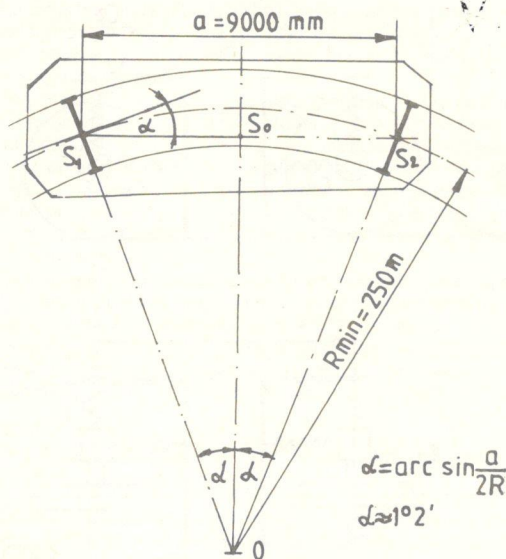
2. OSOVINSKI SKLOPOVI I KOLOSEK

Uzajamni odnos osovinskih sklopova i koloseka, kao i geometrijski, kinematički i dinamički aspekti te sprege predstavljaju jednu od najpomnije izučavanih oblasti železničkog mašinstva. Ovoj tematici pripadaju i brojne do sada napisane stručne rasprave sa već konvencionalnim nazivom »studije o dodiru točak-šina«. Iz tog obimnog opusa ovde će biti izdvojene tek neke sekvence od posebnog značaja za problematiku kojom se bavi ova analiza. Sa geometrijskog stanovišta, kad je u pitanju odnos osovinskih sklopova i koloseka, egzistiraju dva slučaja: kolosek u pravcu i kolosek u krivini. Kako obo slučaja imaju svoje specifičnosti, moraju biti posebno i razmotreni. Odađranom konceptu izlaganja pogoduje da prvo bude razmotren slučaj koloseka u krivini.

2.1. Osovinski sklopovi na koloseku u krivini

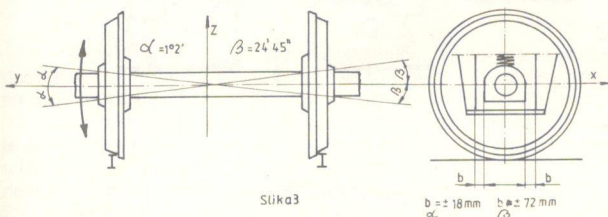
Analiziranje počinjemo razmatranjem prolaska dvoosovinskih kola kroz krivinu. Može se smatrati da je već status aksioma kinematike prolaska kola kroz krivinu steklo pravilo, koje označava kao najoptimalniji slučaj tzv. radijalno postavljanje osovinskih sklopova. Kod radijalnog postavljanja, slika 2, produžeci osa osovinskih sklopova seku se u centru krivine i zaklapaju centralni ugao 2α. Pri ovakvom položaju osovinskih sklopova, otpori kretanja kroz krivinu su minimalni, a to dalje doprinosi smanjenju habanja venaca točkova i utroška energije za vuču, kao i reduciranju buke.

Kod kola sa razmakom osovina od 9000 mm (najveći mogući razmak osovina prema UIC 511), pri prolasku kroz krivinu radijusa 250 m, ugao α je približno 1° 2'. To praktično znači da su radijalno postavljanja osovinskih sklopova uslovljena mogućnošću njihovih zakretanja u odnosu na poprečnu osu kola za ugao ± 1° 2'. Polazeći od toga da je razmak sredina osovinskih rukavaca 2000 mm, proiz-



Slika 2

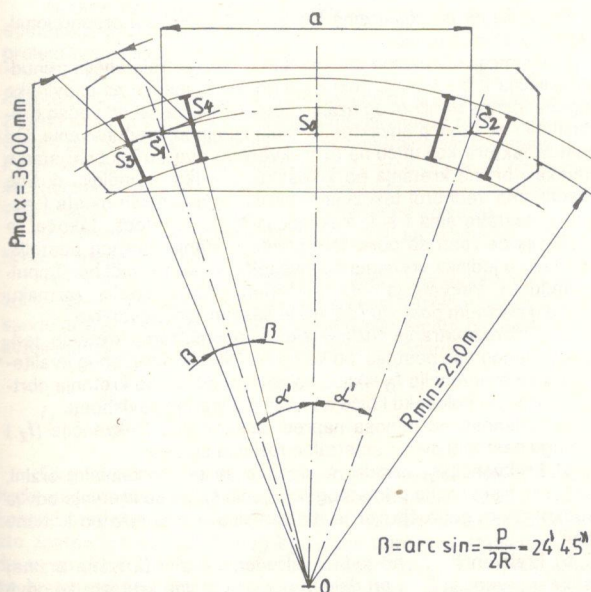
lazi da bi se osovinski sklop mogao zakretati za toliki ugao samo ukoliko bi njegovo uležištenje u donjem ili trčućem postolju bilo izvedeno sa zazorom od ± 18 mm (slika 3) Naravno, elementarni



Slika 3

principi osnova konstruisanja nisu dopuštali predviđanje toliko velikog zazoru, pa kod dvoosovinskih kola nije ni postojala mogućnost postavljanja osovinskih sklopova u radijalen položaj, prilikom prolaska kroz najoštrije krivine.

Kod kola sa obrtnim postoljima situacija, sa stanovišta radijalnog postavljanja osovinskih sklopova u krivini, je dalekosežno po-



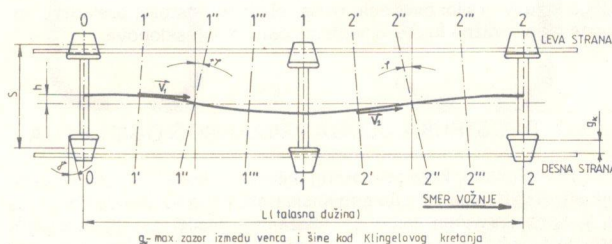
Slika 4

voljnija. Razmotrimo li ekstremno nepovoljni slučaj sa razmakom osovinskih sklopova u obrtnom postolju od $p = 3600$ mm (najveći razmak koji je predviđen kod obrtnih postolja staroga tipa), određimo da centralni ugao iznosi približno $24'45''$, slika 4. Vraćajući se ponovo slici 3, utvrdićemo da će postojati mogućnost zakretanja osovinskih sklopova za toliki ugao samo ukoliko je njihovo uležištenje (u x - pravcu) u ramu obrtnog postolja izvedeno sa zazorom od $\pm 7,2$ mm. Sa tolikim, ili približno tolikim zazorom (β) su svojevremeno i građena obrtna postolja, sve dotle dok su to tadašnje brzine dozvoljavale. Međutim, sa porastom brzina, takvo konstruktivno rešenje postajalo je sve manje održivo.

Preostaje da se utvrdi na koji način veličina brzine utiče kao ograničavajući faktor pri izboru konstruktivnog rešenja veze osovinskih sklopova sa ramom obrtnog postolja. Budući da se najveće brzine razvijaju na pravoj ravnoj pruzi, razmotriće se ponašanje osovinskih sklopova upravo u takvim uslovima.

2.2. Osovinski sklopovi na pravom koloseku

Idealno posmatrano, osovinski sklop krećući se po pravom koloseku, treba permanentno da zauzima simetričan položaj, tj. da mu se središte uvek nalazi u vertikalnoj ravni koja prolazi kroz osu koloseka. U praksi to naravno nije tako jer on neizbežno, u odnosu na kolosek, ima neznatno asimetričan položaj, tako da mu je središte pomerenom za vrlo malu veličinu Δy , ili prema desnoj, ili prema levoj šini koloseka. Pomeranje Δy udruženo sa koničnošću površina kotrljanja točkova (ugao γ), ima za posledicu fenomen sinusoidalnog kretanja osovinskog sklopa, grafički prikaz na slici 5.



Slika 5

Teoretsko dokazivanje ove pojave, koja je mnogostruko i eksperimentalno potvrđena, prvi je izvršio Klingel, naučnik iz Karsruha još 1883. godine. Otuda se ovo sinusoidalno kretanje osovinskog sklopa na pravom koloseku naziva još i Klingelovo kretanje.

Formule koje je izveo Klingel za izračunavanje talasne dužine i frekvencije sinusoidalnog kretanja ni danas nisu izgubile od aktuelnosti.

Za naša razmatranja interesantnija je formula za frekvenciju:

$$\nu_k = \frac{V}{3,6 \cdot 2 \pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{0,5 D \cdot S}} \quad (\text{Hz}), \text{ gde su:}$$

V (Km/h) – brzina kretanja

γ (%) – kontet površine kotrljanja točka

D (m) – minimalni prečnik točka u krugu kotrljanja

S (m) – rastojanje krugova kotrljanja osovinskog sklopa

Polazeći od dimenzija koje ima standardizovani osovinski sklop za kolosek 1435 mm ($\gamma = 0,1$; $D = 0,840$ m; $S = 1,5$ m), izračunaćemo da frekvencija Klingelovog kretanja iznosi: $\nu_k = 0,025$ V

Frekvencija ν_k je ustvari frekvencija kružnog oscilovanja osovinskog sklopa za amplitudni ugao $\pm \beta$, pri čemu osovinski rukavci linearno osciluju u pravcu »X«. Ukoliko su osovinski sklopovi uležišteni u ramu obrtnog postolja sa zazorom veličine »b« (prema slici 3), oscilovaće njihovi rukavci, a amplituda oscilacije biće ograničena veličinom zazoru. Frekvencija oscilacija, već smo videli, linearno je proporcionalna brzini. Kako je kinetička energija oscilovanja proporcionalna sa kvadratom frekvencije, dedukcijom se zaključuje da će pri kretanju slobodno uležištenog osovinskog sklo-

pa, žestina udara osovinskih ležišta o graničnike biti proporcionalna kvadratu frekvencije $\sqrt{k}$, odnosno kvadratu brzine kretanja V .

Kao limit odredili bismo da granična vrednost frekvencije slobodno uležištenih osovinskih rukavaca iznosi $\sqrt{kg} = 2$ Hz.

Poštavši od Klingelove formule za frekvenciju i granične vrednosti frekvencije Klingelovog kretanja izračunava se i granična brzina:

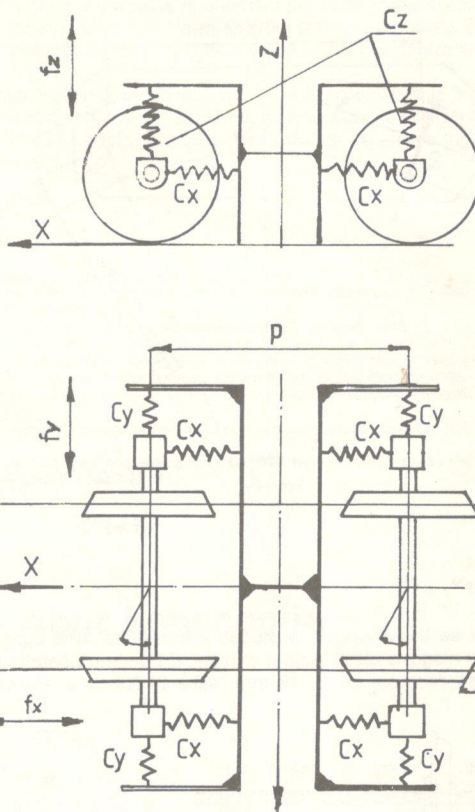
$$V_g = 0,025^{-1} \sqrt{kg} \approx 80 \text{ Km/h}$$

Gornja vrednost de facto znači da su se slobodno uležišteni osovinski sklopovi mogli predvidjeti samo kod onih kola čija maksimalna brzina nije bila veća od 80 km/h. Iz razloga sigurnosti, u realnoj praksi, kao granična vrednost je usvajana brzina od 70 km/h.

Kad su se počela graditi kola sa obrtnim postoljima za brzine preko 70–80 km/h, morala su biti pronađena druga, prikladnija rešenja veze osovinskih sklopova i rama obrtnog postolja. Ta rešenja, dakako, nisu smela dozvoljavati potpuno slobodno pomeranje osovinskih sklopova, ali im je istovremeno bio cilj da i dalje omogućava njihovo radijalno postavljanje pri prolasku kroz krivinu, što je po automatizmu nametalo elastičnu vezu između rama i osovinskih sklopova. (Postojao je, doduše, u eri razvoja obrtnih postolja za putnička kola i jedan međuperiod u kome su bila zastupljena samo takozvana rešenja sa potpuno »krutim osovinama«, ali zbog svoje prevaziđenosti i očiglednih mana, bavljenje takvim konstrukcijama ne bi bilo racionalno).

Bilo je neophodno, dakle, ostvariti elastičnu vezu rama i osovinskih sklopova u podužnom x – pravcu. Pošto je takvu (elastičnu) vezu u vertikalnom, z – pravcu već činilo primarno ogibljenje, ništa prirodnije nije bilo nego da se ono iskoristi i za obavljanje ove druge funkcije.

Tako je primarnom ogibljenju, pored njegove izvorne i osnovne uloge koju je vršilo: ovešanje rama obrtnog postolja, pridodata nova, ne manje važna funkcija: vođenje osovinskih sklopova.



Slika 6

3. DVOSTRUKA ULOGA PRIMARNOG OGIBLJENJA

Kompleks funkcija primarnog ogibljenja, koga čini uspostavljanje elastičnih veza između osovinskih sklopova i rama duž pravaca x , y , z , na uprošćen način je prikazan na slici 6. Elastične veze u pravcu z , kako je već navedeno, vrše funkciju ovešanja rama, dok elastične veze u pravcu x i y funkciju vođenja osovinskih sklopova u podužnom i poprečnom pravcu. – Na slici 6 sa c_x i c_y označene su krutosti (po tačku) elastičnih veza u pravcu x i y , a sa c_z sumarna krutost elastične veze u pravcu z . Oznake f_x , f_y , i f_z označavaju frekvencije sopstvenih oscilacija elastičnog sistema (primarno ogibljenje + ram), duž pravaca x , y i z .

Premda su obe funkcije primarnog ogibljenja – ovešanje rama i vođenje osovinskih sklopova – međusobno veoma povezane, kod obrtnih postolja modernih koncepcija toliko duboko da su praktično integrisane u jedinstven dinamički sistem, ipak će svaka od ove dve funkcije, iz praktičnih razloga, biti ovde izdvojeno razmotrena.

Kao o hronološki starijoj i na neki način fundamentalnoj, prvo će se nešto reći o funkciji ovešanja.

3.1. Ovešanje rama obrtnog postolja

Osnovna i isključiva uloga sistema za ovešanje rama je da, u sprezi sa sekundarnim ogibljenjem, doprinese povećanju mirnoće hoda obrtnog postolja, odnosno komforu vožnje.

Veliki je broj faktora koji na ovaj ili onaj način utiču na kvalitet mirnoće hoda, ali je među njima jedan dominantan: fenomen rezonance.

Pri kretanju obrtnog postolja, ta pojava nastupa kada se sopstvena frekvencija nekog od elastičnih sistema u obrtnom postolju poklopi sa frekvencijom periodične sile koja nastaje izvan tog sistema, ali na njega deluje. Prekomerne amplitude i ubrzanja koji se javljaju pri rezonanci, toliko destruktivno deluju na mirnoću hoda da se obrtno postolje, kod koga se ta pojava ustanovi, bez rezerve proglašava za konceptijski promašaj.

U ovoj analizi se ograničavamo na razmatranje samo onih okolnosti u kojima se javlja rezonanza kod vertikalnih oscilacija primarnog ogibljenja.

3.1.1. Sub – i nadkritično kretanje

Sopstvena frekvencija vertikalnih oscilacija primarnog ogibljenja određeno je formulom:

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_z}{m_r}} \text{ gde su}$$

c_z – krutost primarnog ogibljenja u pravcu z
 m_r – masa rama obrtnog postolja

Proizilazi da se sopstvena frekvencija povećava proporcionalno sa porastom krutosti.

Frekvencija vertikalne spoljne sile (u stvari frekvencija prinudnih oscilacija – f_p), koja je posledica uticaja koloseka na osovinske sklopove, odnosno njihovog uzajamnog uticaja, zavisi od većeg broja činilaca i ne postoji egzaktna formula za njeno izračunavanje. Od mnoštva faktora koji utiču na tu frekvenciju dva su ključna: stanje koloseka i brzina kretanja po koloseku. Ukoliko na jedinici dužine koloseka ima veći broj takozvanih inicijalnih impulsnih mesta (neravnina, sastava šina i sl.), frekvencija f_p će biti veća. Takođe, ta frekvencija će rasti sa porastom brzine kretanja obrtnog postolja, jer će tada u jedinici vremena od koloseka »dolaziti« veći broj impulsa. Međutim, frekvencija – f_p je obrnuta proporcionalno razmaku osovina u obrtnom postolju (p), što je sasvim lako shvatljivo.

Ukoliko razmatranje suzimo tako da posmatramo kretanje jednog određenog tipa postolja, po koloseku takođe određenog kvaliteta, onda će frekvencija f_p isključivo zavisiti od brzine kretanja obrtnog postolja po koloseku i biće sa njom u linearnoj zavisnosti.

U zavisnosti od odnosa napred opisane dve frekvencije (f_z i f_p), mogu nastupiti dva dijametralno različita slučaja:

a) Frekvencija f_p nikada ne dostiže, ni pri maksimaloj brzini, sopstvenu frekvenciju primarnog ogibljenja f_z , pa se kretanje odvija u subkritičnom području, jer je maksimalna brzina niža od kritične brzine.

b) Frekvencija f_p pri jednoj određenoj brzini (kritična brzina) dostiže frekvenciju f_z , a pri daljem porastu brzine kretanja se odvija u natkritičnom području.

Karakterističan je slučaj pod b), kada u jednom trenutku dolazi do izjednačavanja frekvencija ($f_p = f_z$), što prouzrokuje kratku pojavu rezonance, a potom se, sa porastom brzine, kretanja dalje odvijaju sa sve mirnijim hodom.

Posmatrano samo sa stanovišta mirnoće hoda, paušalno se može dati ocena da je slučaj natkritičnog kretanja povoljniji, utoliko više, ukoliko do izjednačavanja frekvencija (a samim tim i pojave rezonance) dođe pri nižim brzinama, kod kojih amplitude i ubrzanja nisu veliki. Kod takvog natkritičnog kretanja samo u jednom uskom intervalu, pri ubrzanju i zaustavljanju, dolazi do kratkotrajnog nemirnog hoda, a u svom ostalom širokom natkritičnom području hod je srazmerno miran.

Sa kakvom će se sopstvenom frekvencijom primarnog ogibljenja (f_z) obrtno postolja projektovati, zavisi prvenstveno od maksimalne brzine za koju je predviđeno. Pored ovoga, na određivanje frekvencije f_z imaće uticaja geometrijske mere i već zadate druge performanse obrtnog postolja, kao i kvalitet pruge, odnosno koloseka po kome će obrtno postolje trčati, ukoliko se to unapred zna.

3.1.2. Subkritična koncepcija sa relativno krutim ogibljenjem ($c_z >$)

Ovakva konstruktivna koncepcija je bila zastupljena kod obrtnih postolja čija se maksimalna brzina nalazila u intervalu od 80 do 100 km/h, tako da se zahvaljujući krutom ogibljenju nikad nije dostizala kritična brzina.

Za elemente primarnog gibanja poglavito su korišćeni tvrdi lisnati gibanjevi.

3.1.3. Nadkritična koncepcija sa mekim ogibljenjem ($c_z <$)

Kod obrtnih postolja sa krutim ogibljenjem, sa porastom brzine dostignuta je i kritična brzina. Da bi se to izbeglo, moralo se preći na meko ogibljenje, kako bi rezonanca pala u područje niskih brzina.

Konstruktivna koncepcija sa mekim primarnim ogibljenjem bila je zastupljena kod obrtnih postolja čija se maksimalna brzina kretala u intervalu od 90 do 130 Km/h, a za elemente su pretežno korišćene meke čelične zavojne opruge.

Nedostatak ove koncepcije je bio taj što su zbog male vrednosti c_z ugibi primarnog ogibljenja bili znatni. Zbog određenog odnosa koji mora da postoji između ugiba primarnog i sekundarnog ogibljenja, i ukupni ugib obrtnog postolja je bio velik, a to je za sobom povlačilo probleme izlaska iz gabarita.

3.1.4. Subkritična koncepcija velikih brzina sa izraženo krutim ogibljenjem ($c_z >$)

Natkritična koncepcija sa mekim ogibljenjem, i pored svojih nedostataka, primenjivala se sve dotle dok se nisu stekli uslovi za projektovanje savršenijih rešenja.

To se dogodilo kad su se počele graditi pruge sa kvalitetnim gornjim strojem, sa kolosecima u koje su ugrađivane znatno duže, a potom i zavarene šine sa znatno reduciranim (i po broju i po visini) neravninama. Pri kretanju visokim brzinama po takvom koloseku, vrednost frekvencije f_p biće dovoljno niska da će sa dovoljno velikom vrednošću c_z , moći bez poteškoća da se zadovolji relacija $f_z > f_p$, što je uslov za subkritično kretanje.

Za elemente primarnog ogibljenja ovde se predviđaju tvrde čelične, gumene ili kombinovane opruge.

No, krutost ogibljenja ipak je bila limitirana jednim faktorom o kome se moralo voditi računa: sopstvenom frekvencijom kolskog sanduka ($f_{ks} \approx 9$ Hz), koja se nikako nije smela poklopiti sa frekvencijom f_z , nego je morao biti zadovoljen odnos:

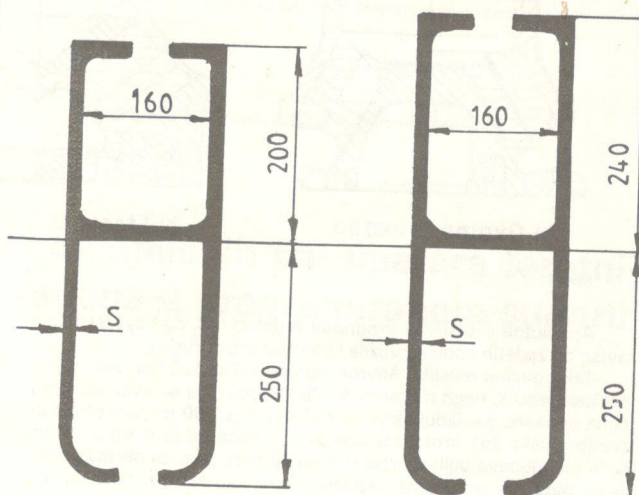
$$f_z \approx \frac{f_{ks}}{\sqrt{2}} \approx 5 - 6 \text{ Hz}$$

Ova konstruktivna koncepcija, koja je sa stanovišta mirnoće hoda sasvim zadovoljavajuća, primenjuje se kod obrtnih postolja koja su predviđena za brzine cca 120 – 160 km/h. Nedostatak joj je što znatna krutost primarnog ogibljenja ugrožava stabilnost, tako da se sa porastom brzine pojavljuje opasnost od iskliznuća. Otuda se brzina od 160 km/h može smatrati ovde graničnom brzinom. Veće brzine zahtevaju dopunska konstruktivna poboljšanja.

3.1.5. Subkritična koncepcija velikih brzina sa elastičnim ramom

Da bi se rešio problem ugrožene stabilnosti pri subkritičnom kretanju visokim brzinama, razvijena je nova koncepcija obrtnih postolja sa torziono-elastičnim ramom (WTR – prema oznaci firme koja ih je razvila).

Koncepcijska suština torziono-elastičnog rama se sastoji u primeni otvorenih kutijastih profila. Poprečni preseki tih profila za neke svoje težišne ose imaju vrlo male momente inercije i zahvaljujući tome, pojedine tačke na torziono-elastičnom ramu imaju neobičajeno velike specifične ugibe, i do 30 mm/l kN. Na slici 7 prikazana su dva karakteristična preseka koji pripadaju podužnom nosaču torziono-elastičnog rama. Na poprečnom preseku su i neke od dimenzija jedne konkretne izvedbe.



Slika 7

Zahvaljujući primeni torziono-elastičnog rama, ostvarena je optimalna nivelacija obrtnog postolja, ne samo pri vožnji po pravom koloseku već i u krivini. Ovakvo rešenje doprinosi ujednačavanju pritisaka točkova, što u krajnjoj liniji povećava stabilnost i omogućava vožnju visokim brzinama. Otuda je ovakva konstruktivna koncepcija zastupljena, po pravilu, kod obrtnih postolja koja su predviđena za brzine 160 – 200 km/h.

3.2. Vođenje osovinskih sklopova

U tački 2.2. opisan je fenomen Klingelovog kretanja, koji se javlja pri kretanju na prvom koloseku, i pokazano je kako sa porastom brzine, trčanje osovinskih sklopova postaje sve nestabilnije. Videli smo takođe, da vođenje osovinskog sklopa (koje je – već je rečeno – kod svih modernijih konstrukcija inkorporirano u sistem primarnog ogibljenja), treba da je takvo da olakšava radijalno postavljanje osovinskih sklopova pri njihovom prolasku kroz krivinu, kao i stabilisanje njihovog kretanja na pravom koloseku.

Dominantan parametar svakog sistema za vođenje je njegova krutost u podužnom pravcu c_x , a takođe je značajan i parametar koji označava krutost u poprečnom pravcu c_y .

Do danas je razvijen, izveden i ispitan veoma veliki broj različitih konstrukcija za vođenje, no sve se one mogu svrstati u dve osnovne grupe: sa tvrdim i elastičnim vođenjem. Izbor koncepcije vođenja ponajviše opredeljuje maksimalna brzina za koju su predviđena obrtna postolja, geometrijske mere obrtnog postolja i konfiguracija pruge po kojoj će postolja trčati.

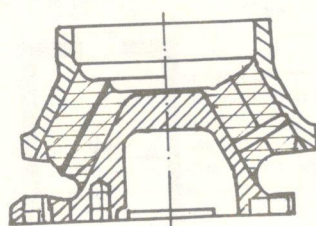
3.2.1. Sistemi sa tvrdim vođenjem

I pored toga što neki u svetu vrlo autoritativni projektanti obrtnih postolja smatraju da sistemi sa tvrdim vođenjem postepeno postaju prevaziđeni, ovakva rešenja se i dalje razvijaju i sa uspehom primenjuju.

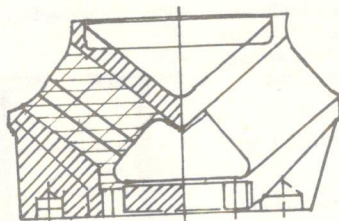
U stvari, između tvrdih i elastičnih sistema za vođenje i nije povučena oštra granica, niti je to moguće učiniti. Smatra se da tzv. tvrdim sistemima pripadaju sistemi čija je krutost po jednom tačku,

u podužnom pravcu (c_x), veća od neke granične krutosti (c_{xg}), tj. kod kojih je $c_x > c_{xg}$. Konvencionalno je usvojeno da se vrednost granične krutosti na bazi približno u intervalu $c_{xg} = 20-60 \text{ kN/mm}$. Sistemi kod kojih postoji odnos $c_x < c_{xg}$ spadaju, prema tome, u elastične sisteme za vođenje.

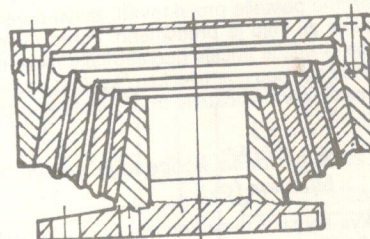
U principu, sistemi sa tvrdim vođenjem ne treba da se primenjuju kod obrtnih postolja kod kojih se očekuje da moment zakretanja obrtnog postavlja prema kolskom sanduku bude veći 18-20 kN m. Ovo zbog toga što mogućnost radijalnog postavljanja osovinskih sklopova u krivini, kako se to i iz slike 4 (ugao $2\alpha'$) vidi, ne zavisi samo od njihove pokretljivosti u ramu obrtnog postolja, nego i od zakretanja obrtnog postolja prema sanduku.



a) Ovalska izvedba



b) Strelasta izvedba



c) Cilindrična izvedba

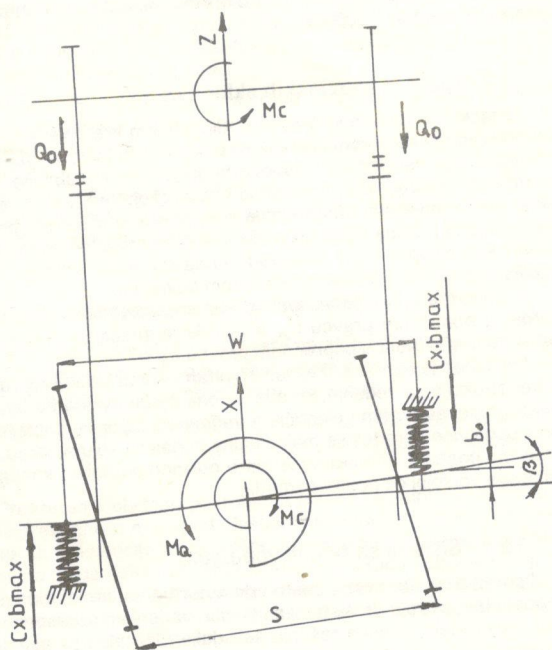
Slika 8

Apsolutne i relativne vrednosti krutosti (c_x , c_y i c_z) isključivo zavise od zadatih osobina vozila i konfiguracije pruge.

Tako ovalna izvedba ševron opruge (slika 8a) ima manju krutost u pravcu X, nego u pravcu Y. Obrtna postolja sa ovakvim oprugama uspešno savlađuju krivine radijusa $R \geq 700 \text{ m}$. Kod strelaste izvedbe (slika 8b), krutost u pravcu x je veća od krutosti u pravcu Y. To omogućava uglob u pravcu Y do 20 mm, tako da obrtna postolja sa ovakvim oprugama uspešno savlađuju krivine radijusa $R \geq 300 \text{ m}$.

Strelaste ševron opruge sreću se kod vozila koja saobraćaju na prugama mreže NSB.

Na slici 8c je cilindrična izvedba kod koje je krutost u pravcu x relativno velika i znatno veća u odnosu na krutost u pravcu y. Ovo rešenje nalazi primenu kod obrtnih postolja za velike brzine ($V > 180 \text{ km/h}$).



Slika 9

3.2.2. Sistemi sa elastičnim vođenjem

Sve današnje konstrukcije elastičnih sistema za vođenje osovinskih sklopova, izvedene su, takoreći isključivo, uz primenu slojevitih opruga, takozvanih megi opruga, odnosno opruga ševron (chevron).

Današnja tehnologija omogućava konstruisanje i izradu najrazličitijih oblika ševron opruga (nekoliko karakterističnih slučajeva predstavljeno je na slici 8). Izborom odgovarajućeg oblika i kvaliteta gume, moguće je u širokom dijapazonu da variraju vrednosti krutosti c_x , c_y i c_z i uz to još i da se postigne željeni međusobni odnos tih vrednosti, $c_x : c_y : c_z$.

Međutim, izbor vrednosti c_x nameće jednu dopunsku opreznost. Radi se, naime, o sledećem. Pri prolasku obrtnog postolja kroz krivinu, ukoliko je vođenje u pravcu x dovoljno elastično, osovinski sklop (posmatraćemo samo jedan) zauzme radijalan položaj, što je i cilj. Osa osovinskog sklopa i poprečna osa obrtnog postolja za-je i cilj. Osa osovinskog sklopa i poprečna osa obrtnog postolja za-je i cilj. Kada obrtno postolje izađe iz krivine, osovinski sklop treba da se iz zakrenutog vrati u svoj prirodni položaj. U zakrenutom položaju na osovinski sklop deluje moment, koji teži da okrene osovinski sklop oko vertikalne ose i vrati ga u prvobitni položaj – upravno na podužnu osu obrtnog postolja. Taj moment, koga stvara spreg horizontalnih sila koje potiču od opruga primarnog ogibljenja (slika 9), dat je formulom:

$$M_C = \frac{1}{2} c_x \cdot \beta \cdot w^2, \text{ gde je,}$$

w – rastojanje horizontalnih sila. Kod većine konstrukcija je jednako rastojanju sredina osovinskih rukovaca, tj. $w = 2000 \text{ mm}$.

Gornja formula je izvedena uz uslov da je za male uglove $\sin \beta \approx \beta$.

Momentu M_C suprotstavlja se drugi moment M_Q , koji potiče od sila trenja nastalih pri klizanju točkova po šinama.

$$M_Q = Q_0 \cdot s \cdot \mu_0, \text{ gde su}$$

Q_0 – srednji točkovni pritisak

s – rastojanje krugova kotrljanja

μ_0 – srednji koeficijent trenja klizanja točka po šini (suvo/vlažno)

Proizilazi da kod ispravno projektovanog primarnog ogibljenja moment M_C mora biti veći od M_Q , odnosno:

$$\frac{1}{2} c_x \cdot \beta \cdot w^2 > Q_0 \cdot s \cdot \mu_0, \text{ odnosno}$$

$$c_x > \frac{Q_0 \cdot s \cdot \mu_0}{\beta \cdot w^2}$$

Ugao β lako je odrediti na osnovu maksimalnog ugiba u pravcu x (b_{max}), po formuli:

$$\beta = \arcsin \frac{2 \cdot b_{max}}{w}$$

Izvedena formula za c_x nam govori da se ne sme otići ni u drugu krajnost, pa predvideti isuviše meko vođenje u x-pravcu, jer zbog nepravilnog položaja osovinskih sklopova pri izlasku iz krivine, biće potencirano fenomen Klingelovog kretanja, koji je, kao što je već objašnjeno, sve izraženiji sa porastom brzine. Otuda kod obrtnih postolja za visoke brzine ($V > 180 \text{ km/h}$) treba uzeti veće vrednosti za podužnu krutost c_x .

4. REZIME

U uslovima kad se pred jednu konstrukciju postavljaju i kontradiktorni tehnički zahtevi, nije moguće izvesti jednoznačne zaključke, ali je ipak nužno pružiti određene smernice.

– Kod projektovanja ogibljenja nastojati da se što tačnije saznaju i predvide konkretni tehnički i eksploatacioni uslovi pod kojima će se saobraćaj odvijati (pruga, brzina i dr.). Unapred treba, znači, odustati od koncepta nekog univerzalnog rešenja.

– Ogibljenje (z-pravac) i vođenje (x i y pravac) objediniti u jedinstven elastičan sistem.

– Kod obrtnih postolja za niže brzine usvojiti male vrednosti za c_x .

– Kod obrtnih postolja za saobraćaj po prugama sa ostrim krivinama, srednjim brzinama, usvojiti male vrednosti za c_x i c_y .

– Kod obrtnih postolja za visoke brzine usvojiti velike vrednosti c_x i osrednje vrednosti c_y .

U svim slučajevima nepoznatih i nedefinisanih uslova imati u vidu grubu orijentacionu relaciju:

$$c_x : c_y : c_z = 1 : (2 - 6) : (7 - 13).$$

LITERATURA

- (1) J.I. Koffman: Hundert Jahre Klingels Formel; DK 629.42.027.1:625.1.032.43
- (2) J. Nöthen: Zum überkritischen Lauf von Drehgestellfahrzeugen DK 625.2.034
- (3) Dr inž. E. Sperling: Gesichtspunkte zur annähernden Bestimmung der Größe der Drehhemmung DK 625.032.4/5:629.4.023.14:629.4.027.2:629.4.016.56
- (4) W. Zottmann: Zur Frage der Instabilität beim Radsatzlauf DK 629.4.625.1.032
- (5) Prof. dr inž. J. Nöthen: Die technischen und wirtschaftlichen Voraussetzungen schnellfahrender Drehgestell. DK 625.2011.124.002.2:625.2.011.124.003.13
- (6) Dr inž. Thilo von Madeyski: Bewegliche oder in Fahrzeuglängsrichtung starre Radsätze DK 629.4.027.414:629.4.027.2:629.46.027.2
- (7) Dipl.inž. H. Scheffel: Der Einfluß von Elastizitäten auf Schlingerstabilität und Bogenlauf
- (8) J.I. Koffman: Anwendung und Betriebserfahrung mit Gummifedern bei Schienenfahrzeugen DK 625.2-272.6/8
- (9) G. Harsy: Neue Entwicklungen im Drehgestellbau DK 629.4.027.2
- (10) Obering H. Dieling: Neue Drehgestellentwicklungen auf der Basis des WTR - 69-1-Drehgestells der Firma Wegmann & Co DK 625.2.011.124*71*
- (11) Dipl.inž. R. Jörh: Möglichkeiten der Abfederung überkritisch laufender Laufwerke mittels Gummifedern

(Adrsa: Dragoslav Karanjac, dipl. inž. GOŠA Institut Beograd).

Sistem analiza konstrukcijskih i dinamičkih parametara teretnih vagona u programiranom sudaru*

UDK 629.46.021.067

Dr Ranko RAKANOVIĆ, dipl. inž.,
Arandjel BABIĆ, dipl. inž.,
Tomislav SIMOVIĆ, dipl. inž.

Na osnovu sprovedenih mnogobrojnih ispitivanja na različitim tipovima vagona u programiranom sudaru dobijen je dragocen istraživački materijal, koji se u ovom radu koristi za izvođenje sistem analize koja obezbeđuje mogućnost da se u toku projektovanja nekog dovoljno sličnog vagona može odrediti optimalna konstrukcija za ovaj uslov eksploatacije.

Uočavajući značajne razlike dinamičkih parametara u zavisnosti od tipa konstrukcije vagona za ovu sistem analizu odabrana su karakteristična vozila. Odabrani tipovi vagona prikazani su na dijagramu, sa odgovarajućim konstrukcijskim parametrima. Brojevi od 1 do 18 na dijagramu 1 označavaju izabrane vagone, pri čemu

– dvoosovinske vagone (zatvorene, otvorene, plato i cisterne) predstavljaju brojevi od 1 do 4,

– četvoosovinski su obeleženi brojevima od 5 do 9, s'tim što su 5 i 6 zatvoreni, 7 otvoreni, a 8 i 9 plato-vagoni,

– brojevi od 10 do 16 označavaju vagon-cisterne, dok 17 i 18 predstavljaju specijalne vagone.

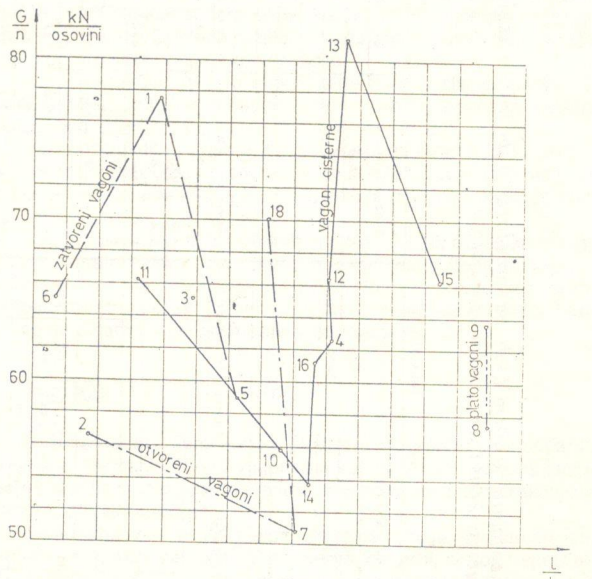
Dinamički parametri dobijeni u ispitivanjima karakterističnim za ovu analizu odnose se na:

- v – brzinu naletanja,
- F_u – ukupnu udarnu silu,
- a_1 – podružno ubrzanje u sudaru (na grudnoj gredi),
- δ_1 – reprezentativni napon na grudnoj gredi,
- δ_2 – reprezentativni napon na kosniku čeonog dela,
- δ_3 – reprezentativni napon na bočnom nosaču čeonog dela.

Ustanovljena je direktna zavisnost između dinamičkih parametara, izražena intezitetom udarne sile, koja je zavisna od mase vagona, podužne krutosti konstrukcije, vrste tereta i konačno, brzine naletanja. Numerički rezultati dobijeni u eksperimentalnoj analizi dati su u tabelama (1 do 9) za odabrane vagone.

Numerički rezultati dati u tabelama od 1 do 9 mogu se prikazati dijagramski, čime se dobija pogodnija forma a izvođenje analize, kao i mogućnosti korišćenja u toku projektovanja vozila. Radi ilustracije daje se primer dijagrama za Hbis vagon (sl. 2).

* Saopštenje se odnosi na deo radova koji se izvode u okviru projekta "RAZVOJ ANALITIČKOG PROJEKTOVANJA ŠINSKIH VOZILA NA BAZI EKSPERIMENTALNIH REZULTATA", koji finansira Osnovna zajednica nauke regiona Kraljevo.



- L – dužina vagona preko odbojnika,
- l – dužina između svornjaka obrtnih postolja ili razmak između osovina kod dvoosovinskih kola,
- n – broj osovina
- G – sopstvena težina vagona.

Slika 1 – Medusobna zavisnost konstrukcionih parametara ispitanih vozila

Odabrani tipovi dvoosovinskih vagona (1 do 4) mogu se smatrati reprezentativnim za dvoosovinska vozila i u tom smislu će se ovde izložiti komentar rezultata dobijenih u ispitivanjima. Na osnovu

Pregled eksperimentalnih dinamičkih parametara dobijenih u ispitivanju programiranog sudara dvoosovinskih i četvero osovinskih vagona sa osnovnim konstrukcijskim podacima.

Tabela 4.

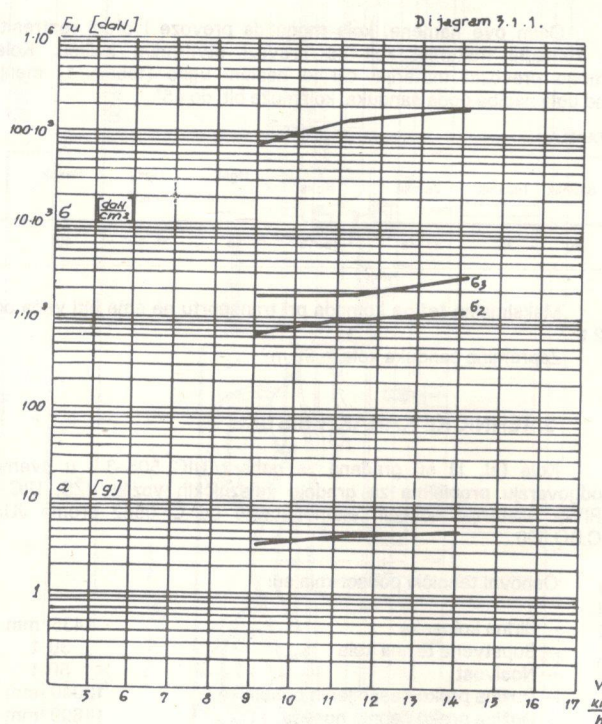
Tabela 1.									
TIP VAGONA	1. Ibiš 2-osovni zatvoren	2. Ea-z 2-osovni otvoren	3. Vgs-z 2-osovni plato	4. Uhs-z 2-osovna cisterna	5. Taes-z 4-osovni zatvoren	6. Tada-z 4-osovni zatvoren	7. Eas-z 4-osovni otvoren	8. Rgs-z 4-osovni plato	
L [mm]	15880	10800	13860	9800	14040	19040	14040	20740	
I [mm]	9000	5400	8000	6700	8700	14000	9000	19700	
V [m³]	113	36	24	24	36	96	92		
n	2	2	2	2	4	4	4	4	
C [kN]	155	113	130	125	232	260	203,1	230	
C.10³ [kN/cm]	9,9	4,26	7,41	6,19	4,76	8,15	16	2,86	
Tabela 2.									
Rastresiti materijal									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									
Kobasti tereti									

TABELA 9 - TABELARNI PREGLED EKSPERIMENTALNIH DINAMIČKIH PARAMETARA U ISPITIVANJU PROGRAMIRANOG SUDARA SPECIJALNOG OSAMNASTOOSOVINSKOG TRANSPORTERA I ČETVOROOSOVNOG KIPER VAGONA SA OSNOVNIM KONSTRUKCIJONIM PODACIMA

TIP VAGONA	17. 5a2-z 18-osov. transportor.	18. 6vs-69 4-osovni kiper
L [mm]		12050
l [mm]		7500
V [m³]		26,2
n	18	4
C [kN]	785	280
C · 10³ [kN/cm]		
Namena	Specijalni tereti	Ruda
Prazan vagon	V [km/h]	5,4 6,48 7,01 9,32 13,07 14,67
	Fu [kV]	330 600 660 931 1400 1578
	a₁ [g]	1,5 1,8 1,95 4,34 5,62 7,96
	G₁	-219 -376 -385 +860 +1182 +1505
	G₂	-172 -193 -205
	G₃	-337 -645 -698
Natovaren vagon	V [km/h]	
	Fu [kN]	10,11 11,65 14,88
	a₁ [g]	1345 1736 2686
	G₁	3,23 3,32 4,08
	G₂	
	G₃	

Ekspperimentalna zavisnost dinamički i konstrukcionih parametara u programiranom sudaru za dvoosovni zatvoren vagon Hbis prema tabeli 3.1.

— natovaren
..... prazan



ustanovljene direktne korelacije između dinamičkih parametara upoređuju se udarne sile koje reprezentuju bitne izmerene dinamičke parametre, masu vagona, podužnu krutost konstrukcije, karakter. napreznja, vrstu tereta i brzinu nalažanja.

Vrednosti maksimalnih udarnih sila kreću se za prazne od 869 kN do 1400 kN, za natovarene od 1096 kN do 1814 kN, što je znatno niže u odnosu na četveroosovinske vagone.

Dominantni uticaji koji su uzrok izraženih razlika maksimalne sile po tipu vozila, u slučaju tovarnog vagona, odnosi se na vrstu tereta, te otuda udarne sile na plato i zatvorenom vagonu koji su to-

vareni paketima limova imaju visoke vrednosti jer je mali učinak rada tereta u bilansu energije sudara. U slučaju dvoosovinskog otvorenog vagona i dvoosovinske cisterne upotrebljeni su tereti koji učestvuju povoljnije u bilansu energije sudara (primer cisterna nepotpuno ispunjena vodom).

Dobijeni rezultati u sistem-analizi za ova četiri tipa dvoosovinskih vagona mogu se koristiti u projektovanju ovih konstrukcija ukoliko su ispunjeni uslovi sličnosti masa i krutosti konstrukcija i vrsta tereta kojima se vagon tovari.

Tabelarni prikaz konstrukcijskih i dinamičkih parametara vagona od 5 do 9, odnosno tri tipa četveroosovinskih vagona (dve konstrukcije zatvorenih, jedna konstrukcija otvorenih i dve konstrukcije plato-vagona) potvrđuje postavljenu hipotezu.

Upoređenjem vrednosti udarnih sila za prazne vagone (dve konstrukcije otvorenih kola) dolazi se do zaključka da glavni uticaji u razlici udarnih sila dolaze od podužnih krutosti, jer su ostale sličnosti zadovoljene.

Između vrednosti maksimalnih udarnih sila za ova dvojica otvorena četveroosovinska vozila javlja se velika razlika zbog različitog uticaja tereta u bilansu energije sudara.

Maksimalne sile u sudaru iznose 3041 kN za vagon Taes-z, koji je tovaren paketima limova i 5518 kN za vagon Tads-z tovarnim tucanikom.

Rezultate maksimalnih udarnih sila za otvorene Eas-z i plato-vagone nije moguće porediti zbog nedovoljne međusobne sličnosti.

Rezultati postavljene sistem-analize mogu se koristiti u projektovanju novih konstrukcija koje zadovoljavaju sličnosti ranije navedenih parametara.

Numeričke vrednosti eksperimentalnih rezultata za sedam vagoncisterni (10 do 16), prikazane tabelarno, komparacijom preko postavljene sistem-analize za slučaj praznih i natovarenih vozila dobija se potpunija slika o međusobnoj zavisnosti maksimalne udarne sile s jedne strane i učešća u njenoj realizaciji uticaja mase vagona, krutosti konstrukcije, načina opterećenja i, posebno, konstrukcijskih specifičnosti.

Upoređeni rezultati maksimalnih udarnih sila za prazne vagoncisterne ukazuju na visoku saglasnost vrednosti u slučaju konstrukcija 11, 13 i 14. Razlike u silama su posledica različitih podužnih krutosti.

Konstrukcijom maksimalnih udarnih sila za natovarene vagoncisterne 10, 11 i 14 dolazi se do zaključka da su efekti tereta u energetskom bilansu sudara slični. Razlike u napunjenosti rezervoara nisu izražene, te otuda razlike između maksimalnih udarnih sila potiču od različitih krutosti konstrukcije.

Za konstrukcije 13 i 16 maksimalne udarne sile su karakteristične i ukazuju na dominantan efekat tereta, odnosno sasvim napunjenog (16) i polunapunjenog rezervoara (13).

Za konstrukciju cisterne 12 u slučaju natovarenog i praznog vagona vrednosti udarnih sila su znatno niže zbog konstrukcijske razlike u vezi između kotla i postolja, koje je izvedeno posredstvom ogibljenja.

I na kraju, za slučaj specijalnih vagona 17 i 18, čiji se konstrukcijski parametri mogu uporediti potvrđuje se postavljena hipoteza.

Navedena sistem-analiza potvrđuje hipotezu o međusobnoj zavisnosti konstrukcijskih i dinamičkih parametara koji su uzeti u obzir kao dominantni u programiranom sudaru vagona.

REZIME

Rezultati postavljene sistem-analize u programiranom sudaru na osnovu izabranih tipova vagona na kojima su sprovedena ispitivanja potvrdili su hipotezu o međusobnoj zavisnosti konstrukcijskih i dinamičkih parametara.

Sistematizovani tipovi vagonskih konstrukcija, dvoosovinskih, četveroosovinskih, zatvorenih, otvorenih, cisterni, platoa i specijalnih, za koje su dati tabelarni pregledi konstrukcijskih i dinamičkih parametara sa izvedenim komentarima sistem-analize, omogućuju:

1. Fenomen programiranog sudara, inače jednog od težih eksploatacionih uslova za šinska vozila, može se svestranije i kompleksnije proučavati, u smislu istraživanja realnih uslova eksploatacije i posebno optimalnih konstrukcija vagona.

2. Koncept izložene sistem-analize može se i dalje razvijati i upotrebljavati sa uključivanjem i drugih konstrukcijskih i dinamičkih parametara, koji će se dobiti u predstojećim ispitivanjima.

U okviru ove sistem-analize uticaj odbojnika nije uzet u obzir iz razloga što su u svim slučajevima izvedenih eksperimenata korišćeni odbojnici istih kapaciteta. Međutim, kapacitet odbojnika može

se uzeti u obzir u postavljenoj sistem-analizi kada se primenjuju različiti tipovi odbojnika.

Ovom sistem-analizom, ukoliko bi se uzeo i odbojnik u razmatranje, može se odrediti njegov kvalitet, odnosno uticaj u dinamici sudara.

3. Od posebnog značaja su mogućnosti za dalju gradnju vozila, odnosno dobijeni rezultati u sistem-analizi ukazuju da su optimalne sile u sudaru do 1500 kN po odbojniku, pri čemu su i naprezanja na karakterističnim, napregnutim elementima, na gornjoj granici dozvoljenih, pa se preporučuje projektantima da u ovim slučajevima konstrukcija (preko 1500 kN po odbojniku) istražuju poboljšanja u vezama kotla ili sanduka sa postoljem u smislu dodatnih amortizera podužnih inercijalnih sila, koje se javljaju pri programiranom sudaru ili izborom odbojnika većih kapaciteta;

4. Iz navedenih rezultata u ovoj sistem-analizi i podataka tabelarno i dijagramski prikazanih mogu se izvesti značajni i drugi zaključci u fazi projektovanja novih konstrukcija vagona.

LITERATURA

- [1] R. Rakanović, Dinamičko ponašanje šinskih vozila pri programiranom sudaru (doktorska disertacija), Kraljevo, 1981.
- [2] Ju. M. Čerkašin, Dinamika naličnog poezda, Vipusk 343, »Transport«, Moskva, 1975.
- [3] M. Kalajdžić, Eksperimentalna dinamika šinskih vozila R. Rakanović, »Tehnika« br 9, Beograd, 1978.
- K. E. Kittelsen, Shock measurement - Naerum, 1966, Technical Review, Nr. 3
- [5] A. D. Kočnov, Teorijske i eksperimentalne studije dinamike vozila u izbor osnovnih parametara hodova, Vipusk 483, »Transport«, Moskva, 1973.
- [6] V. A. Lazarjan, Dinamika vagonov, ustojčivost dviježenja i kolebanja, »Transport«, Moskva, 1964.
- [7] Elaborati o sprovedenim ispitivanjima vagona - Institut MKK
- [8] N. F. Skiba, Vagoni, »Transport«, Moskva, 1973.
- [9] S. V. Verščinski, V. N. Danilov, I. I. Čelnokov, Dinamika vagonov, Moskva 1972.

(Adresa: dr Ranko Rakanović, dipl. inž., Mašinski fakultet Beograd, Arandel Babić, dipl. inž. i Tomislav Simović, dipl. inž., Opatni centar Fabrike vagona Kraljevo)

Nova rešenja transporta rastresitih i komadnih materijala na JŽ

UDK 629.463.018

Mr Živka MICKIĆ, dipl.maš.inž.
Mr Zoran MICKIĆ, dipl.maš.inž.
Miodrag STANKOVIĆ, dipl.maš.inž.

1. UVOD

U programu razvoja železničkog saobraćaja jedan od bitnih činilaca je i remont i izgradnja dvokolosečnih železničkih pruga. U okviru te modernizacije nametnula se potreba za savremenijim, bržim, ekonomičnijim, bezbednijim i automatizovanim transportom nekih rastresitih materijala, kao što su tucanik, šljunak i drugo.

To je iniciralo ideju o izradi specijalnih teretnih kola, pa se i pristupilo njihovoj realizaciji.

Osnovni zahtev pri istovaru kola je da se materijal što dalje istovari kako ne bi došlo do zatrpavanja koloseka i onesposobljavanja za saobraćaj. Time bi se sa jednog koloseka nasipavao drugi. Radi neometanja frekvencije saobraćaja, istovar bi trebao biti što brži.

Jedan maršrutni voz sa kompozicijom od 20 kola i pratećim osobljem, jednostavnim i bezbednim rukovanjem, bi za 15 - 20 min. istovarilo celu kompoziciju i oslobodio kolosek za saobraćaj. Istovar se može obavljati sa obe strane kola.

2. PLANIRANJE KOLA

Imajući u vidu sve napred postavljene zahteve, kako i ekonomsku opravdanost ugradnje i održavanja, izbor pogona za istovar je pao na pneumatski sistem. Za jednu kompoziciju koristiće se kompresorska stanica koja će biti smeštena u specijalna teretna zatvorena kola. U njima će biti smešteno i pomoćno osoblje, a biće svrstana u sredini kompozicije. Sa obe strane će pomoćnim vodom duž kompozicije snabdevati vazduhom svaka kola.

Na kolima postoji rezervoar koji će akumulirati vazduh za jedan istovar.

Istovar kola je moguć pojedinačno ili skupno jednovremeno sa pojedinačnim rukovanjem, u zavisnosti od kapaciteta kompresora.

Radi što daljeg istovara, kola su napravljena tako da pri istovaru uz pomoć mehanizma za otvaranje bočne stranice budu produžetak poda sanduka koji se naginje.

Kola su napravljena tako da se utovar može obavljati gravitacijom iz bunkera ili transportnih traka, bagerom i drugim mehanizovanim utovarom u kamenolomima i rudarskim kopovima.

Osim ove namene, kola mogu da prevoze i drugi rastresiti i komadni materijal koji se prevozi otvorenim kolima. Kola mogu prevoziti materijal čiji je nasipni ugao (tabela 1) manji od ugla nagiba poda sanduka, koji može biti do 45°.

TABELA 1

Šljunak	Tucanik	Zemlja	Koks	Ugalj kameni	Ugalj smeđi	Pesak
40°	35°	27-35°	35-45°	45°	35-50°	40°

Maksimalna težina komada pri transportu ne sme biti veća od 2 t.

Zapremina sanduka kola je 32 m³.

3. TEHNIČKE KARAKTERISTIKE

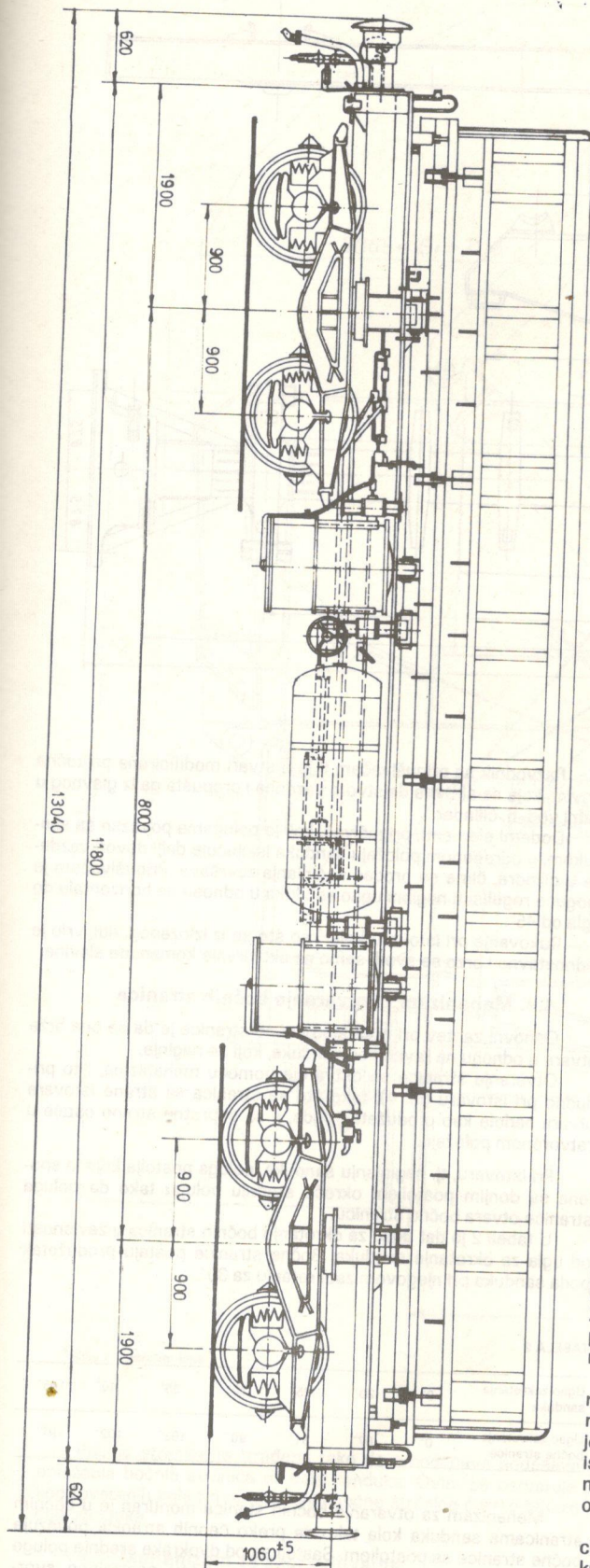
Kola (sl. 1) su građena za gabarit UIC 505-3 i u svemu odgovaraju propisima za gradnju železničkih vozila, JŽS, UIC i RIV-a. Materijal nosećih elemenata je od Č 0562 prema JUS C.BO.500.

Osnovni tehnički podaci kola su:

- Širina koloseka	1435 mm
- Sopstvena težina kola	30 t
- Nosivost	50 t
- Dužina preko nesabljenih odbojnika	13040 mm
- Dužina preko čeonih nosača	11800 mm
- Razmak osa obrtnih postolja	8000 mm
- Maksimalna visina od GlŠ-a	2890 mm
- Osovinsko opterećenje	200 kN
- Minimalni poluprečnik krivine	60 m
- Kola trče u »S«-režimu a prazna MAX	120 km/h

4. KONSTRUKCIJA KOLA

U kola sa ugrađena standardna obrtna postolja Y 25 CsT čiji je razmak osovina 1800 mm, a prečnik točka kruga kotrljanja 920 mm.



Slika 1 – Specijalna teretna kola za prevoz rastresitih i komadnih materijala

Vučna sprema prema UIC 521 je čeonog tipa sa zavojnim vretenom od 850 kN, kukom tegljenika od 1000 kN i prstenastom oprugom od 400 kN, prema UIC 520.

Odbojnici su po UIC 526 sa sabojnom silom 590 kN pri hodu od 105 mm.

Kola su opremljena vazdušnom i pritvrdnom kočnicom. Vazdušna kočnica je prema UIC 541-1 tipa O-GP sa rasporednikom Est 3/53 HBG 300, automatskim regulatorom DRV-2A H1 600 i ručnim prebacivačem sile kočenja »prazno-tovarenost«.

4.1. Postolje

Konstrukcija postolja (sl. 2) zadovoljava današnje i buduće uslove železničkog transporta. Napravljeno je tako da se mogu smestiti vazdušni cilindri sa strane i omogućiti pri istovaru zaokretanje sanduka kola.

Postolje se sastoji iz čela postolja glavnih poprečnih nosača i centralnog nosača kutijastog preseka sa konzolama koje nose vazdušne cilindre i konzolama za oslanjanje sanduka kola.

Čelo postolja usklađeno je za klasičnu vučno-odbojnu spremu, ali može da primi i automatsko kvačilo prema UIC 530. Sile koje prima preko odbojnika prenose se kosnicima na glavni poprečni nosač ka srednjem centralnom nosaču, gde se prenose i sile sa vučne spreme.

Glavni poprečni nosači su napravljeni tako da omogućuju ugradnju svih savremenih tipova obrtnih postolja koji zadovoljavaju UIC 510. Oni određuju propisanu visinu kola, a služe i kao oslonci sanduka kola.

Centralni nosač, kao srednji deo postolja, je veoma čvrsta i kruta konstrukcija. Prenosi sve horizontalne sile i neke od vertikalnih koje se javljaju usled opterećenja sanduka kola preko konzola.

Postolje kola je pri transportu opterećeno simetrično, a pri istovaru preko konzola na strani istovara opterećenje za oko 10%. Zato se pri eksploataciji i preporučuje da se strana istovara češće menja kako ne bi došlo do uvijanja i trajnih deformacija postolja.

4.2. Sanduk kola

Sanduk kola sa svojom čvrstom samonosećom konstrukcijom oslanja preko četiri para cilindričnih oslonaca na postolje kola. Za sanduk su sa strane, na 600 mm od podužne ose, pričvršćene zglobo klipnjače dva para vazdušnih cilindara.

Sanduk se sastoji iz postolja sanduka, bočnih i čeonih stranica. Postolje sanduka je napravljeno iz podužnih spoljnih i srednjih nosača povezanih poprečnim nosačima koji su prekriveni podom sanduka. Pod je napravljen kao dvostruki od limova i drvenih gredica koje služe kao amortizeri pri gravitacionom utovaru.

Čeone stranice su od savijenih limova i profila spojenih tako da štite i omogućuju rad mehanizma za otvaranje bočnih stranica.

Bočne stranice su pri istovaru produžni deo poda sanduka, čime obezbeđuju istovar od ose koloseka na min. 2100 mm. Preko šest osovnica su zglobo vezane za postolje sanduka, a sa strane su vezane mehanizmom za otvaranje bočnih stranica.

4.3. Pneumatski sistem za istovar

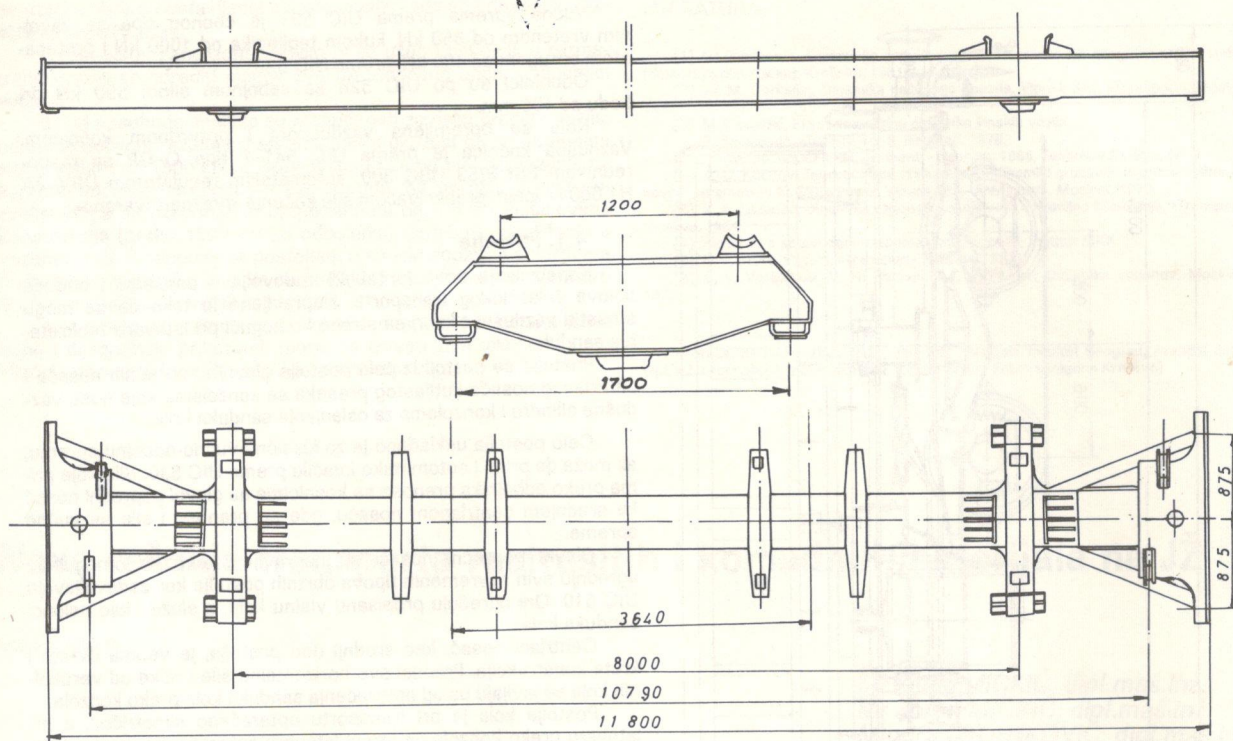
U kola su postavljena sa svake strane po dva vazdušna cilindra. Površina hodnog klipa vazdušnog cilindra je 0,385 m². Pri napajanju vazduhom od 6 bar vazdušni cilindri daju silu od 46 kN, što je i dovoljno za istovar.

Imajući u vidu moguće zatrpavanje bočnih stranica pri istovaru, a time i nemogućnost vraćanja sanduka u ravnotežni položaj usled sopstvene težine, ugrađen je cilindar sa dvosmernim dejstvom. Za spuštanje sanduka koristi se komprimovani vazduh iz glavnog napojnog voda pritiska 6 bar, s tim što je preko sigurnosnog ventila moguće regulisati pritisak, a time i brzinu spuštanja sanduka.

Problem jednovremenog istovara cele kompozicije od 20 kola rešen je postavljanjem rezervoara zapremine 800 l na svakim kolima. Vazduh iz ovog rezervoara dovoljan je za jedan istovar, a time je istovarena još jedna pogodnost, jer se može obavljati pojedinačni istovar bez prisustva kompresorske stanice. Naime, potrebno je napuniti rezervoar vazduhom a potom obavljati istovar nezavisno od veza sa proizvođačem vazduha pod pritiskom.

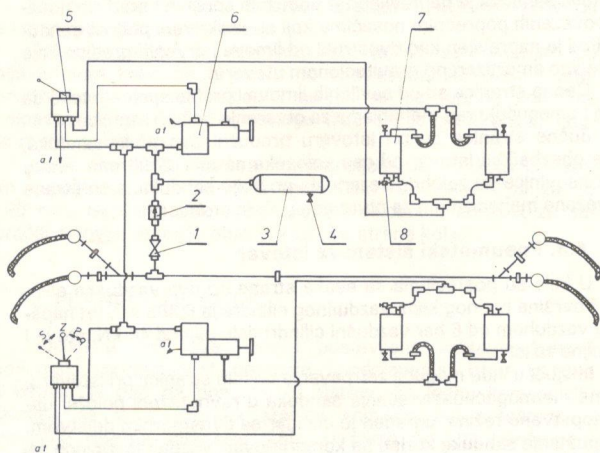
Ovakva idejna koncepcija je data na šemi pneumatske instalacije sl. 3, gde su osnovni elementi i njihova funkcija gledani u smeru kretanja vazduha sledeći:

Protočna slavina 1 je stalno otvorena i zatvara se jedino u slučaju neispravnosti kola postavljenih u kompoziciji kada se ne želi njihov istovar i kada one služe samo za prelaz vazduha duž voza,



Slika 2 – Postolje kola

nepovratni ventil 2, podešen na radni pritisak od 6 bar, sprečava pad pritiska u instalaciji, rezervoar 3 zapremine 800 l puni se u toku vožnje, čime se skraćuje vreme istovara, odnosno zadržavanje kompozicije na otvorenoj pruzi. Na dnu rezervoara je postavljena protočna slavina 4 za ispuštanje kondenzata i zaostalog vazduha.



Slika 3 – Šema pneumatske instalacije

Komandna (tropoložajna) slavina 5, kao što joj i samo ime kaže, služi za komandovanje pri istovaru. Postavljanjem ručice u položaj »podizanje« aktivira se razvodnik 6, koji propušta vazduh u cilindre 7, čime se ostvaruje istovar.

Za proces spuštanja sanduka, ručica se postavlja u položaj »spuštanje«, čime se vazduh direktno upušta iz glavnog voda u cilindre sa gornjih strana, a sa donje ispušta u atmosferu.

Brzina spuštanja sanduka reguliše se padom pritiska preko sigurnosnog ventila 8. Ručica postavljena u položaj »zatvoreno« povezuje oba radna voda sa atmosferom i na taj način se cilindri rasterećuju, a time se istovar završava.

Razvodnik sa prigušivačem 6 je u stvari modificirana protočna slavina koja se aktivira dejstvom vazduha i propušta ga iz glavnog u radni vod, tj. cilindar.

Dodatni elementi, prigušivač, koji je polugama povezan sa sandukom, u određenom položaju sanduka isključuje dalji dovod vazduha u cilindre, čime se proces naginjanja završava. Prigušivačem je moguće regulisati nagibni ugao sanduka u odnosu na horizontalu do ugla od 45°.

Rukovanje pri istovaru kola, kao što se iz izloženog vidi, vrlo je jednostavno i brzo se svodi samo na aktiviranje komandne slavine.

4.4. Mehanizam za otvaranje bočnih stranica

Osnovni zahtev pri otvaranju bočne stranice je da se ona brže otvara u odnosu na ravan pod sanduka, koji se naginje.

Otvaranje stranice se ostvaruje pomoću mehanizma, i to prinudno pri istovaru (sl. 4), tako što se stranica sa strane istovara otvara nadole kao produžetak poda, a sa suprotne strane ostaje u zatvorenom položaju.

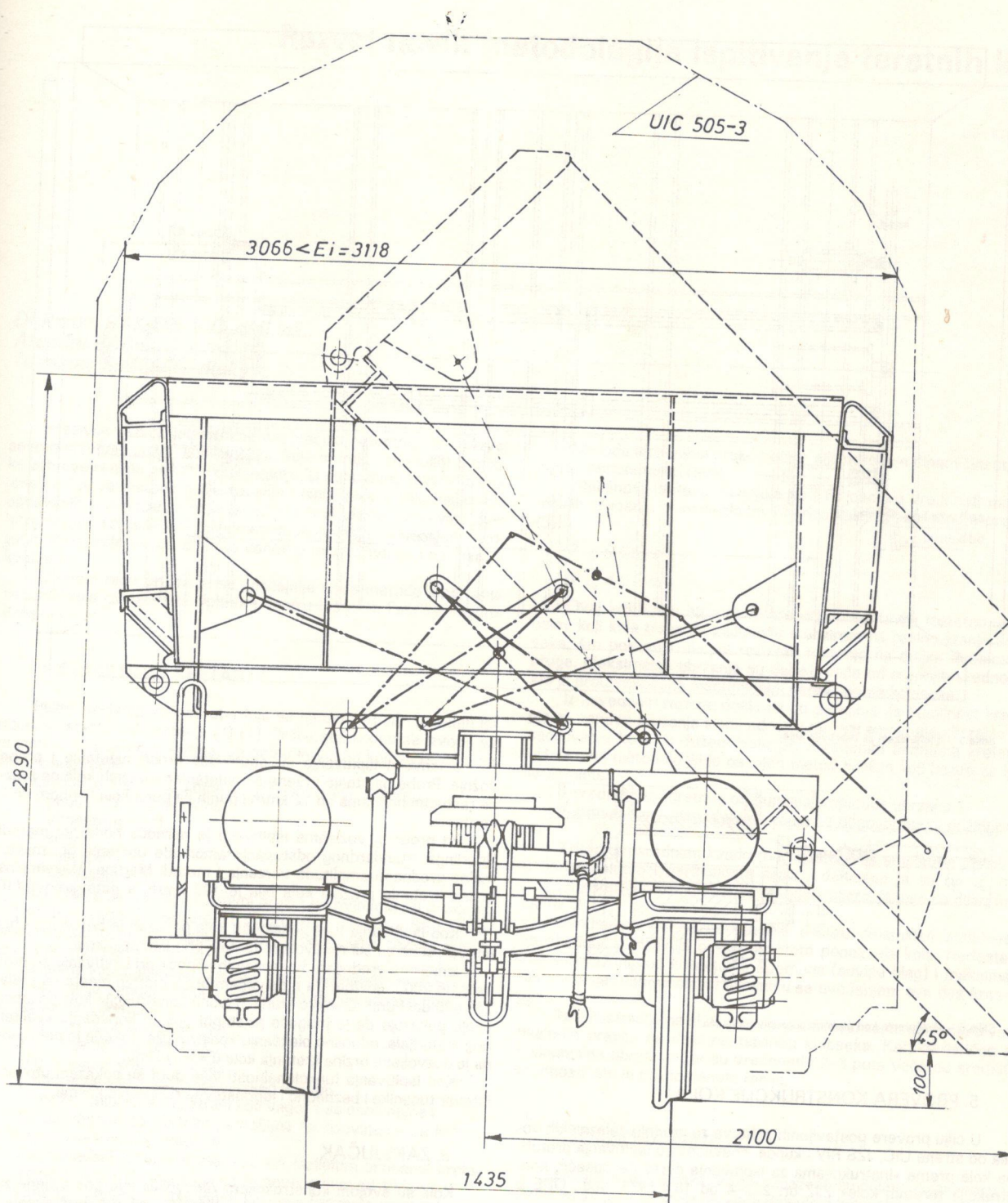
Pri istovaru, tj. naginjanju sanduka, poluga postolja koja je spojena sa donjim postoljem okreće srednju polugu tako da poluga stranice otvara bočnu stranicu.

U tabeli 2 je dat ugao za okretanje bočnih stranica u zavisnosti od ugla za okretanje sanduka. Bočne stranice postaju produžetak poda sanduka pri njegovom zaokretanju za 30°.

TABELA 2

Ugao zakretanja sanduka	0°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
Ugao zakretanja bočne stranice	0°	67°	81°	90°	102°	102°	97°

Mehanizam za otvaranje bočnih stranica montiran je u čeonim stranicama sanduka kola tako da preko čeonih stranica povezuje bočne stranice sa postoljem. Sastoji se od dvokrake srednje poluge učvršćene u čeonu stranicu zglobno pomoću centralnog svornjaka i spojenih poluga stranica i postolja kojim se zglobno veže za njih.



Slika 4 – Istovar kola

Poluga stranice je izrađena tako da omogućava podešavanje prilaženja bočnih stranica uz čela sanduka. Ovim se ostvaruje da kod tovarenih kola pri opterećenju bočne stranice čvrsto prilaze uz čela sanduka.

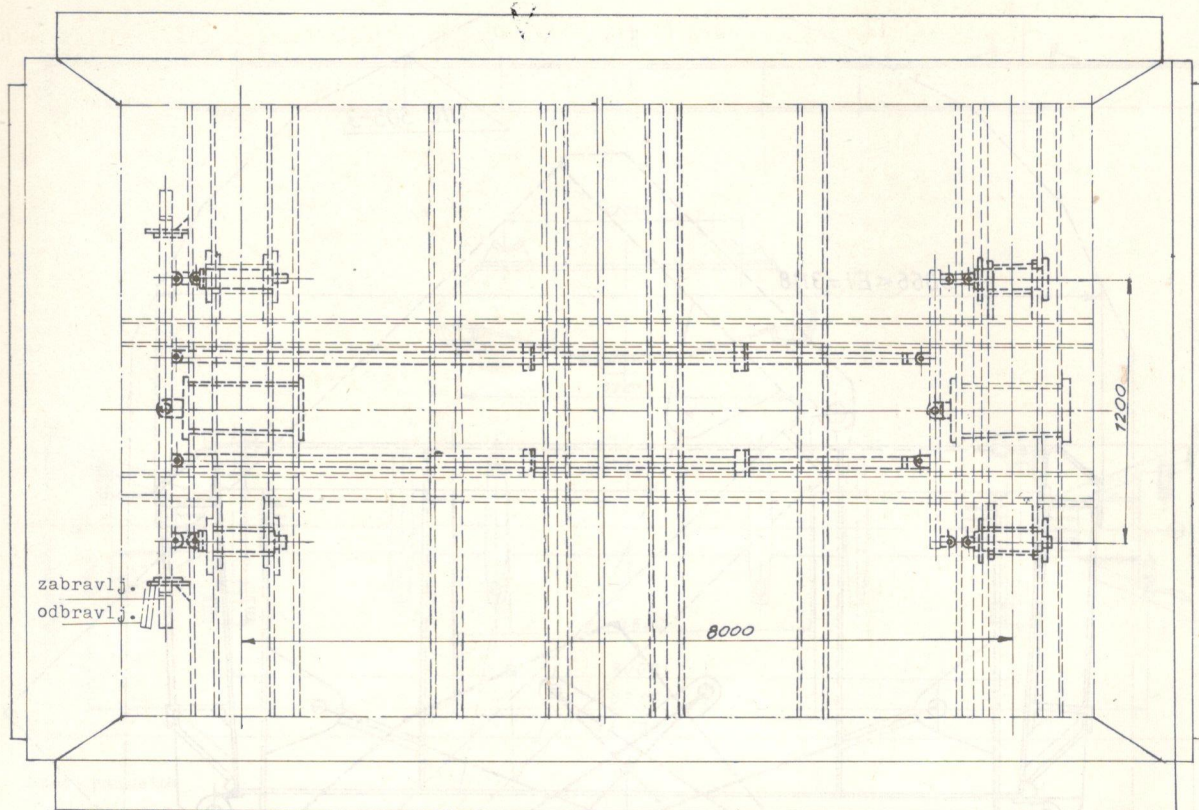
4.5. Mehanizam za zabravljivanje

Mehanizam za zabravljivanje (sl. 5) osigurava sanduk od ispadanja pri transportu i istovaru. Sastoji se iz dva nezavisna mehanizma,

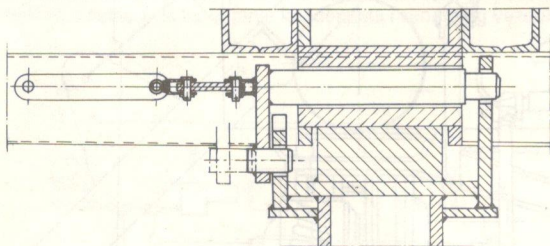
kojima se rukuje preko ručica smeštenih pored glavnog poprečnog nosača. Ručicom se istovremeno osigurava sanduk kod jednog i drugog i glavnog poprečnog nosača (sl. 6).

Pri istovaru se na strani Istovara sanduk zabravljuje, a na suprotnoj strani odbravljuje.

Nakon odbravljivanja preko ručice komandne slavine vrši se komandovanje istovarom kola.



Slika 5 – Mehanizam za zabavljanje



Slika 6 – Osiguranje kod glavnog poprečnog nosača

5. PROVERA KONSTRUKCIJE KOLA

U cilju provere postavljenih zahteva za gradnju železničkih vozila od strane UIC, JZS RIV i kupca, obavljena su ispitivanja prototipa kola prema »Instrukcijama za ispitivanje čvrstoće nosećih konstrukcija teretnih kola« ZJŽ br. 293-4 od 16.4.1973. god., ORE B 12/RP 17 od IV 1982. god. i UIC 432 OR.

Ispitivanja su obuhvatila: statistička i dinamička ispitivanja i funkcionalnost sklopova kola.

Statička ispitivanja obuhvatila su ispitivanja horizontalnim i vertikalnim opterećenjem, čvrstoćom bočnih stranica, merenja naprezanja u vezama cilindra i postolja, cilindra i sanduka u trenutku neposredno pre istovara i za vreme istovara i merenjem naprezanja u oprugama jedne strane obrtnog postolja u trenutku istovara.

Dinamička ispitivanja su obuhvatila probe naletanja i probe vožnje. Probe naletanja vršene su naletanjem praznih kola na prazna rastućim brzinama od 12 km/h i punih na puna kola brzinom do 7 km/h.

Pri probnim vožnjama ispitivana je mirnoća hoda po: metodi Sperlinga, standardnog odstupanja amplitude ubrzanja δp , maksimalne vrednosti amplitude ubrzanja i metodi Martina. Maksimalna brzina kretanja praznih kola bila je 120 km/h, a natovarenih 110 km/h.

Kod ispitivanja funkcionalnosti kola pokazan je bezbedan i brz istovar, čime su bili zadovoljeni zahtevi pri planiranju kola.

Izmerene vrednosti maksimalnih napona pri ispitivanju su reda veličine 2000 daN/cm², a u najvećem broju mernih mesta ne prelaze 1000 daN/cm². Ovakvo stanje napona konstrukcije kola pri ispitivanju pokazuje da je moguće pristupiti boljem korišćenju kvalitetnog materijala, odnosno olakšanju konstrukcije. Takođe je pokazano da je dozvoljena brzina kretanja kola u »S«-režimu.

Kod ispitivanja funkcionalnosti više puta su pokazani utovar i istovar tucanika i bezbedno i jednostavno rukovanje kolima.

6. ZAKLJUČAK

Kola su svojom konstrukcijom zadovoljila sve postavljene zahteve i propisana ispitivanja, pa se očekuje njihovo uvrštavanje u međunarodni železnički saobraćaj i izrada prve serije od 40 komada, a zbog široke namene i dobrog rešenja automatskog istovara i izrada veće serije.

(Adresa: mr Živka Mickić, dipl.maš.inž. »Vagonka« MIN Niš, mr Zoran Mickić, dipl.maš.inž. i Miodrag Stanković, dipl.maš.inž. MIN Niš).

Razvoj novih metodologija ispitivanja teretnih kola

UDK 629.46.018

Dr Ranko RAKANOVIĆ, dipl.inž.,
Arandjel BABIĆ, dipl.inž.
Tomislav SIMOVIĆ, dipl.inž.

Intezivan razvoj železničkog saobraćaja nametnuo je i razvoj savremenih vagonskih konstrukcija, koje moraju zadovoljiti tehničke zahteve realnih uslova eksploatacije. U duhu ovog razvoja osvojene su i nove metode projektovanja i ispitivanja u cilju inalaženja optimalnih i pouzdanih rešenja lakih konstrukcija. U okviru ovih istraživanja razvijene su i nove metode ispitivanja, sa utvrđenim kriterijumima, koje se koriste kao osnov u projektovanju i verifikaciji kvaliteta.

U ovom radu prikazuju se značajnije nove metode ispitivanja teretnih kola osvojene u Obitnom centru Instituta Fabrike vagona Kraljevo.

1. STABILNOST KRETANJA

Režim kretanja vagona utvrđuje se na osnovu sprovedenih ispitivanja stabilnosti kretanja (1) (2). Probe stabilnosti se izvode sa praznim i natovarenim kolima, pri čemu je vagon koji se ispituje na kraju kompozicije.

Kvalitet koloseka na kome se vrši ispitivanje definišu:

- podužne neravnine šina,
- vitopernost (g''),
- širina,
- nadvišenje i
- zakrivljenost.

Ispitivanja se izvode na pravoj pruzi i u krivinama pri brzini od 100 km/h za vagon u S-režimu i 130 km/h za vagon u SS-režimu. Posebnim uslovom JŽ, prazni vagoni koji odgovaraju režimu S ispituju se pri brzini od 120 km/h.

U ispitivanju stabilnosti kretanja mere se sledeći parametri:

- ubrzanje sanduka iznad osovine, za dvoosovinska kola, odnosno obrtnog postolja:
 - (i) – prednji kraj poprečno,
 - (ii) – zadnji kraj poprečno i
 - (iii) – zadnji kraj vertikalno;
- poprečne sile u visini osovinog ležišta:
 - (i) na prednjoj i zadnjoj strani kod vagona sa osovinama i
 - (ii) za vagon sa obrtnim postoljima na osovinama na kojima se očekuju maksimalne vrednosti.

Svi navedeni parametri mere se pri različitim brzinama kretanja, i to od 50 km/h do maksimalne sa povećanjem od 10 km/h.

Izmereni parametri stabilnosti kretanja (poznata metodologija) (3) registrovani na magnetofonu kao analogni vremenski zapisi sile i ubrzanja obrađuju se na računarskim sistemima po metodi Sperlinga, odnosno Martina.

Metoda Sperlinga, kao metoda komfora železničkih kola nije u mogućnosti da odredi dovoljnu tačnost kvaliteta dinamike vagona, odnosno kriterijum pokazatelja W_z dat je u relativno širokom dijazonu ($W_z \leq 4,25$).

Metodologija stabilnosti kretanja po Martinu za srednje i maksimalne dozvoljene vrednosti poprečnih sila kao parametar kvaliteta dinamike vagona pokazala se dovoljno tačnom:

$$H_{\max}(2m) \leq 0,85 (10 + P/3) - \text{maksimalna sila na putu 2 m}$$
$$H_{sz} + \delta = 0,5 + (10 + P/3)$$
$$P [kN] - \text{opterećenje osovine}$$

Metoda ispitivanja preko bočnih sila određuje dinamičku stabilnost u horizontalnoj ravni.

Stabilnost kretanja ocenjuje se i na osnovu vrednosti maksimalnih ubrzanja u vertikalnom i horizontalnom-poprečnom pravcu (3):

$$\ddot{z} \leq 6,5 \text{ m/s}^2$$

$$\ddot{y} \leq 4,5 \text{ m/s}^2$$

Ovaj kriterijum stabilnosti kretanja predstavlja izuzetno strog uslov koji kola treba da zadovolje s obzirom na realno stanje koloseka, što pokazuju ukupni rezultati merenja na dužim deonicama pruge. Maksimalna ubrzanja su daleko veća od srednjih vrednosti, što je prouzrokovano mestimičnim neravninama koloseka.

Iz navedenih razloga došlo se do saznanja da stabilnost kretanja na osnovu ubrzanja treba odrediti na bazi amplituda ubrzanja pri oscilovanju kola na dužem putu pri određenim brzinama kretanja (4). U ovoj metodologiji je osvojen metod analize koji bazira na kriterijumima:

- srednjeg kvadratnog odstupanja amplitude ubrzanja i
- kumulativne raspodele ubrzanja na odgovarajućoj dužini pruge.

Kriterijum srednjeg kvadratnog odstupanja amplitude ubrzanja u horizontalnom i vertikalnom pravcu definisan je sa $\delta p \leq 1,3 \text{ m/s}^2$, a kriterijum kumulativne raspodele ubrzanja daje se dijagramski na sl. 1.

Uvođenjem ovih kriterijuma u analizu dinamičke stabilnosti obezbeđuje se realnija ocena kvaliteta ponašanja kola. Nedostaci koji su izraženi kod kriterijuma Sperlinga (suviše blag) i maksimalnih ubrzanja (veoma oštar) eliminišu se uvođenjem ova dva kriterijuma.

Radi ilustracije na sl. 2 daje se vremenski zapis ubrzanja u vertikalnom pravcu na delu nestabilnog koloseka. Karakteristično je maksimalno ubrzanje čije su vrednosti i 2–3 puta veće od srednjih vrednosti, što je i napomenuto ranije.

2. TORZIONA KRUTOST

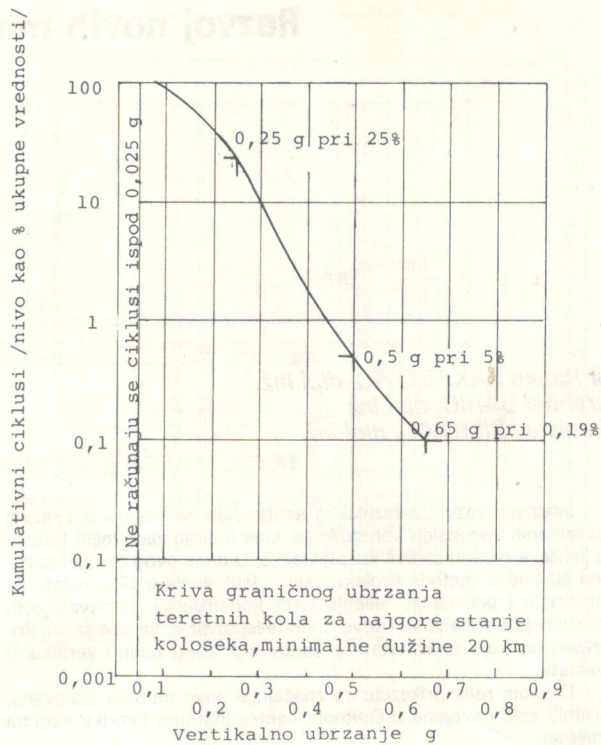
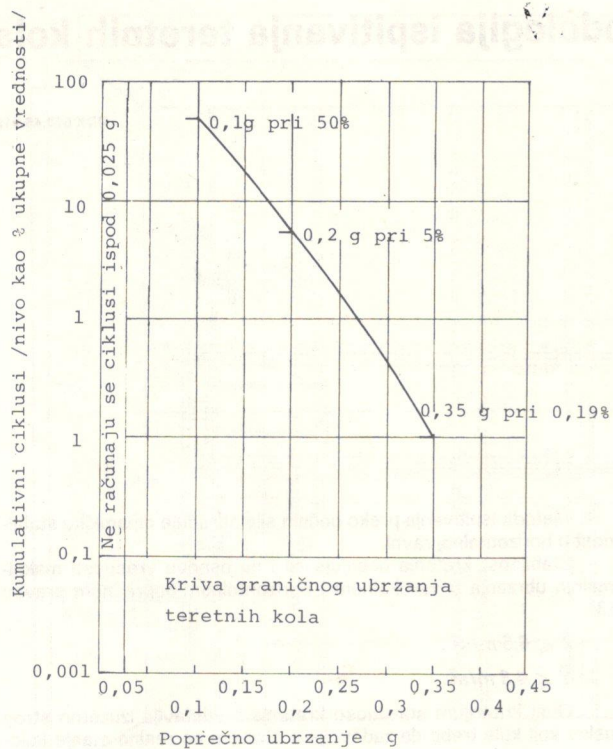
U eksploataciji šinskih vozila zapažene su pojave iskakanja (iskliznuća) vagona na izvitoperenim delovima koloseka.

Ovaj fenomen je istražen i detaljno proučen pri ORE-u (5) (6) (7). Cilj istraživanja se odnosio na definisanje tehničkih uslova gradnje šinskih vozila i koloseka kako ne bi dolazilo do iskliznuća pri kretanju vozila kolosekom sa izvitoperenostima.

Verovatnoća iskliznuća iz šina usled izvitoperenosti je veća:

- u krivinama malog radijusa,
- kod praznih vagona ili delimično natovarenih,
- kod krutih vagona,
- kod malih brzina kretanja i
- kod suvih šina.

Metodologija ORE-a B55 daje parametre koji omogućavaju projektovanje i održavanje vozila tako da se sa velikom verovatnoćom obezbeđuje sigurnost od iskliznuća iz šina pri prelasku vagona kolosekom sa izvitoperenostima.

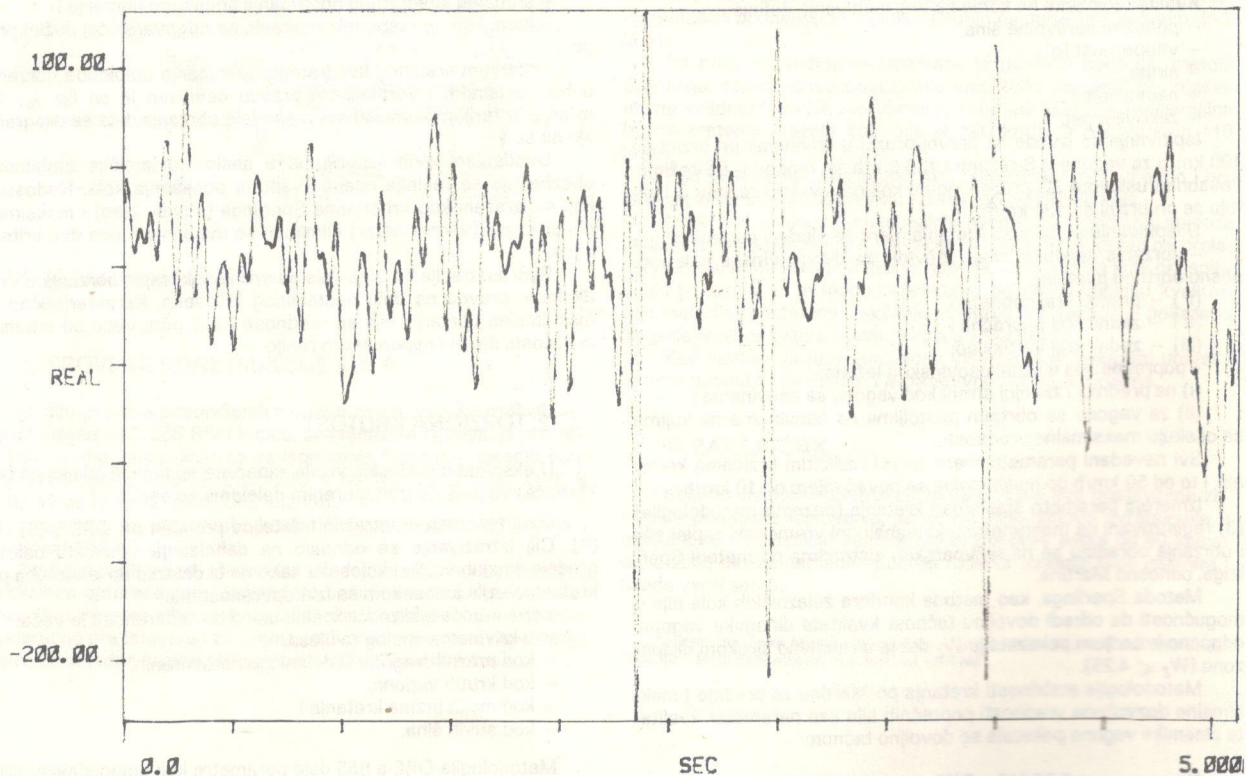


Slika 1 – Kriterijumi dozvoljenih vertikalnih ubrzanja

Y: 2.3503
TI AVG 1

Y: -230.00

#As 1



Slika 2 – Vremenski zapis vertikalnog ubrzanja iznad zadnjeg obrtnog postolja vagona cisterne Zaes-z (61 m³)

Odnosi između parametara izvitoperenosti koloseka, smanjenja opterećenja točka i ukupne torzionalne krutosti, s jedne, i sila vođenja i dozvoljenog smanjenja opterećenja, s druge strane, omogućavaju:

- ustanovljavanje torzionih karakteristika vozila u novogradnji (nove koncepcije),
- proveru sigurnosti kretanja datog vozila spremnog za eksploataciju pri uslovima propisanim za kolosek.

Variranje opterećenja točka koja po koja potiču od koloseka definisano je sa:

– $\Delta Q_t = c_{tA} g^\circ$ – variranje opterećenja u zavisnosti od izvitoperenosti koloseka i

– $\Delta Q_u = \frac{2Q_j}{g \cdot 2b_A} a_q \cdot h_s$ – variranje opterećenja od nagiba koloseka, pri čemu su označeni sa:

g° – izvitoperenost koloseka,

c_{tA} – ukupna torziona krutost kola,

$a_q = \frac{v^2}{r} - \frac{u}{2b_A} \cdot g$ (m/s²) – poprečno ubrzanje,

$2b_A$ (mm) – razmak između kinematskih krugova jedne osovine na šinama,

u (mm) – nagib koloseka,

h_s (mm) – visina težišta kola.

Svaka izvitoperenost koloseka g° dovodi do variranja opterećenja točka čija vrednost zavisi isključivo od torzionalne krutosti c_{tA} vozila.

Variranje dozvoljenog opterećenja ΔQ_t doz. točka definisano je graničnim vrednostima:

$\lim \Delta q = \frac{\lim (y/Q)_a - \bar{y}_a}{\lim (y/Q)_a}$ – Relativno smanjenje opterećenja po točku,

$\lim \Delta Q = \lim \Delta q \cdot \bar{Q}_j$ – apsolutno smanjenje opterećenja po točku, pri čemu je $\bar{Q}_j$ (kN) srednja vrednost opterećenja točka osovine j.

Sigurnost od iskliznuća iz šina definisana je nejednakosti:

$(y/Q)_a \leq \lim (y/Q)_a$, pri čemu je $\lim (y/Q)_a \leq 1,2$, granični odnos sile vođenja i opterećenja točka Q, za vodeću osovinu (oznaka a).

Apsolutno odstupanje opterećenja točka Q_{fz} specifično za vozilo javlja se usled:

- torzionog trenja (ΔQ_{μ}),
- pojave izvitoperenosti (ΔQ_{tO}),
- ekscentričnosti težišta u poprečnom pravcu (ΔQ_{ebo}),
- disimetričnosti opterećenja (ΔQ_{lb}).

U razmatranje se ne uzima apsolutno odstupanje opterećenja točka usled ekscentričnosti težišta u podužnoj vertikalnoj ravni ΔQ_{eao} , s obzirom da se analiza vrši za svaku osovinu.

$\Delta Q_{fz} = \Delta Q_{\mu} + \Delta Q_{tO} + \Delta Q_{ebo} + \Delta Q_{lb} = \Delta q_0 (K_{\mu} \cdot \bar{Q}_j + K_0 \cdot \bar{Q}_{oj}) + \Delta Q_{lb}$

K_{μ}, K_0 – koeficijent torzije i izvitoperenosti

Relativno odstupanje opterećenja točka Δq_0 – se uzima kao slučajna statistička veličina skoro normalne distribucije jer vrednost odstupanja potiče od slučajnih superpozicija uticaja mnogih parametara vozila. Rezultati merenja Δq_0 dobijeni za različite vagona pokazuju znatno rasipanje $0,05 \leq \Delta q_0 \leq 0,38$. Najčešće se uzima $0,15 \leq \Delta q_0 \leq 0,25$ pri čemu se manje vrednosti odnose na parabolične gibanje, odnosno opruge.

S druge strane, vrednosti prosečnih relativnih odstupanja opterećenja točka su direktno zavisni od torzionih krutosti vozila:

$\Delta \bar{q} = f(c_{tA})$, odn. $\Delta \bar{q} = f(c_{tA}^*)$, a apsolutno odstupanje ΔQ_{fz} se procenjuje u zavisnosti od Δq_0 .

Ukupna torziona krutost c_{tA} određuje ponašanje vozila na izvitoperenim kolosecima i reprezentuje uticaje koji potiču od razlika u kvalitetu materijala i kvalitetu izrade.

Upoređujući proračunske vrednosti c_{tA} sa izmerenim proverava se stanje vozila sa gledišta iskliznuća iz šina.

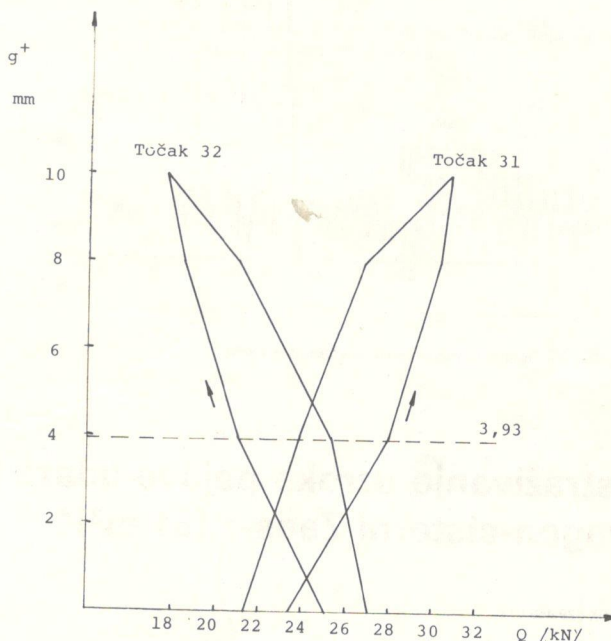
Metodologija proračuna i ispitivanja kola u cilju dobijanja vrednosti ukupne torzionalne krutosti osvojena je u Obitnom centru 1982. godine. Što se tiče štanda, razvijeni su elementi za oslanjanje vozila, uvođenje opterećenja (hidrauličnim putem) i merenje parametara sila i hod (elektronskim putem), neophodnih za računanje torzionih krutosti:

- c_{tA}^+ – obrtnih postolja,
- c_{tA}^* – sanduka i
- c_{tA} – ukupne torzionalne krutosti.

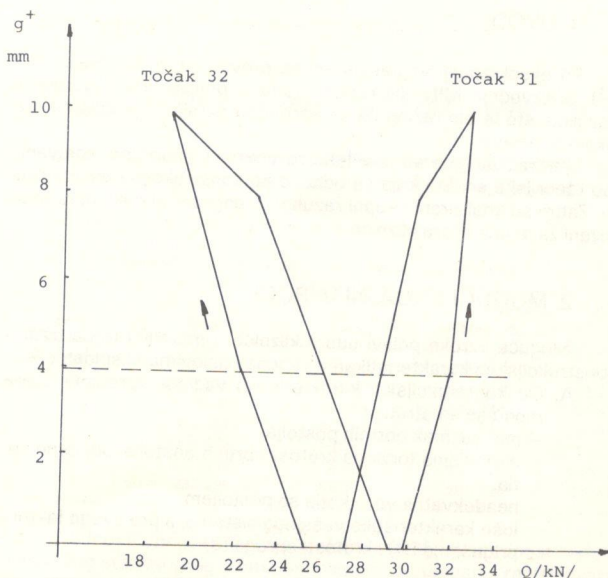
U ovom radu se iznose značajniji rezultati dobijeni u ispitivanjima torzionalne krutosti više tipova kola, dok je sama metodologija data veoma iscrpno u literaturi [5] [6], kao i u elaboratima o izvršenim ispitivanjima [8], [9], [10].

Na kolima Sgjs, Hais, Gabs, koje su jugoslovenski proizvođači vagona radili za Irak, problem torzionalne krutosti nije bio izražen, s obzirom na konstrukcijske koncepcije kola.

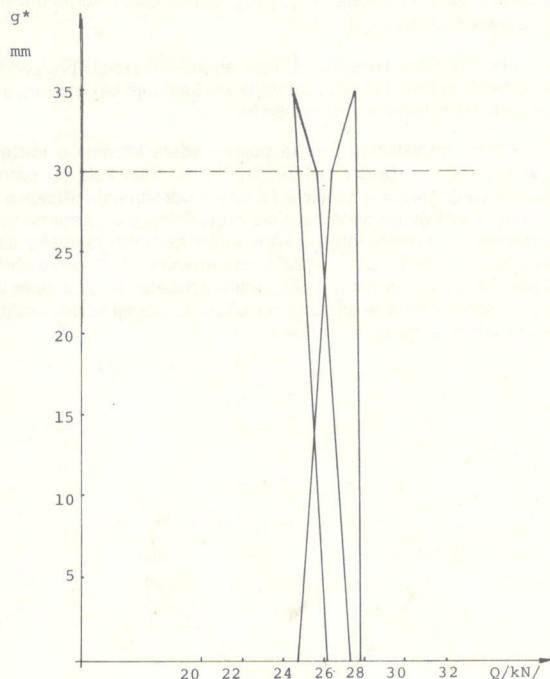
U okviru istraživanja uzroka pojave udara kliznice o mazalicu kod vagon-cisterni Zaes-z (61 m³), [11], na više kola su sprovedena ispitivanja torzionalne krutosti sa ciljem određivanja uticaja u pojavi udara u vešajnom sistemu. Ova metodologija je primenjena na cisternama iste konstrukcijske koncepcije različitih razmaka između svornjaka obrtnih postolja (2a*), zapremina kotla i tipova obrtnih postolja. (sl. 3 i 4). Na osnovu dobijenih rezultata (sl. 5) u ovim ispitivanjima sprovedena je analiza i određeni su uticaji konstrukcijskih rešenja na efekte torzionalne krutosti.



Slika 3 – Dijagram izvitoperenosti obrtnog postolja Y25 Cs



Slika 4 – Dijagram izvitoperenosti obrtnog postolja Y25 Cst



Slika 5 – Dijagram izvitoperenosti sanduka Zaes-z kola

3. REZIME

Fenomeni eksploatacije šinskih vozila u kojima su izražene ne-poželjne pojave nameću potrebu za intezivnim razvojem i osvajanjem metodologija ove vrste, čija primena u konkretnim slučajevima omogućuje određivanje uzroka i upućuje na prava konstrukcijska rešenja u rekonstrukciji i novogradnji.

Izložene, osvojene metode ispitivanja u Opitnom centru Fabrike vagona Kraljevo predstavljaju doprinos u ostvarenju uslova za uspešno istraživanje i razvoj šinskih vozila u predstojećem vremenu.

4. LITERATURA

- [1] Vagoni – brzine trčanja, UIC 482 od 1. 1. 1980.
- [2] Program ispitivanja teretnih kola, ORE B12/RP17, V izdanje, Utrecht, april 1982.
- [3] Instrukcije o ispitivanju čvrstoće konstrukcije teretnih kola, ZJŽ 293-4, Beograd, 1973.
- [4] Acceptance of vehicles (Riding), Testing & performance section the railway technical centre, Derby, 1976.
- [5] Radovi ORE B55/RP8, Utrecht, april 1983.
- [6] Radovi ORE B55/RP6, Utrecht, april 1975.
- [7] Radovi ORE B55/RP5, Utrecht, oktobar 1973.
- [8] Elaborat o statičkom i dinamičkom ispitivanju Hais-vagona, Elaborat 61/82, Institut FVK, Kraljevo, 1982.
- [9] Elaborat o statičkom i dinamičkom ispitivanju Sgjs vagona, Elaborat 62/82, Institut FVK Kraljevo
- [10] Elaborat o ispitivanju statičke i dinamičke čvrstoće, sigurnosti kretanja i kočnice vagona Gabs, Elaborat 64/82, Institut FVK, Kraljevo 1982.
- [11] Istraživanje uzroka pojave udara kliznice o mazalicu kod vagon-cisterni Zaes-z, Elaborat 71/84, Institut FVK, Kraljevo 1982.

(Adresa: dr Ranko Rakanović, dipl. inž., Mašinski fakultet Beograd, Arandel Babić, dipl. inž i Tomislav Simović, dipl. inž., Opitni centar FVK Kraljevo).

Istraživanje uzroka pojave udara kliznice o mazalicu kod vagon-cisterni Zaes-z (61 m³)*

UDK 629.466.017

*Dr Ranko RAKANOVIĆ, dipl. inž.,
Arandel BABIĆ, dipl. inž.,
Tomislav SIMOVIĆ, Dipl. inž.,*

1. UVOD

Pri eksploataciji vagon-cisterni za prevoz nafte, tip Zaes-z (61 m³), proizvodnje MIN Niš registrovana je pojava udara kliznice o mazalicu, što je bio razlog da se sprovedu detaljna istraživanja uzroka ove pojave.

U istraživanjima su izvedena raznovrsna uporedna ispitivanja kao i teorijske analize koje se odnose na konstrukciju i uslove pruge. Zatim su analizirani ukupni rezultati i rangirani uticajni parametri vezani za pojavi udara kliznice o mazalicu.

2. MOGUĆI UTICAJNI UZROCI

Moguće uzroke pojavi udara kliznice o mazalicu treba tržiti u konstrukcijskim karakteristikama vagona i uslovima eksploatacije.

- A. Od konstrukcijskih karakteristika vagona, uzrocima udara mogu se smatrati:
 - mali razmak obrtnih postolja,
 - nepovoljna torziona krutost obrtnih postolja, odnosno kotla,
 - neadekvatna veza kotla sa postoljem,
 - loše karakteristike vešajnog sistema, a pre svega faktora prigušenja (D) i krutosti opruga (c).

- B. U eksplotacionim uslovima uzroke udara treba tražiti u:
 - kvalitetu pruge i
 - utovaru nafte (zbog nepažnje moguće je podmazivanje sistema za prigušenje oscilacija vagona i prekoračenje dozvoljenog opterećenja).

3. SPROVEDENA ISPITIVANJA

U cilju identifikacije uzroka pojave udara kliznice o mazalicu kod vagon-cisterni Zaes-z (61 m³), koja ima sledeće tehničke karakteristike:

– dužina preko odbojnika	12340 mm
– dužina donjeg postolja	11100 mm
– razmak obrtnih postolja	7300 mm
– zapremina kotla	61 m ³
	(D=2900 mm)
– masa koja odgovara sopstv. težini	21,5 t
– maksimalna brzina kretanja	100 km/h

koje su od značaja za ovu analizu, sačinjen je program radova, kojim su predviđena uporedna ispitivanja vagon-cisterni sa:

- obrtnim postoljima eksploatacije i
- novim obrtnim postoljima.

* Saopštenje se odnosi na deo radova koji se izvode u okviru projekta "UVOĐENJE NOVIH TEHNIKA I TEHNOLOGIJA U PROIZVODNI PROCES MAŠINSKIH KONSTRUKCIJA", koji finansira Osnovna zajednica nauke regiona Kraljevo.

Uporedna ispitivanja vršena su na novim i obrtnim postoljima iz eksploatacije radi utvrđivanja uticaja kvaliteta njihove izrade na ovu pojavu.

Program radova obuhvata:

- ispitivanje torzione krutosti,
- određivanje faktora prigušenja,
- ispitivanje mirnoće hoda i
- merenje relativnih pomeraja između kliznica i mazalica pri kretanju vagon-cisterne.

3.1. Ispitivanje torzione krutosti

Osnovni cilj ispitivanja torzione krutosti vagon-cisterne je određivanje realnih vrednosti opterećenja točka, torzione krutosti obrtnog postolja i kotla, kao i relativnog odstupanja opterećenja točka Δq_t koje se poredi sa dopuštenom vrednošću Δq_{tlim} proistekle iz kriterijuma za sigurnost od isključiva vozila sa šina:

$$\frac{Y}{Q} \leq \left(\frac{Y}{Q_{lim}} \right) = 1,2$$

Ispitivanja su vršena prema ORE B55 RP8 na praznim Zaes-z kolima, što je nepovoljniji slučaj.

Na osnovu rezultata sprovedenih merenja određuju se:

- Δq_{max} - relativno odstupanje opterećenja po točku,
- Δq_{ijmax} - granična vrednost rasterećenja točka,
- C_t^+ - torziona krutost kotla,
- C_t^+ - torziona krutost obrtnih postolja.

Dobijeni rezultati uporednih ispitivanja sa odgovarajućim kriterijumima dati su u tabeli 3.1.

TABELA 3.1.

	Obrtno postolje		Kriterijumi
	Novo	Iz eksploatacije	
q_{max}	0,23	0,29	0,6
q_{ijmax}	0,07233	0,18229	0,235
C_t^+	0,034	0,034	
C_t^+	0,346	1,109	

Analizom dobijenih rezultata ispitivanja torzione krutosti utvrđeno je da obrtno postolje iz eksploatacije ima veću krutost od novog obrtnog postolja, ali da to bitno ne utiče na pojavu udara kliznice o mazalicu, što se potvrđuje dinamičkim ispitivanjima vagona pri kretanju u raznim uslovima pruge i režimima brzine, odnosno pokazatelji mirnoće hoda i stabilnosti kretanja u oba slučaja (nova i obrtna postolja iz eksploatacije) su približni.

3.2. Određivanje faktora prigušenja

Funkcionisanje vešajnog sistema obrtnih postolja, koje u najvećoj meri utiče na vozne karakteristike, zavisi od krutosti ugrađenih opruga (C) i faktora prigušenja (D).

Iz ovih razloga sprovedena je provera navedenih parametara. Pošto je utvrđeno da opruge odgovaraju propisima, eksperimentalno je obrađen faktor prigušenja D, tako što vagon jednim svojim obrtnim postoljem slobodno pada sa visine od 120 mm pri čemu se zapisuje promena ubrzanja obrtnog postolja u vertikalnom pravcu.

Zatim se faktor prigušenja određuje korišćenjem relacije [2]:

$$D = \frac{\ln(a_1/a_2)}{\sqrt{4\pi^2 + (\ln(a_1/a_2))^2}}$$

gde je (a_1/a_2) - odnos između dve amplitude oscilovanja, koje su za jednu punu periodu međusobno razdvojene.

Na ovaj način određeni faktor prigušenja imao je vrednost:

- za obrtno postolje iz eksploatacije

$$D = 0,283$$

- za novo obrtno postolje

$$D = 0,281$$

što zadovoljava kriterijum $D = 0,25 - 0,3$ za obrtna postolja kod teretnih vagona [3].

3.3. Ispitivanje mirnoće hoda

Da bi se dobio uvid u ponašanje konstrukcije u eksploataciji, vršena su snimanja ubrzanja na drugom obrtnom postolju pri kretanju vagona, na osnovu kojih je formirana konačna ocena ponašanja vozila, koristeći kriterijume:

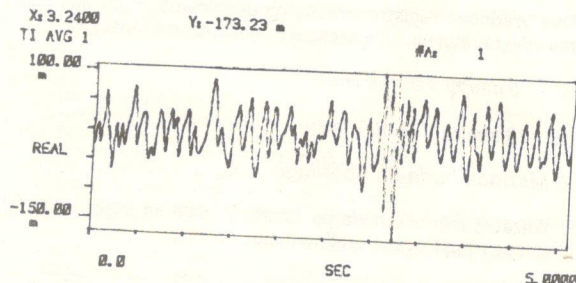
- $\ddot{z}_{II} = 6,5 \text{ m/s}^2$ - maksimalno ubrzanje u vertikalnom pravcu,
- $\delta_p = 1,3 \text{ m/s}^2$ - dozvoljeno standardno odstupanje amplitude ubrzanja,
- $W_z = 4,25$ - pokazatelj mirnoće hoda po Sperlingu.

Ispitivanja su vršena prema »Instrukcijama za ispitivanje čvrstoće noseće konstrukcije teretnih kola ZJŽ br. 293-4 od 16. 04. 1973. god., propisima ORE B12/RP 17 V izdanje od aprila 1982. god., UIC 432 od 1. 05. 1980. god. i dopisa ZJŽ 14-3 br. 31-1/83-1 od 4. 01. 1983. god.

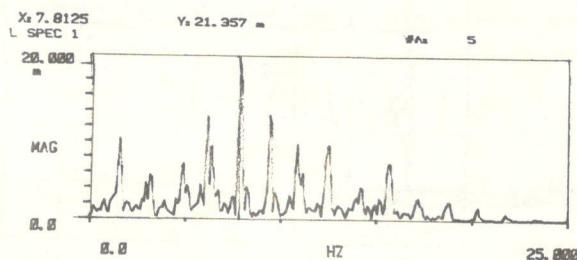
Pri ispitivanju, vagon-cisterna se nalazila na kraju kompozicije probnog voza koju su činili lokomotiva, merna kola i ispitivanja cisterna.

Merenja su vršena sa približno konstantnim brzinama na svakih 10 km/h u rasponu od 50 - 120 km/h za prazan vagon i 50-110 km/h za natovareni vagon.

Na sl. 1 i 2 dat je primer vremenskog zapisa ubrzanja $\ddot{z}_{II}$ i odgovarajućeg amplitudno-frekventnog spektra.



Slika 1 - Vremenski zapis ubrzanja $\ddot{z}_{II}$



Slika 2 - Amplitudno-frekventni spektar ubrzanja $\ddot{z}_{II}$

3.3.1. Maksimalne vrednosti ubrzanja $\ddot{z}_{II}$ i standardnog odstupanja δ_p .

Izmerene vrednosti ubrzanja $\ddot{z}_{II}$ i standardnog odstupanja δ_p u uslovima koje propisuju kriterijumi, predstavljene su tabelarno.

TABELA 3.2. Vrednosti $\ddot{z}_{II}$ i δ_p [cm/s²]

Brzina	Obrtna postolja iz eksploatacije /		Nova obrtna postolja	
	Prazan	Max	Natovaren	Max
			δ_p	δ_p
50	330/261	67/54	336/268	44/53
60	347/285	69/52	361/461	55/82
70	612/965	80/104	476/448	84/92
80	432/295	87/69	560/1064	101/139
90	1137/347	135/79	756/560	93/115
100	1102/1113	112/150	615/784	117/151
110	332/696	62/101	281/784	407/146

Vrednosti ubrzanja $\ddot{z}_{II}$ koje prelaze dozvoljenu vrednost i odgovarajućeg standardnog odstupanja amplitude ubrzanja registrovane su uglavnom na mestima nestabilisanog koloseka:

A. Obrtna postolja iz eksploatacije – prazan vagon

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{II} &= 11,37 \text{ m/s}^2 & \delta_p &= 1,35 \text{ m/s}^2 & \text{za } V &= 90 \text{ km/h} \\ \ddot{z}_{II} &= 11,02 \text{ m/s}^2 & & & \text{za } V &= 100 \text{ km/h} \end{aligned}$$

– natovaren vagon

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{II} &= 23,59 \text{ m/s}^2 & \delta_p &= 2,47 \text{ m/s}^2 & \text{za } V &= 90 \text{ km/h} \\ \ddot{z}_{II} &= 28,17 \text{ m/s}^2 & \delta_p &= 4,07 \text{ m/s}^2 & \text{za } V &= 110 \text{ km/h} \end{aligned}$$

B. Nova obrtna postolja – prazan vagon

$$\ddot{z}_{II} = 11,13 \text{ m/s}^2 \quad \delta_p = 1,5 \text{ m/s}^2 \quad \text{za } V = 100 \text{ km/h}$$

– natovaren vagon

$$\ddot{z}_{II} = 10,64 \text{ m/s}^2 \quad \delta_p = 1,39 \text{ m/s}^2 \quad \text{za } V = 80 \text{ km/h}$$

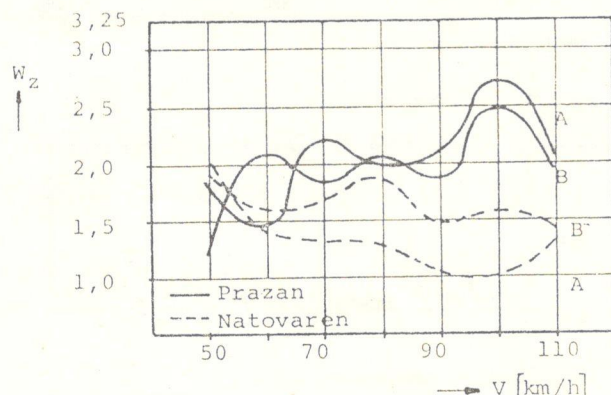
Ove vrednosti registrovane su na deonicama pruge gde kolosek ima više neravnina, koje prelaze dozvoljenu vrednost [5]:

$$\pm 5 \text{ mm za } V \geq 100 \text{ km/h}$$

$$\pm 10 \text{ mm za } V < 100 \text{ km/h}$$

3.3.2. Mirnoća hoda po Sperlingu

Pokazatelj mirnoće hoda po Sperlingu daje se dijagramski (sl. 3), a najveće registrovane vrednosti su:



Slika 3 – Mirnoća hoda vagona sa: A-obrtnim postojlima iz eksploatacije; B-novim obrtnim postojlima

A. Obrtna postolja iz eksploatacije – prazan vagon

$W_z = 2,55$ za $V = 100 \text{ km/h}$, što odgovara oceni »zadovoljavajući«

– natovaren vagon

$W_z = 2,05$ za $V = 50 \text{ km/h}$, što odgovara oceni »skoro dobar«

B. Nova obrtna postolja – prazan vagon

$W_z = 2,50$ za $V = 100 \text{ km/h}$, što odgovara oceni »skoro dobar«

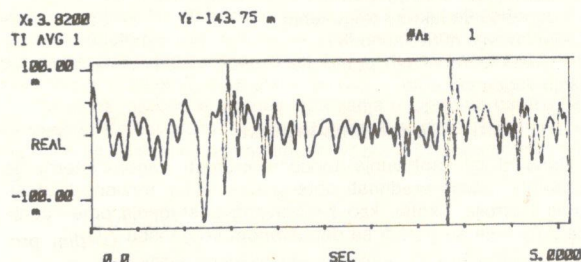
– natovaren vagon

$W_z = 1,86$ za $V = 50 \text{ km/h}$, što odgovara oceni »dobar«

3.4. Relativni pomeraji

Merenje relativnih pomeraja kliznica i mazalica na drugom obrtnom postolju sprovedeno je istovremeno kada i ispitivanje mir-

noće hoda u istom dijazonu brzine. Ovde se daju samo rezultati ispitivanja natovarenih vagona (TABELA 4.1) i jedan primer vremenskog zapisa (sl. 4).



Slika 4 – Primer vremenskog zapisa relativnog pomeraja

Vrednosti merenih relativnih pomeraja pri vožnji na delovima stabilisanog koloseka za vagon-cisternu sa novim i obrtnim postojlima iz eksploatacije ne prelaze 10 mm, dok su na nestabilisanim koloscecima i pri kočenju vrednosti znatno veće i jednake su zazorima između mazalica i kliznica kada vagon stoji u miru na ravnom koloseku (udar kliznice o mazalicu).

TABELA 4.1. Relativni pomeraji [mm]

Obrtna postolja iz eksploatacije / Nova obrtna postolja

Brzina	31	32	41	42
50	4.3/3.8	9.9/4.3	5.7/6.4	5.3/3.4
60	5.6/4.8	4.6/4.9	3.1/6.7	4.8/4.1
70	7.5/8.6	8.8/6.7	4.7/9.7	8.3/6.9
80	9.0/9.8	8.3/9.1	6.9/9.8	7.6/8.2
90	9.6/9.2	9.0/6.7	9.7/9.5	9.7/8.1
100	8.2/9.1	9.9/9.7	8.9/9.5	8.3/6.4
110	10.0/6.1	9.9/7.0	9.7/7.9	10.0/6.7

Natovareni vagon sa obrtnim postojlima iz eksploatacije sa $V = 70 \text{ km/h}$ pri kretanju nestabilisanim kolosekom ima pomeraje:

$$\begin{aligned} Z_{31} &= 26,0 \text{ mm} & Z_{32} &= 26,8 \text{ mm} \\ Z_{41} &= 27,9 \text{ mm} & Z_{42} &= 32,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

odnosno u slučaju kočenja:

$$\begin{aligned} Z_{31} &= 27,83 \text{ mm} & Z_{32} &= 22,77 \text{ mm} \\ Z_{41} &= 14,32 \text{ mm} & Z_{42} &= 25,51 \text{ mm} \end{aligned}$$

Natovareni vagon sa novim obrtnim postojlima pri kretanju nestabilisanim kolosekom sa $V = 80 \text{ km/h}$ imao je sledeće pomeraje:

$$Z_{31} = 20,5 \text{ mm} \quad Z_{32} = 22,6 \text{ mm}$$

$$Z_{41} = 24,2 \text{ mm} \quad Z_{42} = 24,0 \text{ mm}$$

odnosno u slučaju kočenja:

$$\begin{aligned} Z_{31} &= 12,98 \text{ mm} & Z_{32} &= 16,6 \text{ mm} \\ Z_{41} &= 25,24 \text{ mm} & Z_{42} &= 24,16 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. ANALIZA REZULTATA

Prema dobijenim rezultatima pri sprovedenim ispitivanjima, zaključuje se da su vrednosti merenih veličina u dozvoljenim granicama za ispitivanja vagon-cisterne u uslovima koje kriterijumi propisuju.

Ovim je dokazano da su konstrukcijska rešenja vagon-cisterne zadovoljavajuća i svojim eksploatacionim karakteristikama odgovaraju postavljenim uslovima pri projektovanju, koji se odnose na eksploataciju u normalnim uslovima.

Da pruga ne odgovara propisima, utvrdila je zvanična kontrola ZJŽ neposredno pre ispitivanja sprovedenih sa cisternom Zaes-z (61 m³) kada je dobijenim rezultatima koji prelaze dozvoljene granice ovo samo potvrđeno.

Kako je stanje pruga u Jugoslaviji takvo kakvo je, to se mogućnost bilo kakvog rešenja vezuje za konstrukciju vagon-cisterne. Ovim bi se razmotrila mogućnost:

- poboljšanja karakteristika vešajnog sistema,
- izmene veze kotao-donje postolje,
- smanjenja nosivosti i
- smanjenja brzine kretanja.

5. PREDLOZI ZA REŠENJE

Imajući u vidu konstrukcijsko rešenje i eksploatacione zahteve za vagon-cisternu Zaes-z (61 m^3), kao i težnju da rešenje problema treba da bude skopčano sa što jednostavnijim i ekonomičnijim zahvatima, kojima bi se onemogućila pojava udara kliznice o mazalicu, preporučuje se intervencija u vešajnom sistemu obrtnog postolja i vezi kotao-postolje.

Pri odlučivanju o načinu i obimu intervencije treba imati u vidu sledeće: [1]

- ako se u području eksploatacionih brzina na putu javljaju neravnine veće dubine i niskih učestanosti, onda je potrebno primeniti nešto kruće opruge, i obratno, pri plićim neravninama sa velikom učestanošću ugrađuju se elastičnije opruge;
- sa povećanjem krutosti opruga pri istom faktoru prigušenja, veličina maksimalne vrednosti amplitudno-frekventne karakteristike ubrzanja Z_{ij} raste i prelazi u zonu viših učestanosti;
- bitna je granica svrsishodnosti uvođenja prigušivača oscilacija, jer se nekontrolisanim povećanjem ne postiže željeni uticaj na amplitudno-frekventnu karakteristiku ubrzanja Z_{ij} .

U cilju sprečavanja udara kliznice o mazalicu, moguće je intervenisati u smislu:

1. rekonstrukcije vešajnog sistema obrtnog postolja, pri čemu je potrebno ugraditi elastičniju spoljašnju i kruću unutrašnju oprugu,
2. rekonstrukcije veze kotao-postolje radi dobijanja elastične veze,
3. opterećenja cisterne do propisane nosivosti.

6. ZAKLJUČAK

Izložena metodologija, dobijeni rezultati i predložena rešenja ukazuju na sledeće:

1. Udari kliznice o mazalicu su u postojećim eksploatacionim uslovima (put i brzina) i sa realizovanim konstrukcijskim rešenjima vagona (parametri c i D pre svega), ne samo moguća već i česta (evidentirana) pojava kod mnogih tipova vagona i drugih železničkih uprava koji trče našim prugama.

2. U fazi projektovanja rekonstrukcije potrebno je izvršiti odgovarajuće proračune i opredeliti se za alternativu koja će zadovoljiti postavljene zahteve.

Usvojeni računski model vagon-cisterne može se verifikovati na osnovu eksperimentalnih rezultata dobijenih u sprovedenim ispitivanjima.

3. Predloženo rešenje sa ugradnjom novih opruga kod vagon-cisterni Zaes-z (61 m^3) predstavlja najjednostavnije rešenje, čiji je nedostatak odstupanje dimenzija opruga od standarda prema UIC-u.

LITERATURA

- [1] Gračeva, L. O. V., Vzaimejstvie vagonov i železnodorožnovo puti - «TRANSPORT», Moskva, 1968.
- [2] E. Sperling, Mirnoća hoda železničkih vozila (prevod prof. S. Markovića), Beograd, 1970.
- [3] Acceptance of vehicles (Riding), Testing % performance section the railway technical centre - Derby, 1976.
- [4] UIC 432; ORE B12/17 RP
- [5] Merna kola JŽ, Beograd, 1976.
- [6] Elaborat br. 69/83 - Institut MKK
- [7] N. F. Skiba, Vagoni, «TRANSPORT», Moskva, 1973.
- [8] L. D. Kzmič, Vagoni, «Mašinstroenie», Moskva 1978.
- [9] L. A. Šadur, Vagoni, «TRANSPORT», Moskva 1980.
- [10] S. I. Sokolov, Ispredovanie dinamiki i pročnosti pasažirskih vagonov, «Mašinstroenie», Moskva, 1976.
- [11] R. Rakanović, Dinamičko ponašanje šinskih vozila pri programiranom sudaru (doktorska disertacija), Kraljevo, 1981.
- [12] A. D. Skalov, Metodi i aparaturi dlja statičeskih issledovanij dinamičeskih procesov v puti i podvižnom sastave - CNII MPS, Moskva, 1972.

(Adresa: dr Ranko Rakanović, dipl. inž. Mašinski fakultet Beograd, Arandel Babić, dipl. inž. i Tomislav Simović, dipl. inž. Opitni centar FVK Kraljevo).

Vagon-cisterna

UDK 629.466.021

Miodrag POPOVIĆ, dipl. inž.,

1. UVOD

Za prevoz gasova, tečnosti i praškastih čvrstih materijala koriste se zatvoreni sudovi - rezervoari montirani na drumskim vozilima i železničkim kolima. Drumska vozila na kojima su montirani rezervoari mogu imati sopstveni pogon a mogu biti još i prikolice i poluprikolice.

Železnička kola na kojima su montirani rezervoari su vagoni-cisterne. Najopštija podela je:

- vagoni-cisterne za prevoz nafte i naftinih derivata i specijalne cisterne.

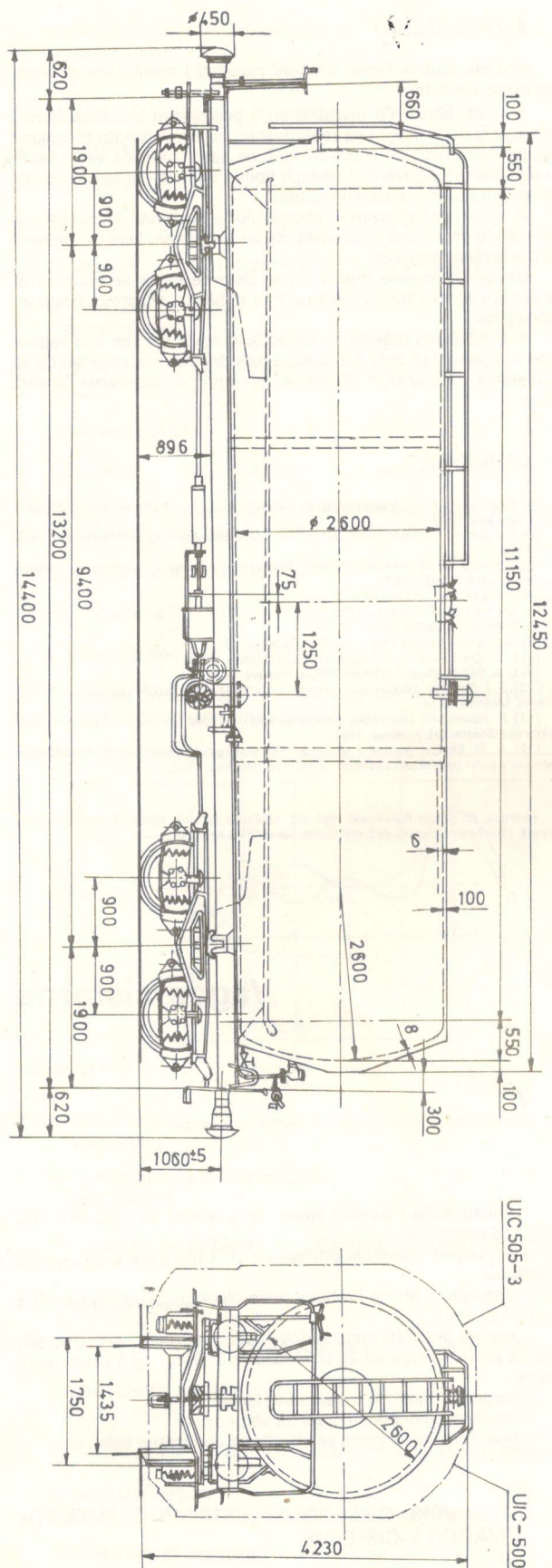
Snažan razvoj hemijske industrije prouzrokovao je potrebu za transportom različitih materijala. Prevoz opasnih materija (zapaljive, otrovne i druge agresivne tečnosti ili gasovi) reguliše se međunarodnim propisima koji se odnose na širok spektar zahteva u pogledu transporta opasnih materija i zahteva pri konstrukciji vagon-cisterni sa pratećom opremom.

Izrada projekta vrši se na osnovu datih tehničkih uslova »tendera« ugovora i opštih uslova koje mora da zadovolji svaki tip vagon-cisterne, a to su:

- konstrukcija i izvedba mora biti u skladu sa UIC, RIV, RID JUS i JŽS propisima,
- dozvoljeni osovinski pritisak od 20 t mora biti u potpunosti iskorišćen,
- dozvoljena brzina kretanja pune cisterne iznosi 100 km/h a prazne 120 km/h,
- sistem pričvršćivanja sudova mora da izdrži inercijalnu silu kočenja pri usporenju od 2g u podužnom smeru i 1g u poprečnom smeru,
- rezervoar mora da izdrži radni i ispitni pritisak,
- rezervoar mora imati otvor za ulaz čoveka,
- praznjenje rezervoara se obavlja sa obe strane kola i dr.

2. TEHNIČKI OPIS KONSTRUKTIVNIH ELEMENATA VAGONA-CISTERNE

Na slici 1 prikazan je crtež vagon-cisterne sa kojeg se mogu uočiti osnovne konstruktivne celine:



Slika 1 – Vagon-cisterna

1. Obrtno postolje
2. Postolje
3. Nosač rezervoara
4. Rezervoar

Svaka konstruktivna celina je elastična i vezana u kontinualnu celinu. Unutrašnje opterećenje raspoređuje se na sve elemente, ali ne i podjednako. Kada bi analizirali takav sistem, rezultat bi bio visoka statička neodređenost. Da bi se ovo izbeglo, pribegava se analizi svakog pojedinačnog dela.

2.1. Obrtno postolje

Kola su opremljena dvoosovinskim obrtnim postoljima Y25 Cst tip UIC. Ram obrtnog postolja je izrađen od limova, valjanih profila i elemenata od čeličnog liva, koji su zavarivanjem spojeni u konstruktivnu celinu.

Ogibljenje je osovinsko, sa zavojnim oprugama, koje su u paru koncentrično postavljene na konzole kućišta.

Točkovi su monoblok sa krugom kotrljanja 920 mm.

2.2. Postolje

Postolje se sastoji iz tri konstruktivne celine, prve dve su grudna greda sa poprečnim nosačima, a treći deo su centralni podužni nosači. Čeonni deo ispunjava zahteve UIC-a za buduću ugradnju centralnog automatskog kvačila.

2.3. Nosač rezervoara

Rezervoar se preko nosača rezervoara oslanja na postolje u predelu glavnog poprečnog nosača. Horizontalne sile koje nastoje pri nestacionarnim režimima kretanja prenose se preko podužnih nosača ležaja na postolje. Veza podužnih nosača ležaja sa rezervoara ostvarena je preko podešenih zavrtnjeva.

2.4. Rezervoar

Uloga rezervoara je da prenose konstantan teret bez promene fizičko-hemijskih karakteristika. Konstrukcija zavisi od fizičko-hemijskih osobina fluida koji se transportuje.

Rezervoar je cilindričnog oblika sa dva zasvođena dna. Tip i oblik dna zavisi od pritiska u rezervoaru. Rezervoar je zavarene konstrukcije koja se posle zavarivanja odžaruje. Nakon odžarivanja a pre završne montaže rezervoar se ispituje.

3. PRORAČUN REZERVOARA

Pri proračunu rezervoara treba uzeti u obzir niz faktora koji utiču na kvalitetno iznalaženje napona ili pak korektno sračunavanje geometrijskih veličina. Ocena čvrstoće rezervoara donosi se na osnovu izračunatih maksimalnih ukupnih naprezanja i njihovim upoređivanjem.

Proračun rezervoara može biti:

1. kada je cisterna na postolju, rezervoar i postolje imaju samo jedan oslonac koji sprečava pomeranje rezervoara u odnosu na šasiju, a drugi oslonac je pokretan,
2. kada je cisterna samonoseća, rezervoar se posmatra kao ekscentrično pritisnuti ili zategnuti štاپ.

3.1. Proračun rezervoara samonosećeg vagona-cisterne

Ovaj proračun baziran je na tankozidnoj osnosimetričnoj ljuski, gde se pretpostavlja da je debljina zida ljudske manja od 0,05 od najmanjeg poluprečnika krivine ljuske. Može se isto tako smatrati da su naprezanja ravnomerno raspoređena.

Rezervoar kao deo samonoseće konstrukcije trpi višestruko opterećenje. Na njega deluju u obliku opterećenja sledeće sile:

1. sopstvena težina rezervoara i težina prateće armature i opreme, G_k ,
2. težina korisnog tereta G_t ,
3. opterećenje koje se javlja kao posledica oscilovanja vagona (zbog neravnina na pruzi i neravnina na točku) u obliku dinamičke sile u vertikalnom pravcu F_d :

$$F_d = k_d (G_t + G_k) \quad (1)$$

gde je: k_d – koeficijent dinamičnosti,

4. sila unutrašnjeg pritiska u rezervoaru, koja nastaje kod prevoza specijalnih fluida ili pri ispitivanju rezervoara,

5. podužne sile inercije F_i

6. podužne sile od centralnog automatskog kvačila.

Ostala opterećenja koja dejstvuju na rezervoar (centrifugalna sila, dejstvo vetra na rezervoar i sl.) obično se ne uzimaju u obzir jer se pretpostavlja da su njihove veličine neznatne.

A) Vertikalne sile

Rezervoar kao deo samonoseće konstrukcije vagon-cisterne je velike krutosti, koja je znatno veća od krutosti podužnih nosača postolja. Celokupno vertikalno opterećenje prenosi se na dva krajnja oslonca pa se slobodno može analizirati naponsko stanje kao kod grede oslonjene na dva oslonca, a opterećene ravnomerno raspoređenim opterećenjem inteziteta:

$$q = \frac{G_t + G_k + F_d}{L} \quad (2)$$

gde je: L – dužina rezervoara.

B) Aksijalne sile

Podužne sile od centralnog automatskog kvačila, odnosno odbojno-vlačne spreme izazivaju momente savijanja, pa je normalni napon na zidu bureta:

$$\sigma_z = \frac{\pm M}{W} = \frac{\pm (F \cdot e)}{W} \quad (3)$$

gde je:

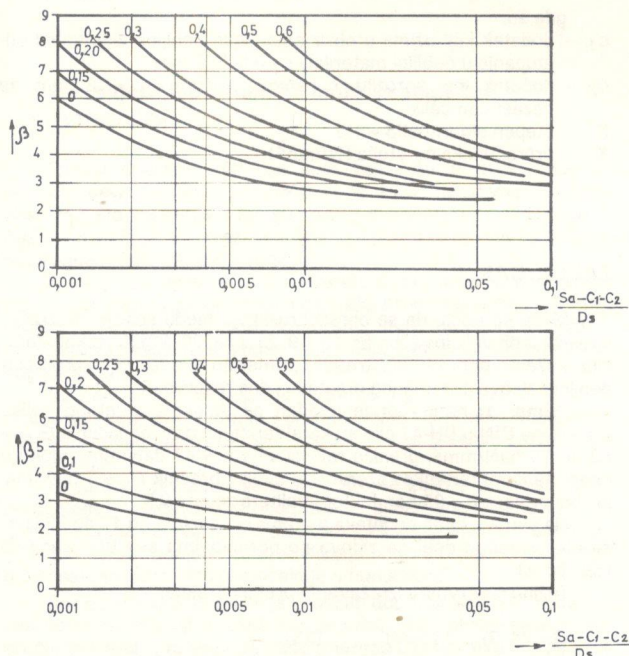
F – aksijalna sila pritiska ili istežanja

e – ekscentričnost delovanja aksijalne sile u odnosu na težišnu osu rezervoara

W – otporni moment poprečnog preseka rezervoara

C) Unutrašnji pritisak

Naponi usled unutrašnjeg pritiska fluida imaju glavne komponente u meridijanskom i ekvatorijalnom pravcu, koji su za cilindrični omotač prikazani na sl. 2.



Slika 3 Proračunski koeficijent β za plitka i duboka danca

Ako rezervoar posmatramo kao tankozidni sud primenom membranske teorije proračunavamo napone na cilindričnom delu:

– u meridijanskom pravcu:

$$\sigma_{mc} = \frac{p \cdot R_1}{2 \cdot \delta_1} \quad (4)$$

– u ekvatorijalnom pravcu:

$$\sigma_{ec} = \frac{p \cdot R_1}{\delta_1} \quad (5)$$

gde je:

p – unutrašnji pritisak

R_1 – poluprečnik cilindričnog dela rezervoara

δ_1 – debljina zida cilindričnog dela rezervoara, – odnosno na području kalote, tj. dna gde su naponi u meridijanskom i ekvatorijalnom pravcu jednaki:

$$\sigma_{md} = \sigma_{ed} = \frac{p \cdot R_2}{2 \delta_2} \quad (6)$$

gde je:

R_2 – poluprečnik dna

δ_2 – debljina dna

D) Podužne sile inercije

Podužne sile inercije izazivaju udar tečnosti u danca rezervoara. Prema postojećim normama sila pritiska tečnosti na dno rezervoara uzima se da je $F_i = 80000 \text{ daN}$. Pod pretpostavkom da sila inercije ravnomerno deluje na vertikalnu projekciju dna rezervoara, pritisak po jedinici površine iznosi:

$$p_i = \frac{4 \cdot F_i}{\pi \cdot D_u^2} \quad (7)$$

gde je:

D_u – unutrašnji prečnik rezervoara.

Napon u dancu usled inercijalnog pritiska iznosi:

$$\sigma_i = \frac{p_i R_2}{2 \delta_2} \quad (8)$$

Napon na cilindričnom delu je napon istežanja kružnog poprečnog preseka na mestu I – I:

$$\sigma_2 = \frac{4 F_i}{(D_s^2 - D_u^2)}$$

$$\text{Ako je } \frac{(D_s^2 - D_u^2)}{4} \approx 2\pi R_1 \delta_1$$

onda je

$$\sigma_{mi} = \frac{p_i R_1}{2 \delta_1} \quad (9)$$

U blizini dna a u cilindričnom delu rezervoara, pored meridijalnog napona (osa), javlja se i ekvatorijalni napon:

$$\sigma_{ei} = \frac{p_i R_1}{\delta_1} \quad (10)$$

E) Ukupni naponi

Ukupni naponi u pojedinim presecima iznose:

– u preseku I – I

$$\sigma_I = \sigma_z + \sigma_{mc} + \sigma_{mi} \quad (11)$$

– u preseku II – II

$$\sigma_{II} = \sigma_{ec} + \sigma_{ei} \quad (12)$$

– u dancu rezervoara:

$$\sigma_d = \sigma_{md} + \sigma_i \quad (13)$$

3.2. Proračun rezervoara na postolju

Rezervoar na postolju izložen je manjem naprezanju za vrednost napona prouzrokovanog dejstvom vučno-odbojnih sila. Pomenute aksijalne sile prihvata postolje. Za ovaj tip konstrukcije ukupni naponi na rezervoaru u pojedinim preseccima iznose:

– u preseku I–I

$$\sigma_I = \sigma_{mc} + \sigma_{mi} \quad (14)$$

– u preseku II–II

$$\sigma_{II} = \sigma_{ec} + \sigma_{el} \quad (15)$$

– u dancu rezervoara

$$\sigma_d = \sigma_{md} + \sigma_l \quad (16)$$

Način vezivanja rezervoara za postolje omogućava aksijalno pomeranje rezervoara. Rezervoar može biti fiksno vezan na jednom kraju postolja, da na drugom kraju je dozvoljeno aksijalno pomeranje. Drugi tip veze sastoji se u tome da je rezervoar po sredini vezan za glavno postolje, dok su mu krajevi aksijalno pokretljivi.

3.3. Proračun rezervoara prema tehničkim normativima

Pored proračuna rezervoara izvedenog na bazi membranske teorije, u praksi se često proračunavaju rezervoari preko iskustvenih obrazaca koji su nastali na osnovu teorijskih postavki i eksperimentalnih rezultata. Takvi obrasci su ušli u sastav tehničkih normativa pojedinih zemalja. Tako se, na primer, u Nemačkoj proračun vrši prema »DRUCKGASVERORDNUNG«, u Čehoslovačkoj prema normativu ČSN 078305, a u SFRJ prema propisu JUS M.E2.252 i 253.

Po propisima »Druckgasverordnung« za proračun rezervoara koriste se sledeći obrasci:

a) za proračun debljine zida cilindričnog omotača rezervoara od čelika:

$$\delta_o = \frac{D_u \cdot p}{200 \frac{K}{S} v} \quad (17)$$

gde je:

p – probni pritisak (bar)

δ_o – minimalna debljina (mm)

D_u – unutrašnji prečnik rezervoara (mm)

K – granica razvlačenja materijala od koga se izrađuje rezervoar (daN/mm)

S – koeficijent sigurnosti $S = 1,33$

v – koeficijent kvaliteta zavora

b) ZA PRORAČUN DEBLJINE ZIDA NA REZERVOARU:

$$\delta_d = \frac{D_s \cdot p \cdot \beta}{400 \cdot K} + c \quad (18)$$

δ_d – minimalna debljina (mm)

D_s – spoljni prečnik (mm)

β – proračunski koeficijent za naprezanje u prelaznom delu između cilindričnog oboda kalote i dancu $\beta = 2$

s – koeficijent sigurnosti za čelik

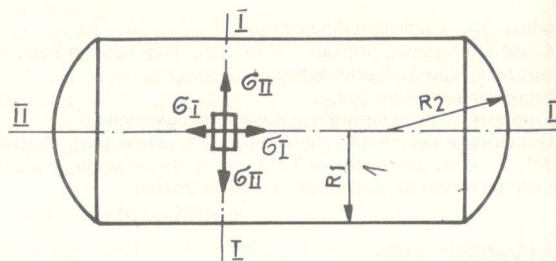
$s = 1,4$

c – dodatak na debljinu zida (mm)

$c = 2$ mm kod čelika debljine zida do 30 mm

Prema čehoslovačkim normama ČSN 078305 za proračun rezervoara koriste se sledeći obrasci:

a) za proračun debljine zida cilindričnog omotača rezervoara:



Slika 2. Proračunska šema kotla

$$\delta_o = \frac{D_u \cdot p}{200 \frac{K}{S} v} \quad (19)$$

b) za proračun debljine zida dna rezervoara:

$$\delta_d = \frac{D_s \cdot p \cdot x \cdot y}{200 \cdot K} \quad (20)$$

gde je:

x – odnos zatezene čvrstoće prema dozvoljenom naponu $x = 1,3$ do $1,6$

y – koeficijent oblika dna u odnosu na loptasti oblik, $y = 1,25$

Prema jugoslovenskim propisima proračun je regulisan JUS-om M.E2.252 i M.E2.253:

a) za proračun debljine zida cilindričnog omotača rezervoara:

$$\delta_o = \frac{D_s \cdot p}{20 \frac{K}{S} v + p} + c_1 + c_2 \quad (21)$$

b) za proračun debljine zida dna rezervoara:

$$\delta_d = \frac{D_s p}{40 \frac{K}{S} v} + c_1 + c_2 \quad (22)$$

gde su:

c_1 – dodatak koji uzima u obzir smanjenje debljine zida usled odstupanja u debljini materijala $c_1 = 0$ do 2 mm

c_2 – dodatak na koroziju i habanje (mm) $c_2 = 2$ mm za nezaštićen čelik

S – stepen sigurnosti $S = 1,5$

K – proračunska čvrstoća (N/mm²)

ZAKLJUČAK

Može se uočiti da se obrasci razlikuju među sobom za izračunavanje istih veličina (obr. br. 17, 19, 21, i 18, 20, 22). Ovu konstataciju možemo potvrditi konkretnim primerom ako izvršimo proračun debljine zidova cilindričnog omotača i dna rezervoara.

Primer 1: rezervoar je izrađen od visoko-kvalitetnog čelika oznake po DIN-u BH-47 čije su karakteristike: granica kidanja $\sigma_m = 62$ do 76 daN/mm², granica razvlačenja $K = 47$ daN/mm², dok su osnovne karakteristike rezervoara: spoljni prečnik $D_s = 3000$ mm, probni pritisak $p = 25$ bar, faktor kvaliteta zavora $0,9$.

Na osnovu datih podataka a prema obrascima od 17 do 22 izvršen je proračun debljine zidova po normativima sva tri standarda (tab. br. 1)

Težinu rezervoara izražavamo preko obrasca:

$$G = 74 \cdot \delta_o \cdot l \quad (23)$$

gde je:

δ_o – debljina omotača (mm)

l – dužina rezervoara (m)

TABELA 1

	DIN	ČSN	JUS
	1	2	3
δ_o [mm]	11,68	13,16	15,24
δ_d [mm]	13,17	15,96	15,30
$\Delta \delta_o$ [mm]	0	2 - 1 1,48	3 - 1 3,56
$\Delta G_o \left[\frac{\text{daN}}{\text{m}} \right]$	0	109,5	269,4

$$\Delta G_o = 76 \cdot \Delta \delta_o \left[\frac{\text{daN}}{\text{m}} \right]$$

Koristeći se obrascem (23) sračunate su težinske razlike između pojedinih načina proračuna rezervoara. Ako bi se rezervoar proračunavao po JUS normama, rezervoar bi bio teži od rezervoara proračunatog po DIN normama za 269,4 daN po dužnom metru rezervoara. Povećana težina rezervoara direktno utiče na povećanje sopstvene težine vagon-cisterne isto tako i cena koštanja proizvoda biće veća a smanjio bi se i korisni prostor tj. nosivost vagon cisterne obzirom na osovinsko opterećenje.

Svi pomenuti obrasci (od 17 do 22) su tačni i ispravni za proračun. Svi su nastali u određenom vremenskom trenutku koristeći tadašnji najveći mogući nivo teorijskog znanja i praktičnog iskustva, pa se zato i razlikuje, jer je svaka zemlja za sebe koristeći svoja i tuđa iskustva donosila svoje propise.

Potpuno iskorišćenje materijala u pogledu čvrstoće konstrukcije, a sa ciljem povećanja nosivosti bez prekoračenja osovinskog pritiska, treba tražiti u okviru šireg teorijsko-eksperimentalnih projekata primenom kompjuterske tehnike. Prvo treba usvojiti mehanički model, pa zatim odabrati neku od poznatih metoda za određivanje napona. Najpoznatija metoda za određivanje napona je Metoda konačnih elemenata (MKE) koja je u poslednje vreme naša primenu i u vagonogradnji.

Pored proračunskih metoda potrebno je istraživati nove eksperimentalne metode koje bi mogle potvrditi računске metode.

(Adresa: Miodrag Popović, dipl. inž., MIN – Niš).

Mogućnosti unapređenja organizacije eksploataciono-održavalačke delatnosti u uslovima JŽ

Prof. dr Dobrovoje JOVANOVIĆ, dipl.inž.
Prof. Milan VESOVIĆ, dipl.inž.

UDK 629.481 (497.1)

Bez sigurnih podloga ne može se sagledati sutrašnjica

Postoji uverenje, što ga ljudi koji pišu o društveno-ekonomskom razvoju često podvlače, da je danas nezahvalno prognozirati ono što nailazi zato što su mnoge ekonomske i političke pretpostavke od kojih se polazi nedovoljno sigurno te na njima zasnovane prognoze lako padaju u vodu.

Imajući to u vidu, u ovom referatu ćemo govoriti o stvarima koje treba upravo da doprinesu da naše prognoze dobiju sigurniju podlogu – ispitani, praksom proverenu, utvrđenu naučnom proverom dejstva i kada su u pitanju teško obuhvatljivi faktori stohastičkog karaktera.

Na osnovu takvih podloga možemo s pravom očekivati ređe promašaje kada aktiviramo i prognoziramo neizvesnu budućnost, koja neminovno nailazi za svim svojim, od nas željenim i neželjenim obeležjem.

Analizom i proučavanjem onog što se zbilo u prošlosti, kao i praćenjem i ovladavanjem onog što se danas događa možemo izgraditi, bar na tehničko-tehnološkom i eksploatacionom području, dovoljno čvrste podloge za predviđanje onog što želimo da menjamo i usavršavamo i što nas očekuje u budućnosti.

Bez dobrih analiza teško je zamisliti dobre projekcije i kompozicije novih racionalnih modela života i rada, bez obzira na kom području to tražili, a to važi i za našu privredu u celini, ako i za željeznicu kao njenog dela, njenog, specifičnog područja.

JŽ su veliki i važan podsystem privrednog sistema SFRJ pa sva zbivanja i odnose između njih tako i treba posmatrati. Tako, na primer, teren naraslog duga SFRJ u inostranstvu čini svoje. Cela pri-

vreda, pa i JŽ u okviru nje, osećaju i osećaću to i u budućnosti. Zato se mora biti dovoljno mudar i racionalan u planiranju njihovih interakcija za budućnost.

Saobraćaj nam ne sme stati jer je on krvotok privrednog bića, to važi za sve njegove grane pa prirodno i za JŽ.

Ako smo zemlja sa relativno siromašnim prirodnim resursima, proučimo kako da ono čime stvarno raspoložemo efikasnije iskoristimo. Moramo biti mudri kada se odlučujemo šta i koliko da uvezemo od onog u čemu smo deficitarni – energiji, sirovinama i materijalu za reprodukciju, baš kao i kada je u pitanju transfer inostranog znanja i tehnologije, bez obzira u kom vidu ga uvoziti (kompletne lokomotive, rezervni delovi za njihovo održavanje, zaštitni i sigurnosni uređaji na njima, ili nešto drugo). Kupljenim i uvezenim stvarima treba ovladati i stvarati bazu za supstituciju onim čime smo na domaćem tlu ovladali i osvojili ga.

Ukratko, dužni smo¹⁾ da na svim poljima delujemo osmišljeno, da se ne zatvaramo, da i dalje kupujemo i uvozimo ono što je novo, vredno i visoko produktivno, ali da pri tome ne rasipamo (ne kupovati sve i svašta i bilo od koga i nastupati zajednički pri nabavkama u inostranstvu, kreirati zajedničku politiku ŽTO na nivou SFRJ u pogledu dogovaranja s domaćim proizvođačima oko projektovanja i izrade kako šinskih vozila svih vrsta tako i ostale raznovrsne mašinske, elektro, građevinske i druge opreme za potrebe železnice).

Ne budemo li zajednički nastupali u inostranstvu – bilo kada nabavljamo i uvozimo, bilo kada plasiramo i izvozimo – teško da ćemo s uspehom poslovati jer ćemo se neminovno naći pred protekcionističkim teško probojnim barijerama, odnosno pred dobro or-

1) Ovde se misli pre svega na inženjersko-tehnički kadar svih struka zaposlen na JŽ i industriji vezanoj za JŽ.

ganizovanim stranim partnerima, pa ćemo neorganizovanost² skupno plaćati. Ovo važi i za sistem SFRJ u celini i za sve njegove pod sisteme, pogotovu za velike kao što su JŽ.

Analiza jednog primera stvaranja podloge za unapređenje eksploataciono-održavalačkog kompleksa na JŽ

Osvrnimo se na jedan primer naučnoistraživačkog rada ostvarenog u jednoj doktorskoj raspravi na Mašinskom fakultetu u Beogradu.

Tematika disertacije odabrana je iz neiscrpane problematike železničkog transportnog kompleksa.

Kod izbora teme izvršeno je njeno dvostruko prilagođavanje da bi se postigao željeni cilj – da obrađivač iskoristi u što većoj meri svoju stručnu sposobnost, znanje i umeće i da pitanje koje će rešavati bude aktuelno i u ovom trenutku i u trenucima koji nailaze – sve to vezano za konkretne uslove Jugoslovenskih železnica.

Kandidat²⁾ je stalno zaposlen na JŽ i suočen s raznovrsnom problematikom imanentnoj železničkoj transportnoj proizvodnji, i to segmentu koji obavlja poslove i zadatke održavalačko-eksploatacionog karaktera.

U toku svog školovanja i ostručavanja prošao je sve stepene i teorijske i praktične obuke tako da je stekao imunost u odnosu na mogućnost da zastrani bilo na jednu bilo na drugu stranu.

Znači, kandidat, pored formalnih uslova za uzimanje doktorata (završio je fakultet i poslediplomske studije na njemu), permanentno praktično radi u oblasti u kojoj se prijavljuje za uzimanje doktora.

Tematika za koju se vezuje naslov predložene doktorske disertacije je aktuelna i za radnu organizaciju u kojoj je zaposlen i za JŽ kao celinu. Naslov je: »Karakteristike pouzdanosti dizel-električnih lokomotiva serije 661 i njihova primena u optimizaciji održavanja«

Svoja istraživanja na ovom polju kandidat je otpočeo nekoliko godina ranije. Pošao je od pretpostavke da je za optimizaciju održavanja železničkih vučnih vozila pitanje pouzdanosti ključna tačka. Što se tiče veličine uzorka, broj od 43 lokomotive, kojima raspolaže ŽTO Sarajevo, bilo je dovoljno velik da se, na osnovu rezultata dobijenih ispitivanjem, moglo meritorno zaključivati o množini (populaciji) ovih lokomotiva na mreži JŽ.

Pristup i metod istraživanja kandidata tako je postavljen da se može prihvatiti i protegnuti na sve one ŽTO koje eksploatišu istu ovu 661 seriju dizel-električnih lokomotiva, ali na sve druge tipove i serije lokomotiva, uz odgovarajuće dopune i korekcije, s obzirom na evidentne razlike koje postoje između raznih vsta i serija lokomotiva.

Iz izveštaja koji je podnet Naučnom i nastavnom veću Mašinskog fakulteta u Beogradu od Komisije za pregled i ocenu dokorskog rada inž. Mandira iznećemo najvažnije sadržajne elemente koji mogu biti interesantni za ovaj skup.

Jugoslovenske železnice, kao deo jugoslovenske privrede, ne smeju biti kočnica njenog razvoja, već naprotiv njen glavni oslonac i stimulator.

JŽ su članica UIC-a samim tim imaju i određene obaveze prema ovoj organizaciji u pogledu poštovanja i izvršavanja njenih, programom utvrđenih, zadataka.

Jedan od takvih zadataka, koji će biti žični predmet doktorske rasprave, odnosi se na problem reprodukcije vučnih vozila.

Reprodukcija vučnih vozila je, svakako, složen kompleks, čije praktično ostvarivanje zahteva široku lepezu tehničko-ekonomskih mera usmerenih na očuvanje permanentne upotrebne vrednosti u toku njihovog radnog veka. Očuvanje upotrebne vrednosti vučnih vozila zahteva da se ona podvrgavaju adekvatnom održavanju, koje treba da im osigura određena kvalitetna svojstva kao tehničkog sistema.

Kvalitet tehničkog sistema, u ovom konkretnom slučaju vučnog vozila – kandidat programira da sagleda u četiri »dimenzije« (u stvari karakteristična svojstva), i to: kroz funkcionalnost, pouzdanost, bezbednost i ekonomičnost.

Za izvršenje ovog zadatka razrađuje se metod rada kojim se na bazi pomenutih svojstava obavlja optimizacija modela, ovde konkretno odabranog održavanja dizel-električnih lokomotiva se-

rije 661.³⁾ Iznose se teorijski osnovi za istraživanje pouzdanosti i definišu sve bitne kategorije s kojima ćemo se sretati u daljoj raspravi.

Zatim je izvršena sistemska analiza logičkih funkcija lokomotive serije 661 kao složenog tehničkog sistema.

Iznalaženjem prikladnog modela lokomotive, sasvim primerenog realnom sistemu, raščlanjenog na pod sisteme, omogućeno je da se ostvari načelna predstava funkcije. Iznadeni model ima preliminaran karakter, mada se pomoću njegovih funkcionalnih šema može pouzdano utvrditi kakav je uticaj svakog pojedinog dela na izvršenje funkcija i na pouzdanost lokomotive u celini.

Posle toga obavljena je analiza aktuelnog stanja lokomotiva i efikasnosti sadašnjeg, sistema preventivnog održavanja.

Parametri aktuelnog stanja inventarskog parka dizel-električnih lokomotiva serije 661 prikazuju fizičko stanje lokomotiva i njihovu pouzdanost u pogonu.

Kao parametri aktuelnog stanja razmatani su:

- starost lokomotiva izražena vremenom eksploatacije, brojem realizovanih ciklusa održavanja i ekonomičnošću radnog veka;

- izvršeni transportni rad vučnog vozila i bruto-tonskim kilometrima i pređenom putu u km;

- kvarovi lokomotive kod voza i vanplanske opravke u posmatranom periodu i njihov uticaj na zakašnjenje vozova, na bezbednost saobraćaja, na troškove održavanja i na raspoloživost lokomotiva za saobraćaj.

Sadašnja organizacija eksploatacije i održavanja vučnih vozila na JŽ nije zadovoljavajuća zbog velikog broja OOUR vuča, velikog broja remontnih radionica koje nisu opremljene potrebnom opremom, rezervnim delovima i kadrovima i zbog neizvršene podela rada na održavanju vučnih vozila između remontnih radionica.

Poređenjem pokazatelja eksploatacije i održavanja vučnih vozila na mreži JŽ sa pokazateljima na mreži SNCF (Francuske) i DB (SR Nemačka) vide se znatne razlike. Prosečan broj vučnih vozila u jedinici vuče (depo OOUR) najmanji je na JŽ! Brojnost remontnih radionica za održavanje vučnih vozila najveća je na mreži JŽ. Vreme trajanja eksploatacije vučnih vozila između dve redovne opravke je najkraće, a imobilizacija vučnih vozila radi održavanja je najveća na mreži JŽ.

Kod realizacije modela preventivnog održavanja javljaju se znatna odstupanja u izvršenom broju kontrolnih pregleda i redovnih opravaka u odnosu na plan i prekoračenje merodavnog osnova za određenu vrstu preventivnog održavanja.

Ova odstupanja imaju veliki uticaj na tehničku ispravnost vučnih vozila, a uzrokovana su nedovoljnom brigom odgovornih za blagovremeno izvršenje preventivnog održavanja zbog dužeg zadržavanja lokomotiva u radionici, nedostacima potrebnih rezervnih delova i nezadovoljavajućom organizacijom u remontnim radionicama.

Posebno su obrađeni sistemi održavanja koji se najčešće sreću i mogućnost njihove optimizacije po adekvatno odabranim kriterijumima.

Karakteristično je da su sve evropske železnice, a i JŽ, odabrale model preventivnog održavanja vučnih vozila.

Najčešće primenjeni model preventivnog održavanja, po pravilu, ne pretpostavlja bilo kakve inovacije na tehničkom sistemu u toku njegovog održavanja. Odlikuje se zamenjivanjem dela u kvaru istim takvim, samo ispravnim.

Održavanje vučnih vozila na JŽ ne zadovoljava savremene zahteve, a merodavni osnovi za kontrolne preglede i redovne opravke jedno su od slabih mesta u politici održavanja vučnih vozila. U okolnostima kada za održavanje lokomotivskih delova nemamo domaće normative, preporuka koja se nameće je da se nakon 3–4 godine od uvođenja lokomotive u eksploataciju organizuje istraživanje koje bi imalo za cilj da uz korišćenje naučnog metoda prihvatljivo precizno odredi merodavne robove koje zahteva preventivno održavanje.

Nakon definisanja pojmova bitnih u istraživanju pouzdanosti pristupilo se direktno predmetu istraživanja.

Zbog različitog i neažurnog vođenja potrebnih podataka u ŽTO, nije se moglo obaviti istraživanje, niti su se mogli donositi pouzdani zaključci za sve lokomotive na mreži JŽ, pa je ovaj eksperiment, kao što je to već pomenuto, izvršen na 43 lokomotive inventarskog parka ŽTO Sarajevo.

3) Ovo je lokomotiva koja je u JŽ značajno zastupljena, a ŽTO Sarajevo ima u eksploataciji 43 ovakve lokomotive.

2) Mr Marjan MANDIR, doktor tehničkih nauka, predsednik Poslovnog odbora RO za vuču vozova i održavanje šinskih vozila, SOUR ŽTO Sarajevo, honorarni docent na sarajevskom Mašinskom fakultetu.

Posle analize stanja lokomotiva i efikasnosti preventivnog održavanja obavljena je analiza logičnih funkcija lokomotiva. Na osnovu modela ustanovljenog za potrebe ovoga rada analizirane su logične funkcije u režimu vuče.

Rezultat analize logičkih funkcija lokomotive odredio je broj sastavnih delova koji bitno utiču na ostvarenje lokomotivskih funkcija.

Na pouzdanost lokomotive utiču delovi preko svoga položaja u funkcionalnoj šemi i učešća u uzrocima defekata lokomotive, dok se njihov uticaj na efikasnost održavanja ogleda u učešću u zahtevima za vanplanskim opravkama.

Klasifikacija lokomotivskih komponenata izvršena je primenom metode I odstojanja.

Analizom logičnih funkcija lokomotive u vuči ustanovljeno je ukupno 98 delova koji bitno utiču na ostvarenje lokomotivskih funkcija. Ovi delovi formiraju osnovni skup iz koga će se primenom opisane metode klasifikacije izdvojiti delovi bitni za dalje istraživanje.

Klasifikacija lokomotivskih delova izvršena je prema: položaju u funkcionalnoj šemi, učestanosti u izazivanju defekata i učestanosti u zahtevima za vanplanskim opravkama lokomotive.

Na osnovu izvršene klasifikacije prema ukupnom značaju, moguće je izvršiti izbor racionalnog broja komponenata koje treba uključiti u eksperiment. U eksperiment je uključeno toliko komponenata da njima bude obuhvaćeno najmanje 80% statističkih obeležja evidentiranih u posmatranom periodu.

Uzimajući ovu ocenu kao kriterijum, ustanovljene su 34 lokomotivske komponente koje su uključene u eksperiment.

U petom poglavlju su prikazani organizacija i rezultati eksperimenta.

U okviru eksperimenta je generisano dovoljno podataka za pouzdano statističko zaključivanje u obliku i parametrima karakteristika pouzdanosti, troškovima održavanja i vremenu imobilizacije. Na osnovu raspoložive literature se moglo zaključiti da su zakoni kvara odabranih lokomotivskih delova opisani eksponencijalnom i Weibull-distribucijom.

Na osnovu podataka generisanih u eksperimentu izvršena je procena parametara i utvrđeni su oblici distribucije kvara za svaki od odabranih delova. U testiranju statističkih hipoteza o obliku distribucije kvara korišćen je χ^2 i K-S test⁴⁾. Isto tako su određene i granice u kojima se nalaze parametri distribucije kvara uz pouzdanost statističkog zaključka od 90%.

Za svaki deo uključen u eksperiment izračunati su parametri distribucije kvara i granica pouzdanosti.

Karakteristike pouzdanosti odabranih delova mogu se koristiti u formiranju politike preventivnog održavanja lokomotive u kojoj će u većoj meri biti zastupljena preventivna zamena delova, a troškovi održavanja, uključujući i troškove imobilizacije, svedeni na km pređenog puta, smanjeni.

Ako distribucija kvara ima rastuću stopu tj. ako pokazuje znake »istrošenosti«, onda se zamena pre nastupa kvara uvek isplati. Za delove sa konstantnom stopom kvara, tj. opremu čija je distribucija eksponencijalna, optimalna politika održavanja može biti i jedino zamena dela nakon pojave kvara na njima.

Radi smanjenja troškova održavanja lokomotive, potrebno je izračunati da li troškovi održavanja rastu ili opadaju ako deo u kvaru zamenimo novim. U ovom eksperimentu izvršen je proračun za 6 odabranih delova, a u praksi treba obaviti proračun za sve delove lokomotive. Iz ovog proračuna se može zaključiti da su ukupni troškovi održavanja odabranih delova manji ako se deo na kome se očekuje kvar zameni novim.

Kod svih slučajeva gde su troškovi održavanja lokomotive manji ako delove u kvaru zamenimo novim, delove treba zameniti.

Karakteristike pouzdanosti odabranih delova mogu se koristiti i kao dodatne informacije korisne za racionalno upravljanje skladištem rezervnih delova.

Dobijeni rezultati u ovom istraživanju, uz zadovoljavajući nivo pouzdanosti statističkog zaključivanja, predstavljaju i prve rezultate u tom području koji se odnose na vučna vozila JŽ.

Bitni momenti iz doktorskog rada

Na kraju analiziranog primera istakli bi smo bitne momente koji su se našli u zaključcima njegovog autora.

1. Održavanje radne sposobnosti vučnih vozila je bitan uslov za realizaciju procesa prevoza, a kako se održavanje obavlja uz velike troškove, ono je istovremeno i bitan činilac ekonomije procesa železničkog prevoza u celini.

2. Sadašnja organizacija udruživanja vučnih vozila na JŽ ne zadovoljava zbog:

- nedovoljno opremljenih remontnih radionica potrebnom opremom, rezervnim delovima i kadrovima;
- nedostajuće podele rada na održavanju između remontnih radionica po vrstama opravki ili po serijama vučnih vozila;
- pošto svi rade sve od toga trpe:
 - kvalitet izvršenih opravki,
 - zadržavanja u opravkama i
 - troškovi održavanja.

3. Nije obezbeđeno tehničko jedinstvo na nivou JŽ koje u svojim okvirima sadrži i održavanje vučnih vozila (postoji heterogenost, ali postoje i iste serije vučnih vozila u inventarskom parku raznih ŽTO).

4. Postojeći sistem preventivnog održavanja dizel-električnih lokomotiva ne zadovoljava, te ga treba usavršavati. Strana iskustva se nekritički koriste za naše uslove eksploatacije. Zato bi trebalo istraživanje sa ciljem da se odrede merodavne osnove preventivnog održavanja kojima bi se doprinelo smanjenju troškova održavanja i imobilizacije lokomotive.

5. Ispitivanje lokomotive su prosečne starosti 10,7 godina (1981), i njima predstoji još manje 24 godina radnog veka, pa je realno očekivati korist od usavršavanja sistema održavanja.

6. Kriterijum za izbor delova relevantnih za pouzdanost i efikasnost lokomotive serije 661 bio je višedimenzionalan pošto je uzimao u obzir značaj delova sa obzirom na:

- položaj dela i njegovu funkciju,
- učešće u uzorcima defekata lokomotive i
- učešće u zahtevima za vanplansku opravku lokomotive.

7. Analizom logičkih funkcija lokomotive serije 661 identifikovano je 98 različitih delova koji uslovljavaju realizaciju izlaznih funkcija.

8. Lokomotiva se može - za potrebe usavršavanja održavanja - predstaviti i manjim brojem značajnih sastavnih delova. Kod serije 661, s kojom se eksperimentisalo, to čine svega 34 dela odabrana prema veličini tzv. I odstojanja. Ti delovi predstavljaju 88,21% svih uzročnika defekata na lokomotivi, a u 81,96% slučajeva kvar na tim delovima jeste razlog za postavljanje zahteva za vanplansku opravku lokomotive. U literaturi postoje podaci potrebni za proračun karakteristika pouzdanosti, kao i za utvrđivanje oblika distribucije kvara na delovima uključenim u eksperiment.

9. Karakteristike pouzdanosti odabranih sastavnih elemenata mogu se, uz dovoljnu statističku pouzdanost zaključaka, ustanoviti realizacijom skraćenog eksperimenta u normalnim uslovima eksploatacije i održavanja dizel-električnih lokomotive. Za seriju 661 skraćeni eksperiment je izveden u periodu 1979 - 1981. u OOUR za održavanje šinskih vozila Dobo.

10. Na primeru lokomotive serije 661 testiranje statističkih hipoteza o oblicima karakteristika pouzdanosti obavljeno je pomoću χ^2 i K-S (Kolmogorov-Smirnov) testa. (Od 34 dela, 24 podleže zakonu eksponencijalne, a 3 zakonu Weibullove distribucije pređenog puta lokomotive do pojave kvara na tim delovima, a nije došlo do kvara na 7 lokomotivskih delova.

11. Na osnovu podataka do kojih se došlo u eksperimentu, izvršena je procena parametara i utvrđeni su oblici distribucije kvara za svaki od odabranih delova, a određene su i granice u kojima se nalaze parametri distribucije kvara, uz pouzdanost statističkog zaključka od 90%.

12. Karakteristike pouzdanosti sastavnih delova mogu se koristiti za formiranje politike preventivnog održavanja lokomotive, u kojoj će u većoj meri biti zastupljena preventivna zamena delova, a troškovi održavanja svedeni na km pređenog puta - smanjeni. Konkretno, za seriju 661 formirano je 10 alternativnih politika održavanja, od kojih je:

- jedna postojeća, dok su ostale
- nove politike održavanja, u kojima se vrši preventivna zamena određenih delova kada verovatnoća njihovog kvara bude 80%.

Najpovoljnija alternativa koja predviđa preventivnu zamenu svih 6 izračunatih delova omogućava znatne uštede u troškovima održavanja (u radu je to dato u posebnoj tabeli).

4) K-S test - KOLMOGOROV - SMIRNOV test

13. U radu je utvrđeno da su ukupni troškovi održavanja lokomotivskih delova za koje je obavljen proračun – manji, ako se deo u kvaru zameni novim.

14. Ovim radom dat je naučni doprinos koji se sastoji u sledećem:

- iznađena je i primenjena prikladna i originalna metoda za selekciju najznačajnijih činilaca;
- istraženi su, identifikovani i prikazani faktori koji su bitni za efikasnost održavanja, a zatim
- sintetizovani i transformisani u forme pogodne za aplikaciju.

Nekoliko istraživačkih tema iz aktuelne problematike JŽ

Završićemo ovo naše saopštenje navođenjem tema s pojedinih tematskih područja koja su od interesa za sistem JŽ i ukazivanje na mogućnosti unapređenja organizacije eksploataciono-održavalačke delatnosti u uslovima JŽ.

- Istraživanje modela održavanja kočne opreme železničkih vozila JŽ (tema o kojoj će biti reči i na današnjem skupu);
- Prilog istraživanju ključnih faktora za poboljšanje organizacije prevoza robe železnicom (tema odobrena 1984. godine za doktorski rad na Mašinskom fakultetu radniku zaposlenom na JŽ);
- Izučavanje rešenja kontenerskih terminala na primeru Makiša (magistarski rad odbranjen na Mašinskom fakultetu u Beogradu, 1981. godine obrađivač radnik zaposlen na JŽ);
- Metodologija utvrđivanja kvaliteta, pouzdanosti i sigurnosti železničkih vučnih vozila (tema odobrena 1983. godine za doktorsku disertaciju na Mašinskom fakultetu radniku zaposlenom u instituciji koja je vezana za poslove od direktnog interesa za JŽ);
- Prilog istraživanja modela optimalne organizacije održavanja putničkih kola na JŽ (tema odobrena 1984. godine za doktorsku raspravu radniku zaposlenom u Zavodu za mašinsku tehniku koji se bavi istraživanjima u oblasti održavanja šinskih vozila);

– Istraživanje metoda, postupaka i modela održavanja kočne opreme JŽ (tema odobrena za doktorsku rad radniku Železničkog instituta u Beogradu, 1984. godine, koji se bavi rešavanjem problematike osvajanja, proizvodnje i atestiranja rezervnih delova za vučna vozila i sl.).

– Kritička analiza dosadašnjeg rada i razvoja RO Šinska vozila – SOUR »GOŠA« sa projekcijom njene nove organizacije (tema magistarskog rada odbranjenog 1984. godine na Mašinskom fakultetu u Beogradu);

– Istraživanje vanrednih događaja na mreži SOUR ŽT Beograd sa aspekta bezbednost železničkog saobraćaja (magistarski rad odbranjen 1984. godine na Mašinskom fakultetu u Beogradu);

– Izučavanje odrednica značajnih za razvoj vučnih sredstava na JŽ sa stanovišta efikasnosti njihovog korišćenja i troškova eksploatacije koji otuda proističu (tema doktorske disertacije odbranjena 1983. godine na Mašinskom fakultetu u Beogradu).

Saradnja mašinskog fakulteta u Beogradu sa drugim radnim organizacijama na obnavljanju svojih zadataka

Mašinski fakultet u Beogradu ima u vidu usku povezanost nastavnog rada sa naučnoistraživačkim radom, bez koje ne mogu biti visokoškolske ustanove, i aktivno radi na oba polja. Iz ove oblasti Mašinski fakultet u Beogradu usko sarađuje sa JŽ, Radnom organizacijom »GOŠA« iz Smederevske Palanke, Radnom organizacijom »Heraj Srba« iz Smedereva, Železničkim institutom iz Beograda, Saobraćajnim fakultetom iz Beograda, Mašinskim fakultetom iz Niša, Višom železničkom školom iz Beograda i drugim radnim organizacijama. Ova saradnja je i veoma obimna dako da je za dalje proširenje saradnje potrebno povećati broj radnih ljudi.

(Adresa: prof. dr. Dobrovoje Jovanović, dipl. inž. i prof. Milan Vesović, dipl. inž. Mašinski fakultet Beograd).

Tehnologija antikorozone zaštite u proizvodnji teretnih kola

UDK 629.46:620.197

UVOD

Pod antikorozijskom zaštitom podrazumevamo oranzovanu borbu protiv brzog propadanja materijalnih dobara usled korozije. Korozija je prisutna tamo gde je odsutno naše znanje.

Kao što se projektuje mašina ili zgrada, danas se projektuje i antikorozijska zaštita, u ovom slučaju antikorozijska zaštita teretnih kola.

Pod projektovanjem antikorozijske zaštite teretnih kola podrazumeva se sledeće:

- način pripreme površine,
- izbor sistema premaznih sredstava,
- uslovi izvođenja antikorozijske zaštite sa HTZ merama i protivpožarnom zaštitom,
- garancija,
- ekonomičnost projektovane antikorozijske zaštite.

Kao podaci za projektovanje antikorozijske zaštite teretnih kola služe:

- uslovi u eksploataciji,
 - iskustva na dosadašnjoj antikorozijskoj zaštiti.
- Korozioni procesi su potpomognuti nepovoljnim režimom eksploatacije, i to:
- velika varijacija temperature vazduha,
 - visoka temperatura razara sistem zaštite,
 - velika vlažnost dovodi do pojave korozije u tečnim sredinama,

- mehaničko trenje,
 - abrazija može u potpunosti utrošiti zaštitni premaz.
- Akumulirano dosadašnje iskustvo na antikorozijskoj zaštiti je od neprocenjive važnosti za izbor najpovoljnijeg sistema premaza. Ono može biti akumulirano kod naručioca antikorozijske zaštite ili kod proizvođača premaznih sredstava. Proizvođač premaznih sredstava je u mogućnosti da pruži veliki udeo u rešavanju aktuelnog problema antikorozijske zaštite svojim oprobanim sistemima premaza.

NAČIN PRIPREME POVRŠINE

Površine teretnih kola moraju biti potpuno čiste za nanošenje antikorozijske zaštite. Od kvaliteta pripreme zavisi kvalitet zaštite, kao i vek njenog trajanja.

Smatra se da je sa sadašnjim asortimanom premaznih sredstava moguće štititi površine u svim uslovima eksploatacije, a da trajnija rešenja treba tražiti u tehnologiji pripreme površina i u tehnologiji primene premaznih sredstava.

Priprema površina kod teretnih kola izvodi se prema UIC objavama 842–3 od 1. jula 1975. godine, a odnosi se na:

- pripremu površina od čelika i livenog gvožđa,
- pripremu površina od nerđajućeg čelika,
- pripremu površina od lake legure,
- pripremu površina od drveta i sličnih materijala,

- pripremu površina od plastičnih materijala,
- postupak sa površinama elemenata koji su već pokriveni slojem osnovnog antikorozijskog premaznog sredstva i elemenata koji dolaze od podliferanta.

Priprema površine od čelika i livenog gvožđa

Površina od čelika i livenog gvožđa se može klasifikovati na:

- STANJE A: površina čelika je potpuno prekrivena cunderom bez rđe;
- STANJE B: površina čelika je sa početnim znacima rđe, cunder je delom odvojen;
- STANJE C: cunder je odvojen od površine metala, ljuska se mestimično i uočljive su pojave rđe;
- STANJE D: cunder je otpao sa površine čelika, na brojnim mestima rđa je vidljiva golim okom.

Priprema površine izvodi se mehaničkim uklanjanjem rđe abrazivom. Isporučeni limovi bez rđe moraju takođe da se podvrgnu ovom postupku da bi se olakšalo vezivanje osnovnog antikorozijskog premaznog sredstva. Pre uklanjanja rđe, površine premazane uljem ili mašću čiste se podesnim rastvaračem da bi se izbeglo zagađivanje abraziva. Postupkom mehaničkog uklanjanja rđe abrazivom moraju se dobiti takve površine koje imaju ukupnu hrapavost manju od 40 mikrometara, čime se omogućuje kontinualno pokrivanje površine slojem antikorozijske zaštite.

Ovaj stepen hrapavosti dobija se abrazivom sledećih karakteristika:

- sačma oštih ivica veličine zrna 04–1 mm
- sačma okruglih ivica veličine zrna 05–1,5 mm ili kombinovano.

Postupkom peskarenja dobijaju se metalno čiste površine kvaliteta Sa 22/1 i Sa 3 prema švedskom standardu SIS 05 59 00 od 1967. godine.

Posle peskarenja je potrebno sa površine odstraniti sve ostatke abraziva i praha, a peskarene površine pre nanošenja osnovnog premaza potrebno je očistiti i osušiti.

Osnovni antikorozijski premaz potrebno je što pre naneti na peskarene površine da bi se sprečio razvoj korozije, a ne smeju ostati nezaštićene preko noći. U tom cilju nanosi se privremena antikorozijska zaštita sa mogućnošću zaštite od korozije u trajanju od 6 meseci.

Sastav i odgovarajuća debljina premaza ne smeju uticati negativno na kvalitet vara u daljoj obradi.

U cilju iznalaženja najpovoljnijeg rešenja Industrija boja i lakova »Pomoravlje« i fabrika vagona MIN izvršile su veći broj ispitivanja, čiji su rezultati saopšteni a dvokomponentni epoksi premaz »Duropon« pokazao je sve pozitivne rezultate za jednostruku primenu u protočnim peskarama sa debljinom nanosa od 15 do 20 mikrometara suvog filma.

Preko pripremljenih i »Duroponom« zaštićenih površina mogu se nanositi sistemi premaza antikorozijske zaštite bez ikakvih smetnji u daljem postupku.

Priprema površine od nerđajućeg čelika

Ako površine od nerđajućeg čelika moraju da se prevuku premaznim materijalima, uklanjanje nečistoća (ulja, masti) obavlja se pranjem u organskim rastvaračima ili deterdžentima. Pre nanošenja premaza površine se potpuno osuše.

Priprema površine od lake legure

Čišćenje i odstranjivanje nečistoće (ulja, masti) obavlja se pranjem sa organskim rastvaračima. Ne upotrebljavaju se alkalna i kisela sredstva za pranje. Ne primenjuje se postupak sa abrazivom. Fino polirane površine matiraju se blagim brušenjem papirom do 120–150.

Priprema površina od drveta ili sličnih materijala

Pre nanošenja premaznih sredstava drvene površine se glačaju abrazivnim papirom i čiste od prašine materijalom koji ne ostavlja mrlje.

Vlažnost površina od drveta na kojima se nanose premazi moraju biti između 12 i 18%.

Priprema površine od plastičnih materijala

Površine plastičnih materijala se moraju odmastiti podesnim rastvaračima, zatim se matiraju abrazivnim papirom 240–360 i očiste od prašine. Za čišćenje i odmašćivanje mogu se koristiti samo materije koje apsorbiraju a ne ostavljaju malje.

Postupak sa površinama elemenata već pokrivenih slojem osovinskog antikorozijskog premaznog sredstva i elemenata koji dolaze od podliferanta

Priprema površina obojenih delova koji dolaze od podliferanta izvodi se po istom postupku kao i priprema površina od plastičnih materijala.

Osnovni antikorozijski sloj mora biti kompatibilan sa narednim slojevima.

U suprotnom on se mora skinuti i zameniti osnovnim antikorozijskim slojem određenim u predviđenom sistemu premaznih sredstava. Napred navedeni postupci priprema površina primenjuju se u većini naših fabrika proizvođača teretnih kola, naročito u zadnjoj dečeniji, sa izgradnjom i primenom protočnih peskara za sačmarenje limova ili peskara za sačmarenje delova vagona.

IZBOR SISTEMA PREMAZNIH SREDSTAVA

Izbor sistema antikorozijske zaštite na teretnim kolima u toku proteklih 20 godina uglavnom je baziran na sledećim propisima: JŽS standardima, JUS standardima i UOC objavama. S obzirom na njihovu ulogu i mesto u sistemu zaštite, premazi mogu biti:

- osnovni,
- međupremazi i
- pokrivni premazi.

Prema vrsti veziva u proteklom periodu su se u antikorozijskoj zaštiti teretnih kola koristili sledeći premazi:

- alkidni i alkidno modifikovani,
- bitumenski,
- hlorkaučuk,
- vinilni,
- disperzioni PVA,
- epoksi premaz.

TABELARNI PRIKAZ SISTEMA PREMAZNIH SREDSTAVA

Tip premaza	Debljina suvog filma (mikrometara)	Ukupna debljina suvog filma sistema (mikrometara)
Sistem 1		
-osnovni premaz	alkidni sa cinhromatom	50–60
-međupremaz	alkidni sa gvoždenim oksidom I-pokrivni	50–60
-pokrivni premaz	alkidni sa gvoždenim oksidom II-pokrivni	40–50
		140 – 170

Sistem 2			
Osnovni premaz	alkidni sa cinhromatom	50-60	
- međupremaz	bitumenski I-pokrivni	60-70	
- pokrivni premaz	bitumenski II-pokrivni	60-70	170 - 200
Sistem 3			
- osnovni premaz	dvokomponentni epoksi premaz	20-30	
- međupremaz	dvokomponentni epoksi premaz I-pokrivni	70-80	
- pokrivni premaz	dvokomponentni epoksi premaz II-pokrivni	70-80	160 - 190
Sistem 4			
- osnovni premaz	dvokomponentni epoksi premaz	25-35	
- pokrivni premaz	dvokomponentni epoksi debeloslojni premaz	110-120	135 - 150
Sistem 5			
- osnovni premaz	jednokomponentni vinil kopolimer (Pomoprajmer)	15-25	
- pokrivni premaz	vinil-kopolimer debeloslojni	120-130	135 - 155
Sistem 6			
Osnovni premaz	jednokomponentni vinilkopolimer (Pomoprajmer)	15-25	
pokrivni premaz	hlor-kaučuk debeloslojni	120-130	135 - 155
Sistem 7			
- osnovni premaz	dvokomponentni epoksi premaz	25-35	
- pokrivni premaz	hlor-kaučuk debeloslojni	110-120	135-150
Sistem 8			
- osnovni premaz	dvokomponentni epoksi premaz	25-35	
- pokrivni premaz	vinil-kopolimer debeloslojni	120-120	135 - 150
Sistem 9			
- osnovni premaz	jednokomponentni vinil-kopolimer (Pomoprajmer)	15-25	
- pokrivni premaz	vodorastvorni debeloslojni premaz	120-125	135 - 150
Sistem 10			
- osnovni premaz	jednokomponentni epoksi premaz	80-80	
- pokrivni premaz	jednokomponentni poliuretanzirani alkidni premaz	50-60	130 - 140

TABELARNI PRIKAZ SISTEMA IZOLACIONIH SREDSTAVA

Sistem A			
- osnovni premaz	alkidni sa cinhromatom	60	
- međupremaz	disperziona boja	40	
- izolacija	izolaciona pasta Dizolin II	3000	
- pokrivni premaz	disperziona boja	40	3.140
Sistem B			
- osnovni premaz	alkidni sa cinhromatom	60	
- međupremaz	disperziona boja	40	
- izolacija	izolaciona pasta Dizolin III	3000	
- pokrivni premaz	disperziona boja	40	3.140
Sistem C			
- osnovni premaz	dvokomponentni epoksi premaz	20-25	
- međupremaz	hlor-kaučuk premaz	40	
- izolacija	izolaciona pasta Dizolin III	3000	
- pokrivni premaz	disperziona boja	40	3.100

Alkidni premazi sa većim ili manjim uspehom primenjuju se od 1963. godine sa formiranjem internih standarda Jugoslovenskih železnica JŽS V2058.

Prednost ovakve antikorozijske zaštite sa alkidnim sistemima je velika elastičnost filmova, niža cena materijala, kao i primena domaćih sirovina. Nešto duže vreme sušenja u odnosu na ostale sisteme proizvode tehnologiju primene.

Period od 1963. do 1970. karakteriše primena alkidnih osnovnih premaza sa minijumom, koji su u to vreme kod slabije pripreme površina (neizgrađene protočne peskare, samoručno čišćenje) odigrali bitnu ulogu u konduktometrijskoj zaštiti.

Zbog sve veće produktivnosti i zahteva za skraćanjem vremena izvođenja antikorozijske zaštite, krajem 1967. je u proizvodnji teretnih kola za antikorozijsku zaštitu počela i primena hlor kaučuka i vinilkopolimernih debeloslojnih premaza popularno nazvanih PVC premaza.

Nedovoljna priprema površina, karakteristična još uvek za taj period, kao i nepoznavanje tehnologije primene dali su negativne

rezultate primenjenih sistema i pored dobrog kvaliteta hlor kaučuka i vinilkopolimernih debeloslojnih premaza. Kvalitet debeloslojnih premaza potvrđen je kvalitetnom pripremom površina i kvalitetnom primenom, izgradnjom i uvođenjem, protočnih peskara namenjenih za pripremu površina.

Na dobro pripremljenoj površini epoksi sistem pokazuje veliku trajnost. Dvokomponentna epoksi premazna sredstva zbog načina umrežavanja daju filmove sa velikom mehaničkom otpornošću i odličnom postojanošću, naročito na vlagu, visoke temperature i hemikalije.

Dizolin II i Dizolin III su izolacione mase koje se za potrebe naših železnica primenjuju od 1970. godine, i to prvenstveno kod zatvorenih teretnih kola Gas i Gbs, za unutrašnjost krova i stranica sanduka.

Dizolin III je termička izolaciona masa na bazi PVA emulzije i plute. Neotrovna je i teško zapaljiva, male specifične težine i dobar izolator u debljini 2-3 mm. Nanosi se na unutrašnjost krova vagona.

Dizolin II je izolaciona masa na bazi PVA emulzije i drvene piljevine. Masa je neotrovna i teško zapaljiva. U debljini 2-3 mm presta-

vlja dobar izolacioni sloj za unutrašnje stranice vagona. Može zameniti ivericu od 20 mm, čime se smanjuje ukupna težina vagona.

Sa ciljem uštede naftinih derivata i doprinosa zaštita čovekove sredine 1977. godine primenjen je vodorastvorni debeloslojni sistem na bazi vodorastvorne alkidne smole. Vodorastvorni sistem je primenjen na temperaturi okoline + 10°C. Pregledom antikorozijske zaštite posle 3 godine, koja je izvedena vodorastvornim sistemom, konstatovano je da je zaštita u dobrom stanju. Princip vodorastvorljivosti postiže se neutralizacijom organskom bazom većeg broja karboksilnih grupa koje smola sadrži u svom sastavu. U takvom stanju smola je vodorastvorna, odnosno omogućuje se da se premaz u stanju primene razređuje vodom, a ne skupim organskim rastvaračima. Filmovi posle sušenja vodorastvornog sistema su nerastvorni u vodi.

Strožiji zahtevi po pitanju otpornosti na abraziju početkom 80-tih godina dovode do primene poliuretanziranih premaza sa velikom otpornošću na abraziju i atmosferilije.

Zahtevani kvalitet premaza za antikorozijsku zaštitu teretnih kola industrija boja i lakova »Pomoravlje« Niš bazira na svom dugogodišnjem istraživanju i praćenju postojeće antikorozijske zaštite u praksi i eksploataciji.

Tako su i nastali sistemi 1 i 2, Pomolin alkidni sistemi, sistem 3 i 4, Epolin dvokomponentni epoksi sistemi, sistem 5, Pomoprajmer – Vinilpom sistem, sistem 6, Pomoprajmer – Hloropom sistem, sistem 7, Epolin Hloropom sistem, sistem 8, Epolin Vinilpom sistem, sistem 9, Pomoprajmer akvalin sistem, sistem 10, Epodur polide sistem.

Mišljenja smo da su ovim sistemima obuhvaćeni svi glavni tipovi teretnih kola kako u novogradnji tako i u remontu.

USLOVI IZVOĐENJA ANTIKOROZIJSKE ZAŠTITE SA HTZ MERAMA I PROTIVPOŽARNOM ZAŠTITOM

Nanošenje i sušenje premaznih sredstava mora da se obavlja u prostorijama u kojima nema prašine i u kojima temperatura ne sme da bude niža od 12°C.

Realni uslovi primene su +5°C do +36°C sa max. vlažnošću 70%.

Dvokomponentna premazna sredstva ne smeju se nanositi na temperaturi nižoj od +15°C.

Nanošenje sistema premaza obavlja se klasičnim prskanjem ili aerles-uređajima. Međufazno sušenje, kao i potpuno sušenje propisuje proizvođač premaznih sredstava.

U cilju zaštite zdravlja i bezbednosti radnika, zaštite materijalnih dobara i životne sredine, propisuju se i mere zaštite.

Štetne materije su u organskim rastvaračima. Da bi se umanjilo dejstvo toksičnih materija rastvarača, propisuju se lična i kolektivna zaštitna sredstva. Lično zaštitno sredstvo je maska za dovod svežeg vazduha radniku, a kolektivno što veća humanizacija radnog mesta, dobro provetravanje za vreme nanošenja, tj. primena uređaja koji radnu atmosferu čine normalnom. Proizvođač premaza deklarise klasifikaciju po protivpožarnoj zaštiti.

GARANCIJA

Danas se u Jugoslaviji za postojanost sistema antikorozijske zaštite na teretnim kolima zahteva garancija od 5 godina.

EKONOMIČNOST PROJEKTOVANE ANTIKOROZIJSKE ZAŠTITE NA TERETNIM KOLIMA

Antikorozijska zaštita mora imati tehničko i ekonomsko opravdanje. Od dva ponuđena sistema istih zaštitnih osobina primeniće se onaj koji ima jednostavniju i ekonomičniju primenu.

U ekonomici zaštite mora se govoriti o ceni zaštite po jedinici površine i vremenu trajanja. Duža eksploatacija bez oštećenja ukazuje na veliki ekonomski značaj jer je svako povlačenje vagona za reparaturu u kraćem vremenskom periodu veoma skupo.

Antikorozijska zaštita teretnih kola u proteklih 20 godina je zahvaljujući ekipi stručnjaka, koji su radili i na proizvodnji i na primeni sistema premaznih sredstava, prerasla od zanatske primene u tehnološku primenu, sa svim pratećim elementima projekata potrebnih za tu svrhu.

Danas se skoro u svim fabrikama proizvođača teretnih kola sa mašinskim i ostalim projektima uporedno izrađuje i projekat antikorozijske zaštite.

LITERATURA

- B. Pavlović, dipl.inž.,
Š. Kiraj, dipl.inž. – Antikorozijska zaštita čeličnih i betonskih konstrukcija
L.J. Rašković, dipl.inž., – Primena osnovnih antikorozijskih premaza
O. Milosavljević, dipl.inž. – na konstrukcije čelike i njihov uticaj na
B. Stanojević, dipl.inž., – kvalitet zavarenog spoja
J. Predojević, dipl.inž. – Primena UIC normi u remontu šinskih vozila
Dr R. Pitter, – Synthetische Wasserlösliche Bindemittel; – Međunarodna železnička unija UIC norme 842-1, 2, 3, 4. Prvo izdanje 1.07.75; – Interni standardi Jugoslovenskih železnica JŽS V2058 premazna sredstva za zaštitu teretnih kola svih vrsta; Tehnički uslovi za izradu i isporuku Prvo izdanje 1963. – JUS standardi; Katalog proizvodnog programa Industrije boja i lakova »POMORAVLJE« NIŠ.

Adresa: dr Ljiljana Rašković, dipl.inž. »Pomoravlje« NIŠ.

Razvoj kočnih blokova i regulatora kočnog polužja tipa MZT

Mr. Ivan MICKOSKI, dipl.inž.

UDK 629.4.077

Za poslednje tri-četiri godine u MZT su razvijena četiri tipa kočnih blokova i jedan univerzalni regulator kočnog polužja tipa RKP-MZT.

Od blokova su u MZT razvijeni tipovi BCR BCR-K, slika 1 i slika 2. Ovi blokovi su momentalno u upotrebi na mreži JŽ. Prvi je namenjen za dobijanje sile na radnom vremenu do 300 (daN), a drugi do 6000 (daN). Na slici 3 dat, je primer kako se oni montiraju, a na slici 4 dijagram na kome su prikazane sile koje proizvodi blok BCR, u zavisnosti od prenosnog odnosa i dijametra cilindra. Na slici 5 dat je blok-cilindar BCRA. To je jedna novija varijanta prenosnog BCR, a razlikuje se po tome što je regulacija zavora automatska u oba smeru. Na slici 6 dat je blok BCRT, i on je najnovija izvedba ovih blokova. Glavno obeležje ovog bloka je u tome što se može ugraditi u sklop radnog polužja, kao što je dato na slici 7. To je jedan tip pli-

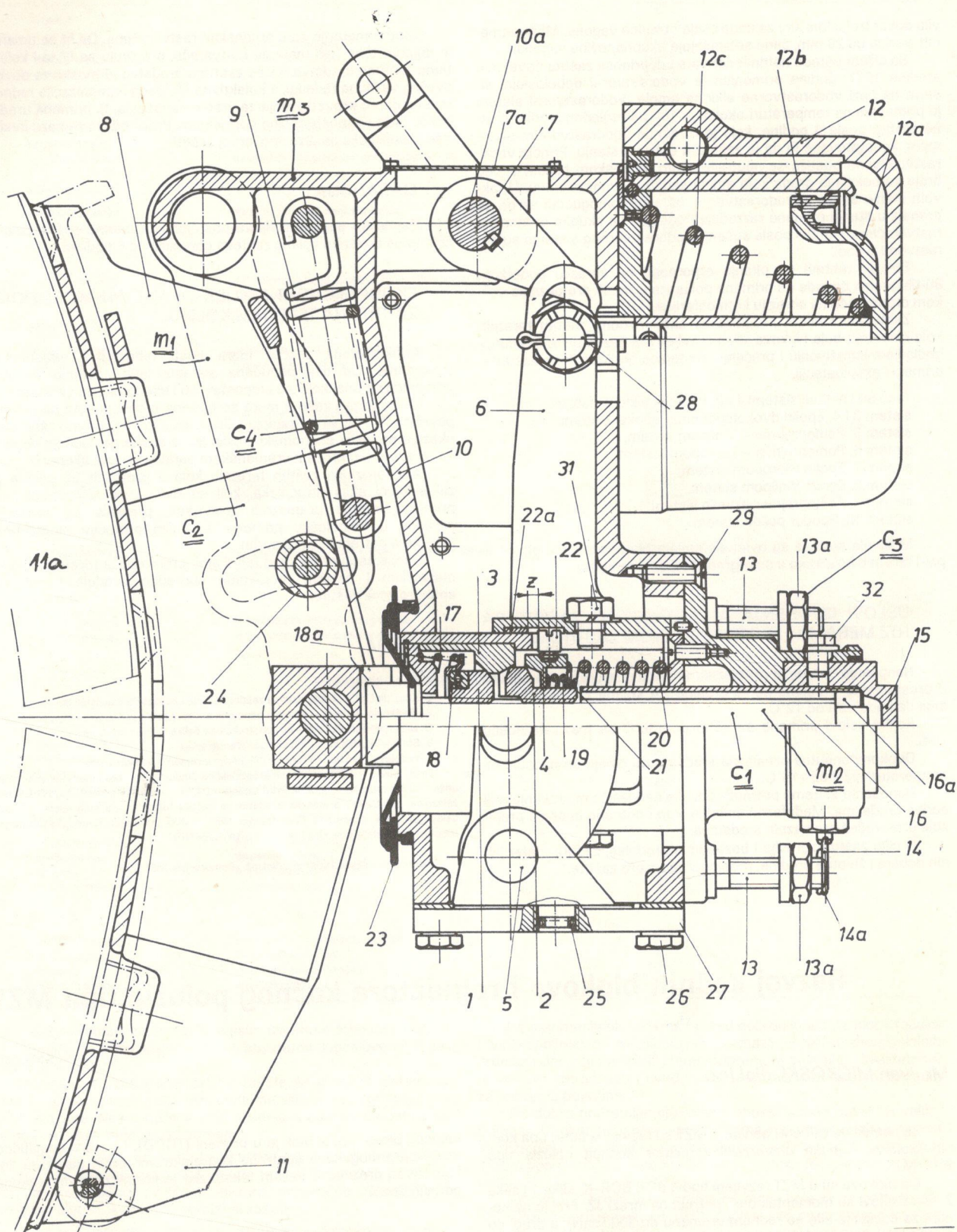
vajućeg bloka. I ovaj blok je u primeni (TČDD). Njegovo specifično vezivanje omogućava upotrebu kod elektromotornih garnitura, lokomotiva i drezina. U daljem tekstu dat je kratak opis za svakoga od ovih tipova.

1. BLOK-CILINDAR REGULATOR – BCR

1.1. Opis mehanizma

Novi kočni mehanizam je aparat koji se sastoji iz tri sklopa, slika 1;

- kočnog cilindra (12),
- regulatora (1, 2, 3, 4, 5, 13, 14, 15, 16) i
- kućišta (10).

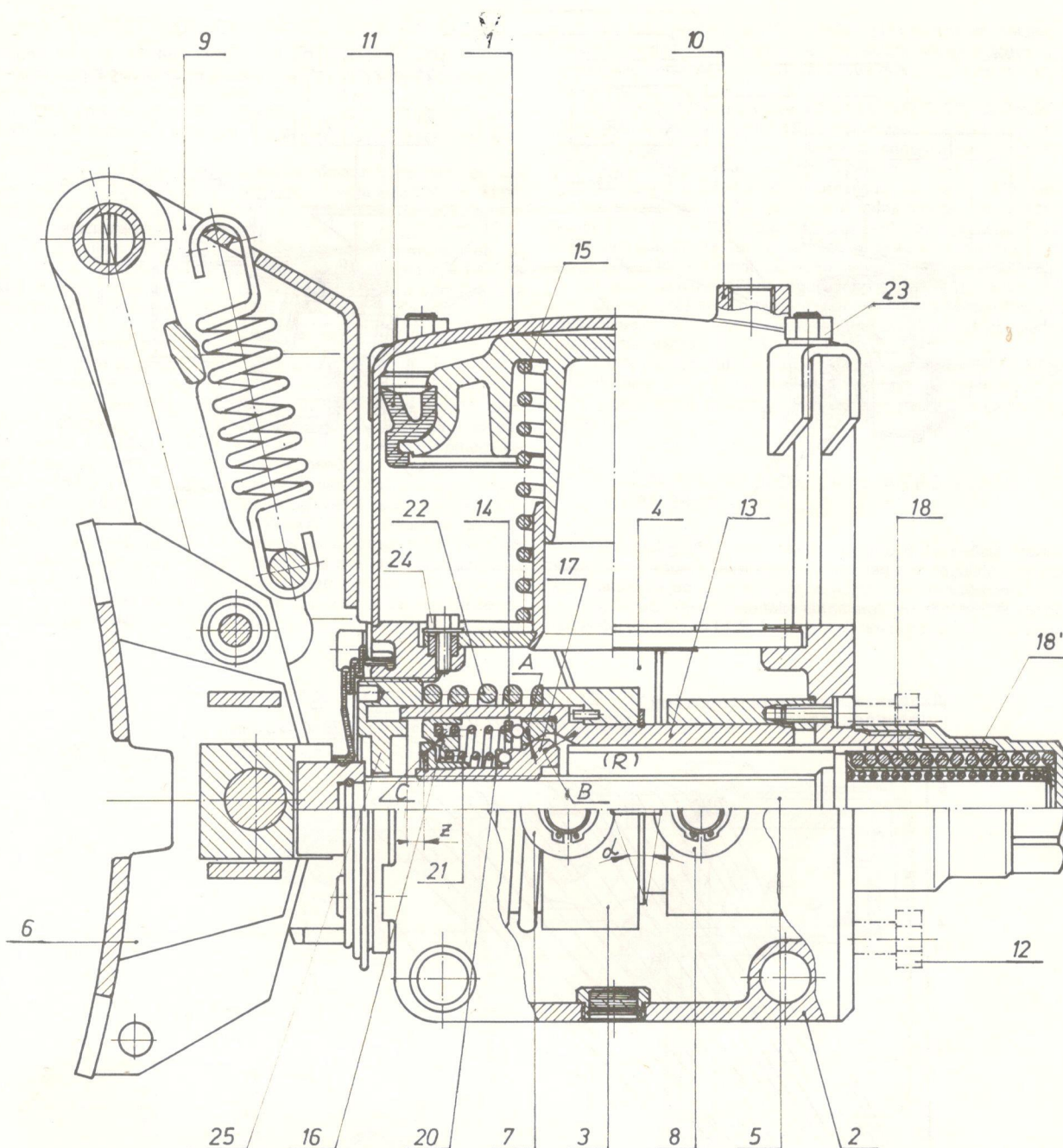


Slika 1

Kočni cilindar sa svojim elementima i pomoću sabivenog vazduha proizvodi i prenosi kočnu silu na regulator.

Regulator prenosi kočnu silu na kočne površine (papuče) (11a), istovremeno skraćujući ili produžavajući regulacionu dužinu vretena, čime se postiže održavanje željenog zazora između papuča (11a) i točkova.

Kućiste povezuje u jednu celinu kočni cilindar, regulator polužja sa vešalicama i elementima vezivanja, tako da predstavljaju zaseban kočni blok. Namenjen je za ugradnju u železnička vozila, prvenstveno samostalno, kod vozila koja zahtevaju velike kočne sile može se koristiti i za kombinovanu kočnicu kod težih kola sa većim kočnim silama.



Slika 2 – Blok cilindar BCRK – 8»

1.2. Rad aparata

Pod dejstvom zbijenog vazduha klip (12a) potiskuje polugu (6) koja se obrće oko osovinice (5) i istovremeno gura pritisni deo regulatora (3), koji silu prenosi na radnu navrtku (1), a ona potiskuje regulaciono vreteno (16) povezano za papuče (11a), preko kojih se sila prenosi na točak vozila.

Produžavanje vretena automatski otpočinje onog momenta kad palac (22) nalegne na graničnik (22a). Tada se radna navrtka (1) zajedno sa vretenom pomera napred, dok se regulaciona navrtka (2) koja reguliše pomeranje (produžavanje) vretena pod pritiskom opruge (19) obrće i vraća u zahvat sa čaurom (4), čime je produžavanje završeno. Mera »z« je zazor papuče i točka koji treba savladati.

Promena istrošenih papuča se vrši ručno, okretanjem šestorke (15) nakon što se prethodno povuče utvrđivač (14) nadole i okrene za 90°C. Najveće produžavanje vretena je 160 mm (automatski) a skraćivanje je ručno. Vreteno je do regulacione navrtke (2) gotovo vođeno po celoj dužini, što je velika prednost ovog aparata nad sličnim kod kojih to nije slučaj.

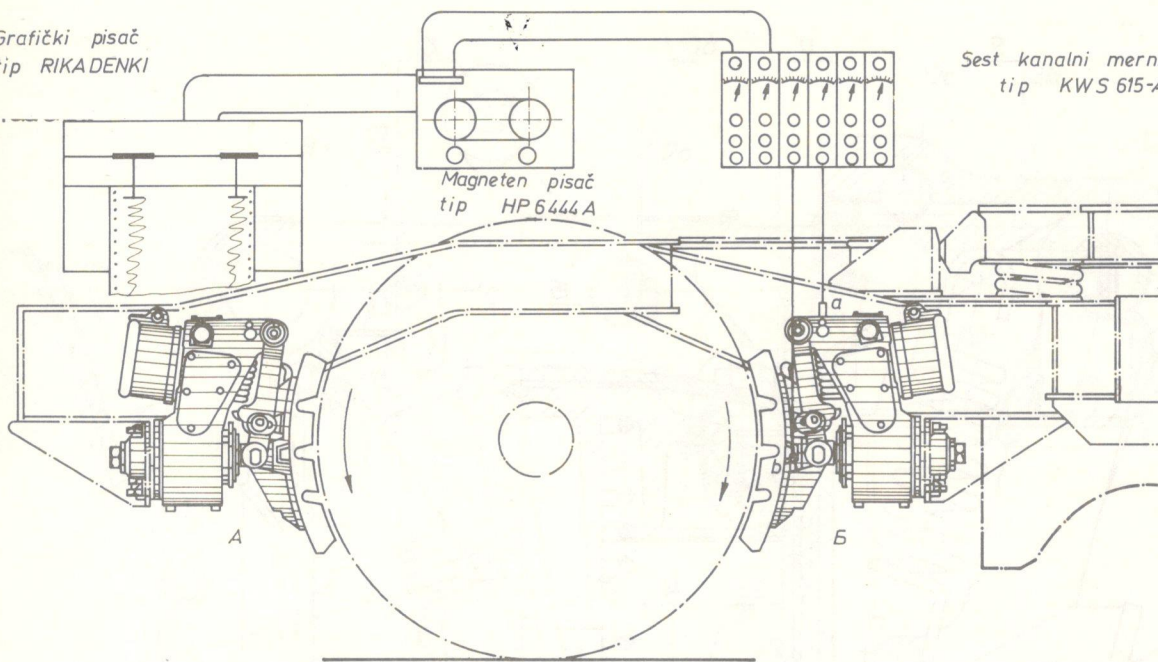
1.3. Tehničke karakteristike

– veličina zazora »z«	0 – 20 mm
– maksimalan hod klipa	90 mm
– maksimalna regulaciona dužina	160 mm
– najveća sila na papuču	60 kN
– težina bloka sa nosačem papuča	0,75 kN

Grafički писаč
tip RIKADENKI

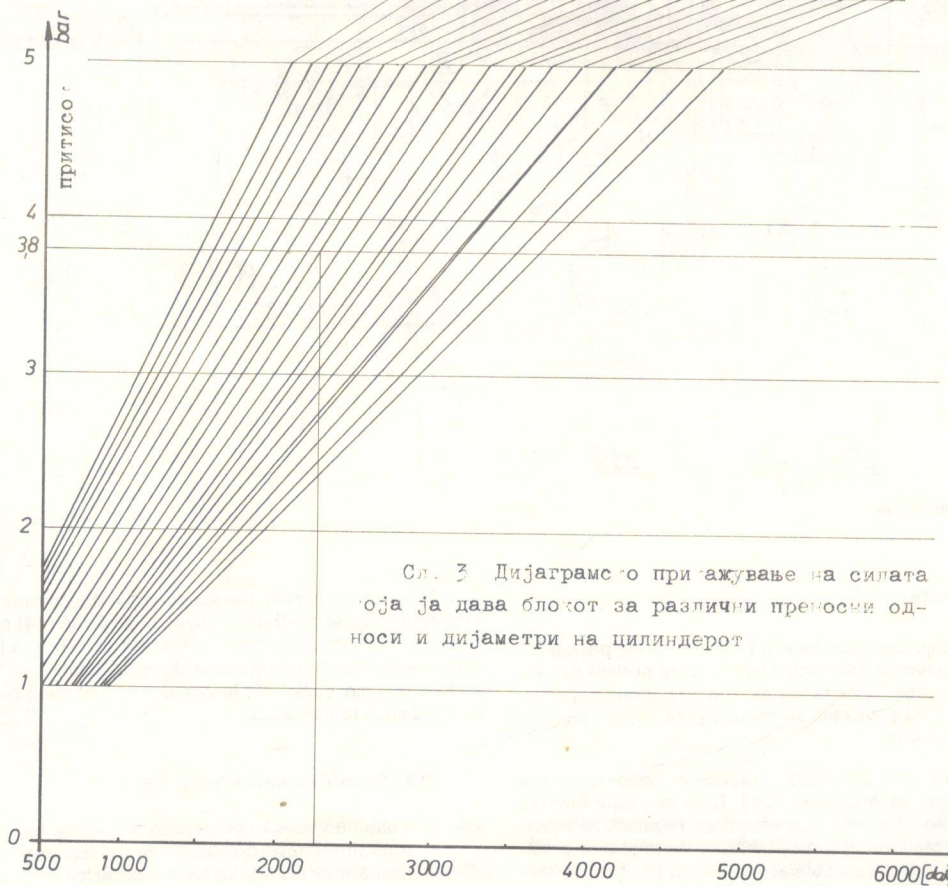
Šest kanalni merni most
tip KWS 615-A-HBM

Magneten писаč
tip HP 6444 A



Slika 3 – Ugradba bloka

Дијаметар на цилиндерот (мм)	127	140	152	165	178
преносен однос.	3638 4 483638 4 423638 4 423638 4 423638 4 42				



Slika 4

2. KLINAST BLOK-CILINDAR REGULATOR-BCR-K

Klinast blok-cilindar regulator – BCR – K spada u vrstu kočnih aparata koji se koristi za dobijanje kočnih sila jačine (12 – 27) KN.

Ovaj tip je prvenstveno namenjen za ugradnju u kombinovanim kočnicama putničkih kola gde su potrebne kočnice sile u gore datom dijapazonu.

Ako se uzme da je pritisak koji se dovodi konstantan $p = 3,8$ bari $\pm 0,1$, sila na papuču se dobija kao funkcija ugla klina (α) i golumine kočnog cilindra $F = F(\alpha, d)$
 d – dijametar kočnog cilindra.

Dobijanje sile zasniva se na dobro poznatom principu mogućih pomeranja, odnosno uravnotežavanja radova aktivne sile (sila na klip cilindra) i reakcije veza (klin – regulator). Tada suma radova reakcije veza i aktivna sila mora biti ravna nuli.

2.1. Rad aparata

Pod dejstvom zbijenog vazduha, koji se dovodi u kočni cilindar (1) preko priključka (10), klip se pomera naniže gurajući klin (4) između ležajeva (7) i (8) je fiksiran, dok se ležaj (7) pomera zajedno sa pritisnom čauru (13), prenoseći silu stvorenu u kočnom cilindru (1). Pritisna čaura (13) dalje deluje preko ležaja (14) i opruge (24) na čauru (16) koja naleže na radnu navrtku (17). Na taj način je omogućeno da spojka (A) bude uključena. Istovremeno, radno vreteno (5) pod dejstvom sila opruga (18) i (18) teži ka izvlačenju. Spojka (A) je u zahvatu sve dok onog momenta dok čaura (16) ne udari u regulacioni prsten kućišta (25), odnosno dok se ne savlada mera (Z). Kada se to postigne, čaura (16) se zaustavlja, radna navrtka (17) teži da produži svoje kretanje.

No, kako preko čaure (16) i ležaja (14) naleže na oprugu (24), može slobodno da se okreće, a regulaciono vreteno (5) pod dejstvom sile opruga (18) i (18) izduži sve dok papuče ne nalegnu na točak vozila.

Dok traje ovo izduživanje vretena spojka (A) je razdvojena po prestanku izduženja, spojka (B) dolazi u zahvat i počinje prenošenje kočne sile na regulaciono vreteno, odnosno papuče pošto je okretanje radne navrtke (17) onemogućeno.

Ako papuča udari u točak pre nego što čaura (16) nalegne na kućište, spojka (A) se razdvaja, a radna navrtka se okreće oko ležaja (20). Pri tome se okreću čaura (16) i opruge (21) i (24). To traje sve dok se ne ostvari zahvat sa pritisnom čauru (13), te spojka (B) dođe u zahvat, odnosno ostvari prenošenje sile kočenja preko radne navrtke (17) na regulaciono vreteno (5) i papuču.

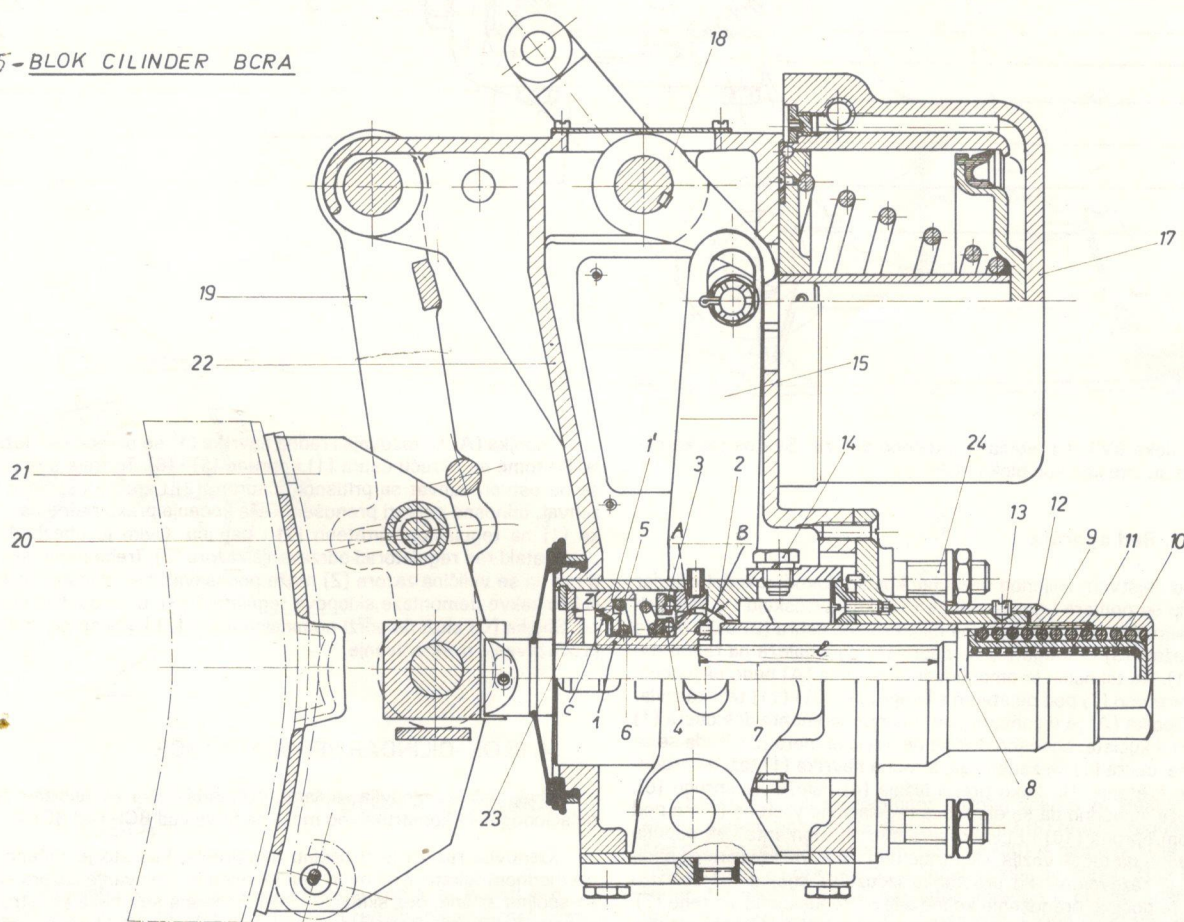
Opruga (22) služi da vrati regulator pri povratnom hodu klipa (otkočivanje). Ovim je obezbeđen automatski rad regulatora i održavanja zazora (Z).

Treba napomenuti to da se veličina zazora može podešavati bez skidanja bloka ili bilo kakve demontaže podsklopova regulatora, odnosno sa spoljašnje strane, pomeranje regulacionog prstena (25).

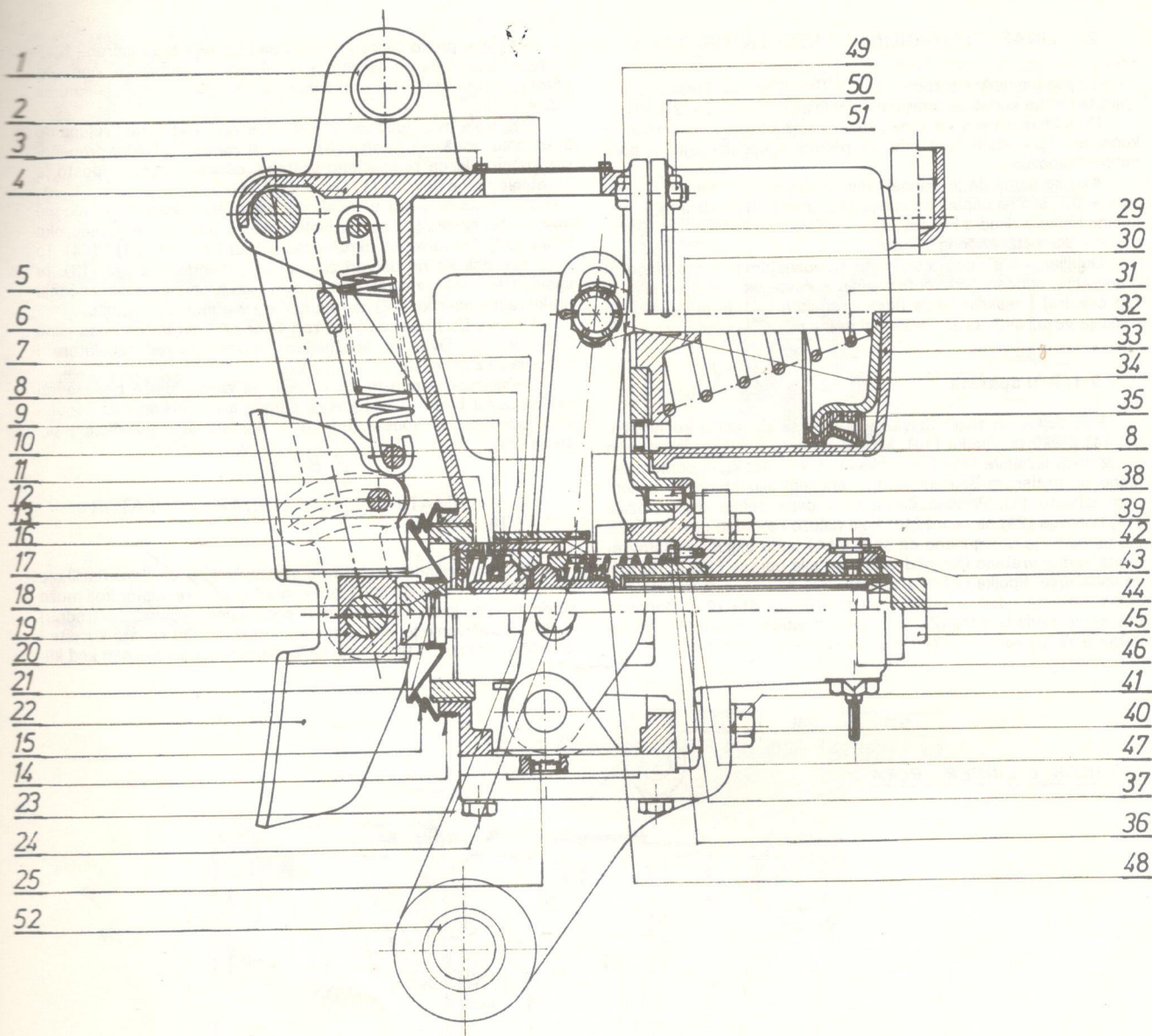
3. AUTOMATSKI BLOK-CILINDAR REGULATOR TIP BCR-A

Ovaj blok-cilindar pretstavlja varijantu BCR uređaja. Razlikuje se od BCR po tome što je u njemu ugrađen novi regulator koji može automatski sa jednim kočenjem da popuni celu regulacionu (radnu) dužinu. Skraćivanje je isto tako automatski. Koristi se isto kućište i isti kočni cilindar od BCR. Regulacioni deo je sličan sa onim kod kli-

5-BLOK CILINDER BCRA



Slika 5 – BLOK CILINDER BCRA



Slika 6 - BCRT

nastog bloka BVR-K i regulatora kočnog polužja. Sve ostale karakteristike su iste kao kod bloka BCR.

3.1. Rad aparata

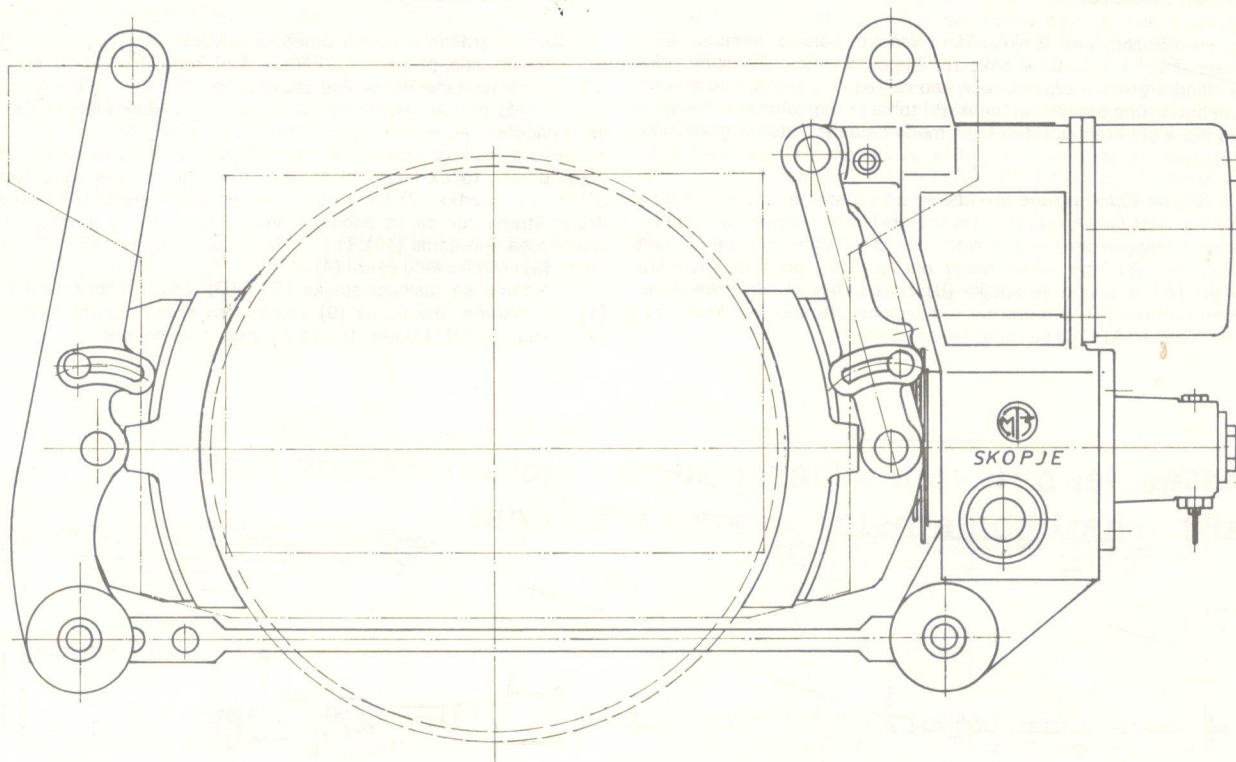
Pod dejstvom zbijenog vazduha, koji se dovodi u kočni cilindar (17), klip se pomera i grupa poluge (15) koje pritiskuju i guraju pritisnu čauru (2) prenoseći silu na njoj. Pritisna čaura (2) dalje deluje preko ležaja (3) i opruge (5) na čauru (1) koja naleže na radnu navrtku (1). Na taj način je omogućeno da spojka (A) bude uključena. Radno vreteno (7) pod dejstvom sila opruga (10) i (11) teži ka izvlačenju. Spojka (A) je u zahvatu sve do onog momenta dok čaura (1) ne udari u kućište, odnosno dok se ne savlada mera (Z). Kada se to postigne, čaura (1) se zaustavlja, a radna navrtka (1) teži da produži svoje kretanje. No kako preko ležaja (4) naleže na oprugu (6), ona može slobodno da se okreće, a regulaciono vreteno (7) se pod dejstvom opruga (10) i (11) pomera sve do momenta kad papuča ne nalegne na točak vozila. Dok traje ovo izduživanje vretena, spojka (A) je razdvojena. Po prestanku izduženja spojka (B) dolazi u zahvat te počinje prenošenje kočne sile na regulaciono vreteno (7), odnosno papuču pošto je okretanje radne navrtke (1) onemogućeno. Ako papuča udari u točak pre nego što čaura (1) nalegne na ku-

ćište, spojka (A) se razdvaja i radna navrtka (1) se okreće oko ležaja. Pri tome se okreću čaura (1) i opruge (5) i (6). To traje sve dok se ne ostvari zahvat sa pritisnom čaurom (2) i spojka (B) dođe u zahvat, odnosno ostvari prenošenje sile kočenja preko radne navrtke (1) na regulaciono vreteno (7) i papuču. Ovim je obezbeđen automatski rad regulatora i održavanja zazora (Z). Treba napomenuti i to da se veličina zazora (Z) može podešavati bez skidanja bloka ili bilo kakve demontaže sklopova regulatora (R), tj. sa spoljne strane. Spojka (C) služi da održi nominalnu meru (Z) kada se ne vrši ni produžavanje ni skraćivanje.

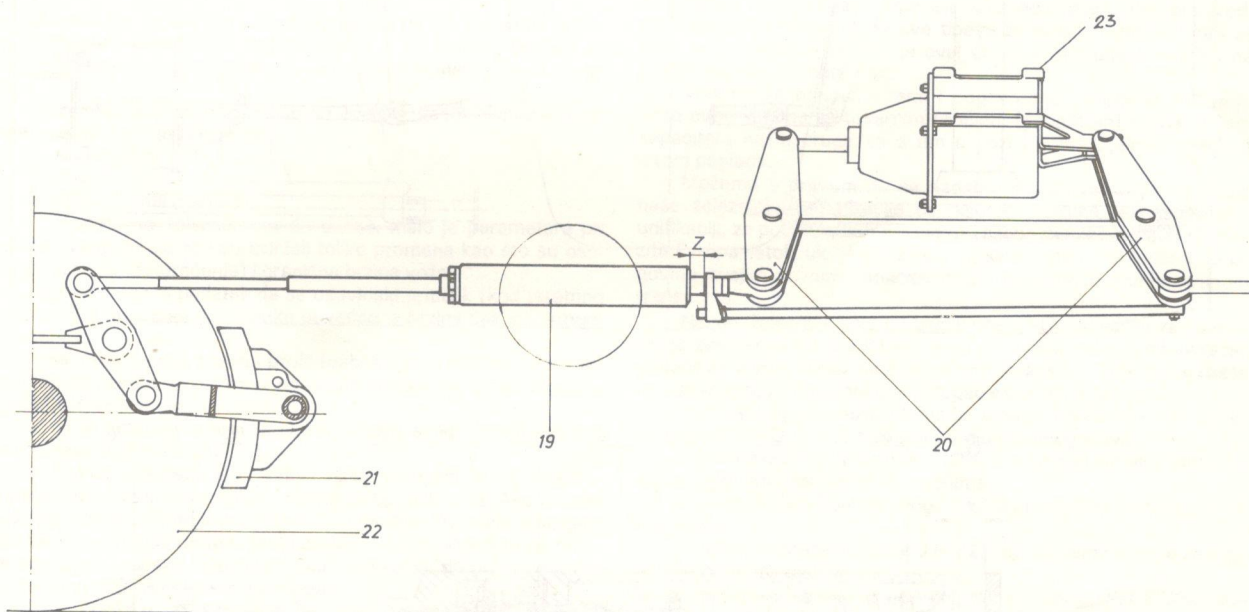
4. BLOK-CILINDAR REGULATOR BCRT

Ovaj blok je najnovija varijanta kočnih blokova. Mehanizam regulacionog dela konstruktivno može da bude i od BCR i od BCRA.

Osnovna razlika je u načinu montiranja, kao što je rečeno u prethodnom tekstu. Kod ovog tipa moguće je štelovanje zazora »Z« sa spoljne strane, bez skidanja bloka. Urađena su i neka konstruktivna poboljšanja u smislu demontiranja svih delova bloka bez njegovog skidanja.



Slika 7



Slika 8

5. REGULATOR KOČNOG POLUŽJA ZA ŠINSKA VOZILA

Regulator kočnog polužja za šinska vozila se koristi kod svih vrsta šinskih vozila. Pod automatskim regulisanjem zazora između točka i kočnih umetaka podrazumeva se održavanje konstantnog zazora između njih, bez obzira na istrošenja koja tokom kočenja nastaju kod kočnih umetaka, točkova i u zglobnim vezama polužja.

Na slici 8 vidi se regulator kočnog polužja za šinska vozila u okviru samog polužja. Na slici 8 pozicija (19) je sam regulator kočnog polužja obeležen krugom, pozicija (20) je samo polužje, pozicija (21) su umeci, pozicija (22) je točak vozila, pozicija (23) je kočni cilindar. Na slici 9 vidi se regulator ugrađen u obrtno postolje. On može da bude jednosmerni i dvosmerni. Oklop ovog regulatora se ne okreće pri radu, što omogućava njegovu montažu u obrtno postolje. Regulacione dužine skraćivanja i produžavanja su od 200 do 600 mm.

5.1. Delovanje

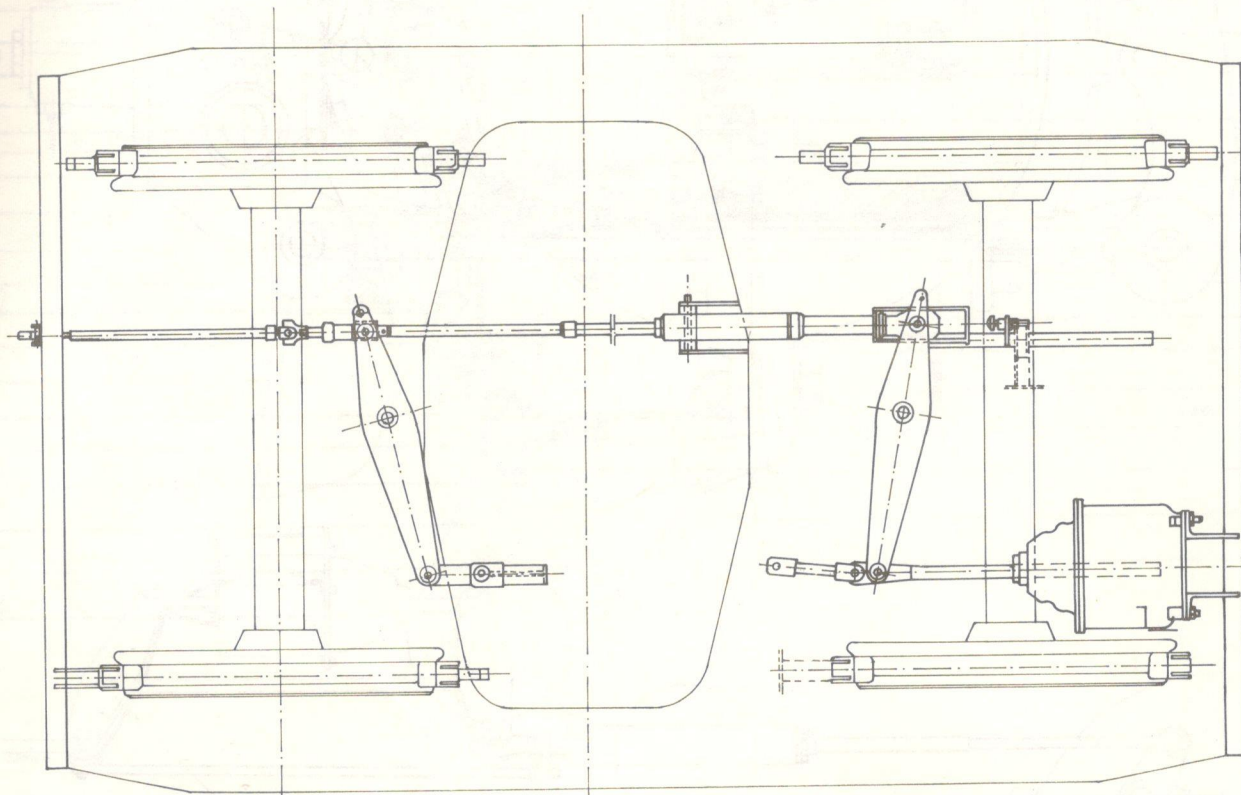
Kad je regulator u slobodnom kočnom polužju, onda su sklopljene sklopke A, C, D i E, slika 10. Pri pojavi kočne sile klipna poluga cilindra pozicija (23) povuče ceo regulator udesno, sve dok ne dosednu kočne papuče na točak. Pri tome je regulator redovno prešao put koji određuje mera (Z) između čela regulatora i graničnika (18).

Sila na klipne poluge prenosi se na vreteno u prvi mah jedino preko opruga (11), (12) i (13) i navrtki (1) i (2), što omogućava elastično naleganje umetaka. Povećana sila sa klipne poluge privlači radnu cev (3) koja sabija radnu oprugu (13), pri tome popušta spojka (A), a sklapa se spojka (B), preko koje se sila prenosi na radnu navrtku (2), a otuda na regulaciono vreteno (6) (kruti prenos). Spojke (A) i (C) su izvedene sa zupcima.

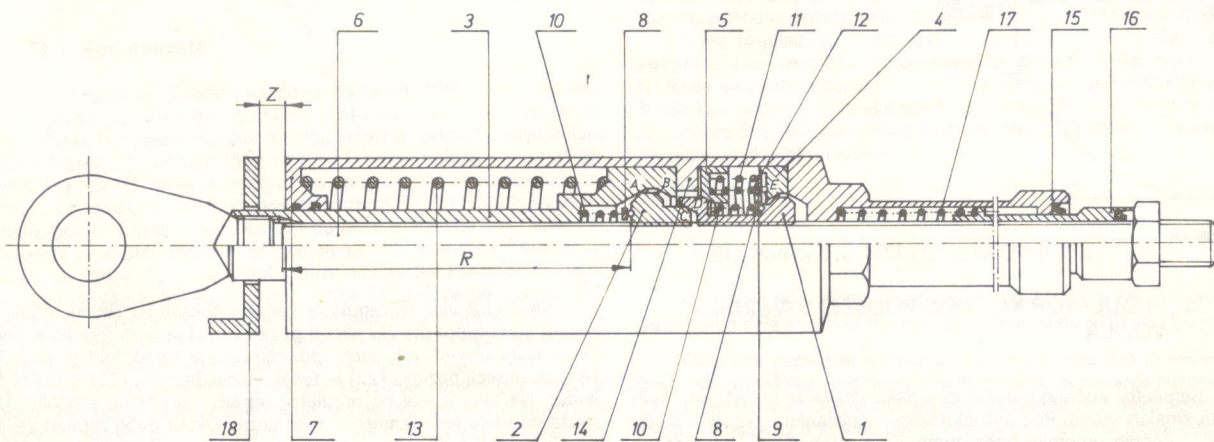
5.2. Skraćivanje

Ako se trošenje kočnih umetaka poveća, njihovo odstojanje od točkova tada primenom kočenja, kad regulator pređe meru (Z), još ne nastane dosedanje papuče na točkove. Prema tome, kad se čelo oklopa regulatora zaustavi na graničnik (18), nastavi se izvlačenje radne cevi (3), uz sabijanje radne opruge (13), što za neku meru koja premašuje meru (Z), a to je mera za koju bi se pojeli umeci, točak i zglobovi u polužju. Sklapa se spojka (B), radna navrtka (2) ide i vuče regulaciono vreteno (6) koje s druge strane želi da sa sobom povuče i regulacionu navrtku (1) zajedno sa oprugama (10), (11) i (12), ležajevima (8) i (9) pritisku čauru (5) i regulacionu čauru (4).

Pri tome se rasipaju spojke (C) i (D) a regulaciona navrtka (1) se pokreće oko ležaja (9) zajedno sa regulacionom čaurom (4), oprugom (10) i ležajem (8), zauzimajući novi položaj.



Slika 9



Slika 10 – Regulator kočnog polužja za šinska vozila

Kad sila na klipnu polugu kočnog cilindra isčezne, svi delovi se vraćaju u zahvat, kako je prikazano na slici 10, samo što je regulaciona navrtka (1) zauzela novi položaj u odnosu na regulaciono vreteno, pomerena u pravcu vučne sile na vreteno za meru za koju su se pojele papuče (umeci) ili su se manifestovale neke zagube u holu poluzja.

5.3. Izdužavanje

Ako se iz nekog razloga skрати odstojanje kočnih papuča od točkova, tada prilikom kočenja regulator ne pređe meru (Z) a papuče tek dosednu na točkove.

U prvi mah sila se prenosi na regulaciono vreteno (6) i dveju navrtki (1) i (2). Pri povećanju sile radna cev (3) sabija oprugu (13) i vuče sa sobom ceo oklop (7), tako da se oslobađaju spojke (A) i (E), navrtke (1) i (2) se okreću oko ležajeva (10) i (8), a vreteno izlazi udesno sve dok se ne postigne mera (Z). Pri tome regulaciona navrtka (1) i radna navrtka (2) se okreću zajedno u sklopu sa pritisnom čaurom (5) i zauzimaju novi položaj u odnosu na regulaciono vreteno (6) za dužinu koja je falila za postizanje mere (Z). Pri tome se okreće u opruge (11), (12) i (10). Skraćivanje zavisi od hoda radne opruge (13) do njene blokirane dužine a izduživanje vretena može da se vrši za celu regulacionu dužinu (R) odjednom.

(Adresa: mr Ivan Mickoski, dipl.inž. MZT Skopje).

Neki apsekti razvoja i modernizacije utovarno-istovarne tehnike u sistemu integralnog transporta

UDK 656.2.011.4

Dragomir JOVANOVIĆ, dipl.inž.

1. UNIVERZALNI VAGON ZA KOMBINOVANI TRANSPORT I SAVREMENA MANIPULATIVNA TEHNIKA ROBE U SISTEMU INTEGRALNOG TRANSPORTA U EVROPI

Povećanje kapaciteta postojećih pruga na JŽ, izgradnja novih, kao i moguća poboljšanja već dotrajalih je od velikog značaja za putnički saobraćaj, a još većeg za saobraćaj u komercijalnom pogledu.

Parametri koji direktno utiču na ovo su ujedno osnovni parametri gornjeg stroja železnica:

- osovinski pritisak,
- brzina,
- tovarni profil (gabarit).

Od postanka železnica pa do danas, malo je parametara pri projektovanju pruga koji su izdržali toliko promena kao što su osovinski pritisak (opterećenje) i granična brzina vožnje.

Interesan je podatak da se osovinski pritisak (kod teretnog saobraćaja) do danas petostruko povećao, a brzina čak višestruko promenila.

Nasuprot ovome, tovarni profil (gabarit) je praktično ostao nepromenjen i predstavlja jednu od slabih tačaka ne samo Jugoslovenskih železnica već i evropskih.

Ovo je osnovni razlog da su se gotovo sve železice našle u vrlo nezavidnom položaju:

– Kakvu ambalažu i na kakav način je voziti, a da troškovi transporta, uz sve komercijalne efekte, budu najmanji? Ako ovome dodamo stalnu prisutnu, poslednjih godina sve izraženiju, energetsku krizu, u pogledu nafte i njenih derivata, jasno je što su se mnoge poznate evropske železničke fabrike odlučile da pristupe rešavanju ovog vrlo kompleksnog problema.

S tim u vezi u našoj zemlji je bio svojevremeno izrađen prototip vagona za kombinovani transport, koji je po svojoj koncepciji bio pomalo u rešenju francusko-nemačkih tipova takvih vagona ali sa kompletnom domaćom opremom, o čemu je u časopisu »Železnice« (br. 5 od 1982) detaljnije pisano.

Ovaj vagon po svojoj univerzalnosti nije zaostajao za vagonom mnogo poznatijih evropskih firmi, kao što su Talbot, ANF, CIMT i dr., a u stvari predstavlja sintezu tehničkih rešenja koja daju prelaznu varijantu primenjene ideje evropskog već poznatog »poche-wagon-a« ili »tachenwagen-a« prilagođenog uslovima naših železnica.

– Naime, prilagođavajući konstrukciju ovog vagona UIC normama izbegao se uvoz patentiranih rešenja DV-a i SNCF-a, i to baš najskupljeg elementa: obrtnog postolja tipa »Y-31Cl.

– Posebna, prednost ovog univerzalnog vagona je da je konstrukcijom svoje šasije zadržao standardnu visinu odbojnika, a time se omogućilo njegovo uvrščavanje u redovne kompozicije, što kod takvog inostranog vagona nije ostvarljivo.

– Ukoliko bi se samoupravnim dogovorima između proizvođača železničkih vagona i naših železara obezbedila dugoročna proizvodnja osovinskih sklopova za sve tipove železničkih vagona, pa i za ovaj, onda možemo reći da je ovaj vagon u potpunosti izrađen od domaće opreme i materijala.

Vratimo se osnovnoj temi i odgovorimo na pitanje kakva je veza ovog vagona sa tovarnim profilom (gabaritom) i povećanjem kapaciteta naših pruga, te s tim u vezi i komercijalnim efektima u tom pogledu.

Možemo s pravom da se nadamo da bi ovaj vagon prinudio naše železničke organizacije da najbrže pristupe rekonstrukciji i unifikaciji, za početak, jedne osnovne saobraćajnice – glavnog tranzita Evropa-Istok, ukoliko bi želele da se uklape u međunarodnu trgovinu svojim voznim kapacitetima, prilagođenim kombinovanom transportu.

Naime, železnice koje su ujedinjene u »Organizaciju za kalabraciju železnice« (O S J D) rešile su da uvedu jedan jednoobrazan gabarit za vozila. Prelaz na ovaj gabarit, nazvan 1-WM, treba da se izvede etapno preko jednog »međugabarita« (O-WM).

Ispitivano je više različitih međunarodnih tovarnih profila i utvrđeno je da UI-Cl skreće najveću pažnju jer omogućava:

- prevoz drumskih vozova »EUROPA« (2,5 m širine, i 4,00 m visine u uglovima) na ovakvim vagonima,
- poluprikolica koje se mogu podići posebnom vrstom portalnog kрана,
- velikih kontenera visine 9,6« (2,9m), zapremine veće za 19% od kontenera sa visinom od 9«.

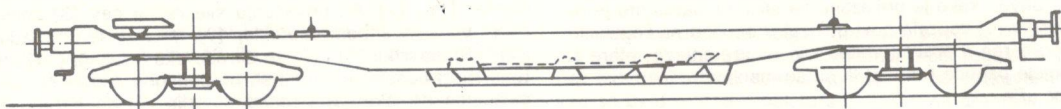
Povećanje kapaciteta prevoza takvim kompozicijama je očigledno, no još se ne može precizno utvrditi eksploatacioni vek utovarne instalacije, ambalaže i samog vagona.

Tako bi profil UIC-Cl dao prednost povećanju kapaciteta pruga sa potpunom doterminacijom tipa drumskog vozila koje se prenosi ovakvim vagonom.

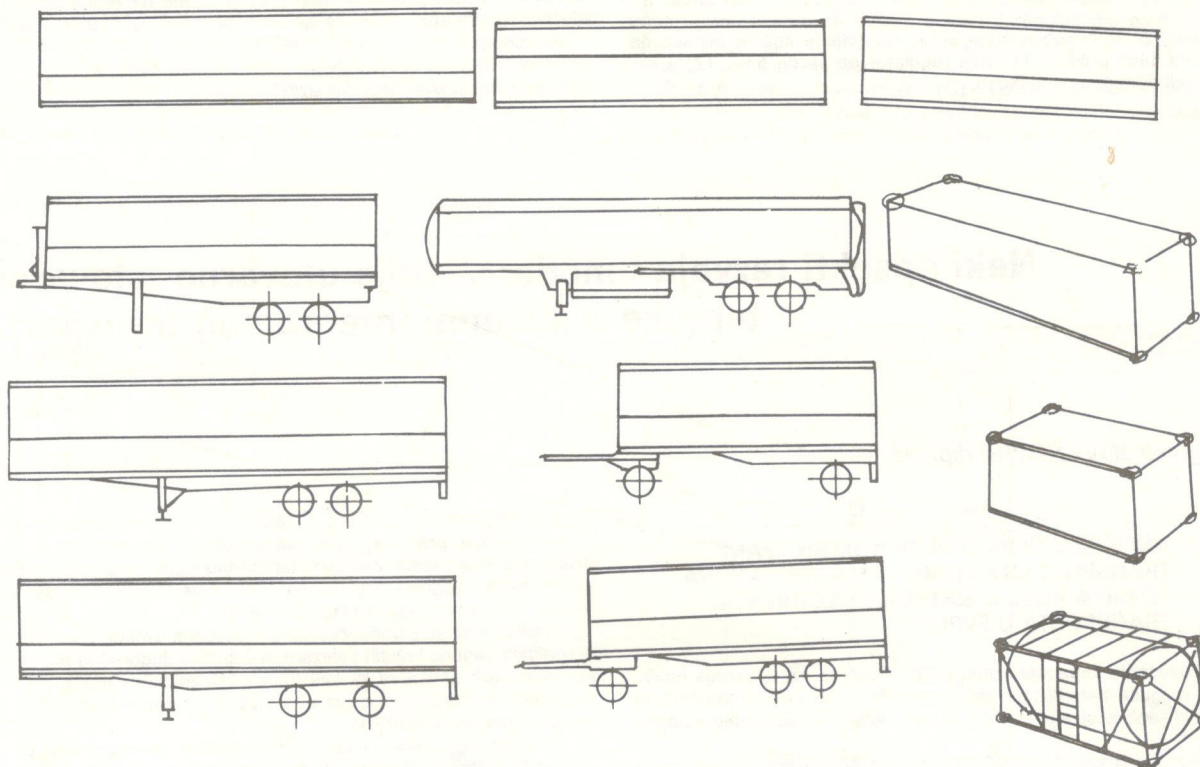
Kao što se vidi, efekat je dvojak, jer se pristupa i unifikaciji drumskih vozila i ambalaže koju ono transportuje.

Prelaskom na UIC-Cl koji nam nude OSJD naše železnice bi se uklopile u današnje i buduće težnje međunarodnog integralnog transporta sa značajnim parametrima u putničkom i teretnom saobraćaju:

- 200 km/h u prvoj fazi,
- 250 km/h u drugoj fazi eksploatacije,



Vagon tipa HSSV 81 sa ambalažom koju može prenositi



Slika 1

- vozovi TE-IC sa težinom od 350 t i 200 km/h,
- ekspresni vozovi sa težinom od 700 t i 160 km/h,
- brze teretne vozove od 1200 t i 100/120 km/h.

Na slici 2 prikazano je sadašnje stanje tovarnog profila u Evropi sa prelaskom na profil 1-WM.

Ovu šansu JŽ ne bi trebalo da propuste, i pored našeg zaostajanja sa razvojem kombinovanog prevoza, jer na našoj strani su:

- originalno, domaće i potpuno nezavisno tehničko rešenje vagona za kombinovani transport kao naš prilog rešenju kombinovanog prevoza i ublaženja energetske krize.

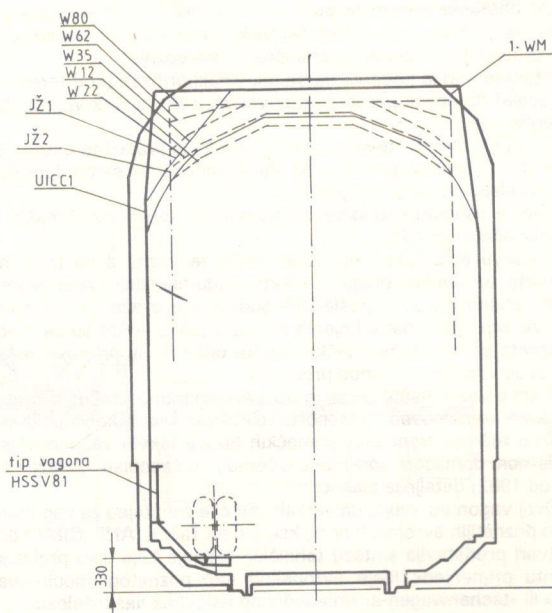
S pravom očekujemo da će naše železničke organizacije morati da sagledaju sve probleme i prihvate razvoj ovako značajnog poduhvata koji im se nudi.

2. UREĐAJI ZA PRETOVAR U KOMBINOVANOM PREVOZU »SIN-DRUM« SA VELIKIM UČINKOM

2.1. Novi portalni kran u kontenerskoj stanici Nemačkih železnica u Wuppertal-Langefeld.

Još 1967/1968. god. vršene su studije od strane DB za jedan standardan portalni kran velikog kapaciteta koji bi se instalirao u najvažnijim kontenerskim stanicama DB.

Došlo se do zaključka da bi on morao da raspolaže rasponom do 23 m, visine dizanja 8 m, a nosivosti do 35 t, s tim da poseduje i obrtnu ploču – prihvatni uređaj. Ovim bi se moglo da opslužuje kod normalnih kontenerskih stanica DB dvoutovarni, jedan utovarno-is-



Slika 2

tovarni (za poluprikolice) kolosek, kao i jedno ili dva mesta za lagerovanje kontenera. Do danas je izrađeno 34 takva kрана, s tim što se zbog kapaciteta pojedinih pretovarnih stanica moralo instalirati i po dva ovakva kрана. Kapacitet – radni učinak ovakvog tipa kрана je kod kratkih rastojanja bio: 20 kontenera, 13,5 »drumskih sanduka« ili poluprikolica na sat.

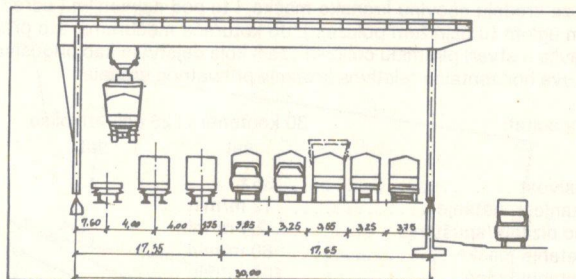
Kako se razvoj kombinovanog prevoza povećao i do 35% godišnje, te kako je iskustvo pokazalo da zbog osobenosti kontenerskog pretovara (među-garniranje), nedostatka prostora za lagerovanje pod manipulativnom površinom i dužine opsluživanja kompozicije (dužina kranske staze), koja vrlo nepovoljno utiče na tehnološko vreme pretovara, ubrzo se došlo do zaključka da hitno treba iznaći nova rešenja za ovakve uslove. (Pokazalo se takođe da je ubacivanje još jednog pretovarnog uređaja samo privremeno rešenje u tehnološki proces pretovara kod velikih kontenerskih stanica).

Postavljeni zadatak je ubrzo rešen na sledeći način:

- izborom većeg broja utovarnih koloseka,
- pogodnim rešenjem saobraćajnica za poluprikolice,
- povećanjem kapaciteta kрана i
- konstruktivnim rešenjem kranske hvataljke.

Prvi portalni kran za kontenere u Wuppertal-u je rešio većinu postavljenih zadataka, a pušten je u rad u januaru 1980. Izrađen je u fabrici Aumund iz Reinberg-a. Uređaj za prihvat (hvataljka) uradila je firma Bromma-Smides iz Valligby (Švedska).

Sa rasponom od 30 m i visine dizanja od 10 m (od Glš-a) do donje ivice obrtne platforme, uređaj prelazi preko tri utovarna koloseka (sl. 3), kao i preko drumske saobraćajnice širine 17,65 m.

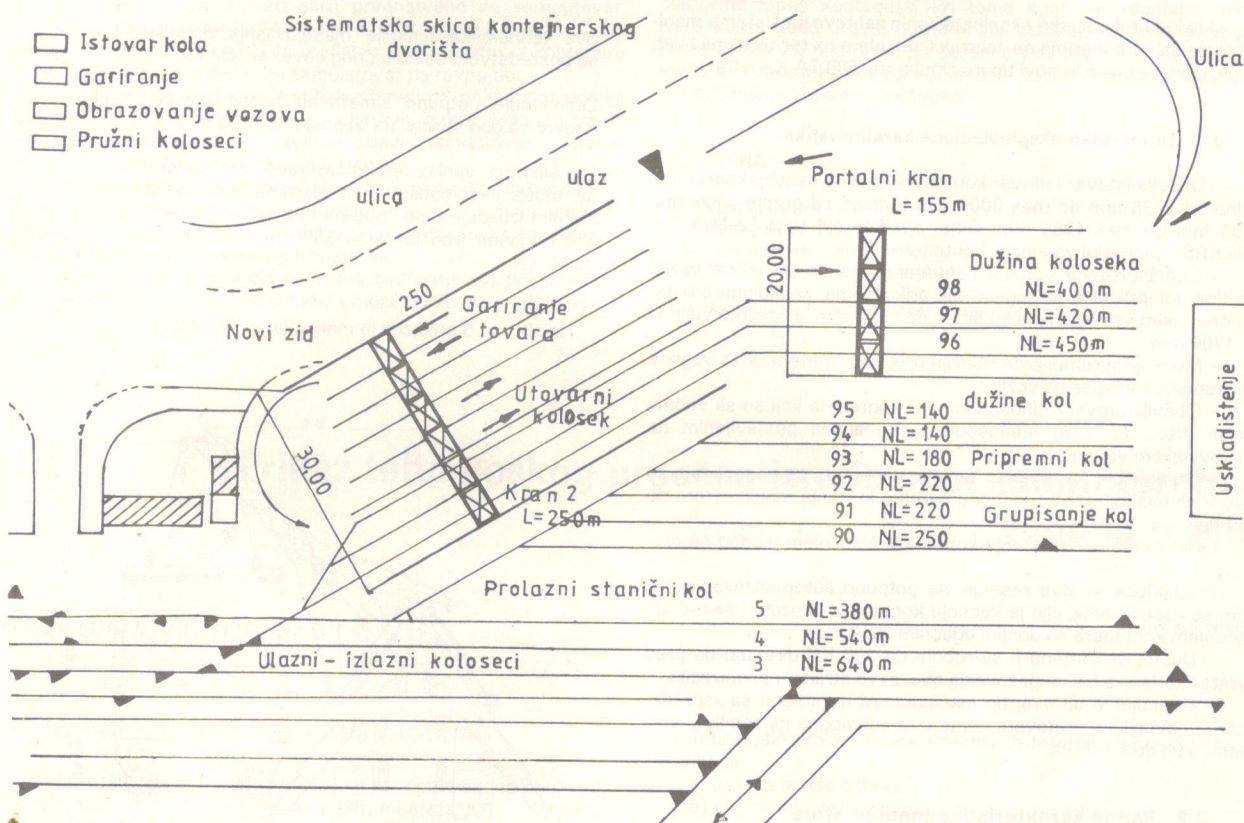


Slika 3

2.1.1. Konstruktivne karakteristike novog kрана

Kran u Wuppertal-u je izrađen od dva mostna nosača sa jednom mačkom (za razliku od portalnog kрана firme »Joseph Paris« instalisanog u predgrađu Pariza koji ima dve mačke) i raspona šina za mačku od 8700 mm.

Trčeci stroj je ostvaren od četiri pogonska postolja na koje se oslanjaju kraci kрана, a konstruktivno su rešeni tako da dva točka predstavljaju pogonsku celinu, a treći je odvojen i na njemu je takođe instalisan pogon.



Slika 4

Na spojnim vezačima krakova kрана na svakoj strani se nalazi po jedan prekidač koji samostalno stupa u dejstvo u mehanizmu »šinskih klješta«.

Ovakva konstrukcija trčecog stroja omogućuje usklađeno kretanje jednakom brzinom, a pri najnepovoljnijim uslovima opterećenja pritisak na točkove od max 260 KN.

Izborom tako velike brzine mačke (kod kрана firme »Joseph Paris« je tri puta manja) i na dužim rastojanjima postiglo se efektivno povećanje kapaciteta pretovara za 10%. Tako se pri većoj brzini,

dobija u vremenu, no ovo nije jedini preduslov za ovakvo povećanje kapaciteta. Glavni razlog gubitka na vremenu je izražen u nemogućnosti da se izbegne izgubljeno vreme pri klanjenju tereta i centriranju nauglica sanduka pri postavljanju na čepove (koje se treba izvesti sa tačnošću od ± 50 mm, što i vrlo iskusnom kranovodi ne polazi za rukom za vreme kraće od 40 s).

Kran u Wuppertal-u je zbog ovoga snabdeven sa prigušivačem za klatnasto kretanje prihvatnog uređaja (hvataljki), koji nije ništa drugo do: osam čeličnih užeta pomerljivih preko zajedničke kotura-

če za dizanje, a preko simetrično postavljene koturače koja je veza na srednju osovinu kranske mačke, i to pod najmanjim i određenim uglom (u najnižem položaju), do koturače međurama, što predstavlja u stvari piramidu čeličnih užadi koja djeluje kao prigušivač za sva horizontalno relativna kretanja prihvatnog uređaja.

Kapacitet:	30 kontenera i 25 poluprikolica
	sat sat
nosivost	35 t
dizanje/spuštanje	12 m/min
fino dizanje/spuštanje	2,4 m/min
kretanje mačke	60 m/min
kretanje kрана	100 m/min
okretanje	1,6 0/min
ugao okretanja	250°
težina (masa)	175 t
instalirana snaga	270 kw
metra do	14 m/s

Na slici 4 vidi se dispozicija svih instalacija kontenerske stanice za kombinovani prevoz u Wuppertal-Langerfeld-u

3. MANIPULATOR »DELTA« – JEDNO OD REŠENJA MANIPULATIVNE TEHNIKE BUDUĆIH TERMINALA ZA KOMBINOVANI PREVOZ

U sklopu tehnološko eksploatacionih zahteva na sistemu manipulisanja sa kontenerima na železnici, posebno na terminalima i van njega, izprojektovan je novi tip manipulatora: DELTA XX-209/1.

3.1. Tehnološko-eksploatacione karakteristike

– Obavlja istovar i utovar kontenera sa 2 i 4-osovinska vagona, širine od 2435 mm do max 3000 mm i visine od gornje ivice šina 1165 mm do max 1360 mm. Ovde spadaju svi tipovi železničkih kola KRS i specijalni vagoni za kontenere.

– Obavlja istovar i utovar kontenera na svim drumskim vozilima tipa poluprikolice sa tegljačima, prikolicama, kamionima i ostalim drumskim vozilima koja su širine do 2500 mm, a tovarne visine i do 1700 mm.

– Može istovremeno da obavlja pretovar kontenera sa vagona na drumska transportna vozila.

– Obavlja utovar, odnosno istovar kontenera koji su sa veoma malim (60...80 mm) međusobnim razmacima postavljenim na 4-osovinskom vagonu.

– Omogućuje pretovarne funkcije kontenera sa vagona čije su šine u nivovskoj razlici u odnosu na nivo kretanja manipulatora do 200 mm.

– Omogućuje uskladištenje kontenera slaganjem jednog na drugi.

Predviđena su dva rešenja: sa potpuno automatizovanim radom sa »spederom«, čije je kačenje kontenera odozgo, i sa ručnim kačenjem kontenera na donjim ugaonim ležištima.

– Dostavlja kontenere sa robom do 200 KN direktno do pred »vrata« korisnika bez angažovanja ma kakve strane mehanizacije.

– Očekujemo da ovaj tip manipulatora u varijanti sa »spederom«, obavi ciklus pretovara kontenera sa vagona na zemlju u vremenu od 3 do 5 minuta.

3.2. Radne karakteristike manipulatora

– Težina radnog uređaja koji se montira u šasiji poluprikolice: stabilizatori, glavni uređaj za dizanje sa hidrauličnim cilindrima, aprox.	7000 kg
– Težina poluprikolice bez nodnog stroja, aprox.	2500 kg
– Težina hodnog stroja sa 2 osovine komplet, aprox.	2500 kg
– Težina tegljača sa 3 osovine, aprox.	7000 kg
– Bruto-težina kontenera ISO, 1C-20ft	20200 kg

– Sopstvena težina »spredera« komplet, aprox.	800 kg
– Ukupna težina manipulatora – vučnog voza sa 5 osovine bez kontenera	19800 kg
– Ukupna težina manipulatora – vučnog voza sa kontenerom	40000 kg
– Dužina poluprikolice sa kontenerom i radnim uređajem	8500 mm
– Ukupna dužina manipulatora – vučnog voza, aprox.	11500 mm
– Transportna širina	2500 mm
– Transportna visina bez »spredera«	4000 mm
– Transportna visina sa »spederom«, aprox.	4150 mm
– Transportna visina sa kontenerom tipa 1CC	4090 mm

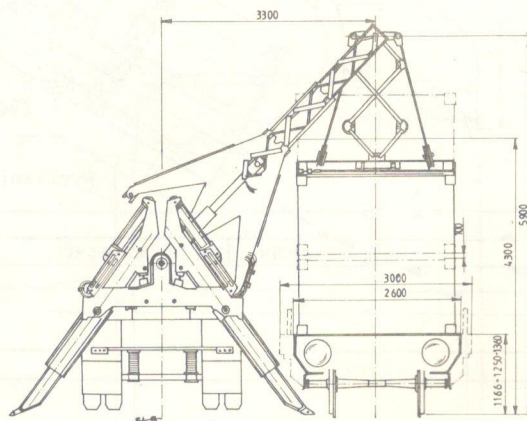
Napomena: Kod ovog tipa manipulatora uzet je tegljač sa visinom od zemlje do sedla 1300 mm u neopterećenom položaju, a zatim 200 mm do platforme poluprikolice, što ukupno čini 1500 mm visinu od zemlje do platforme poluprikolice u neopterećenom položaju. Međutim, izborom tegljača sa manjom visinom do sedla, ove visinske razlike mogu se ublažiti.

– Izbačaj šapa stabilizatora max	4850 mm
– Dubinska visinska razlika šapa stabilizatora	200 mm
– Sve tehnološke funkcije manipulisanja definišu se posredstvom samo jednog čoveka – šofera.	

– Omogućuje potpuno simetričan bočni utovar i istovar sa obe strane, na izbačaju od 3300 mm.

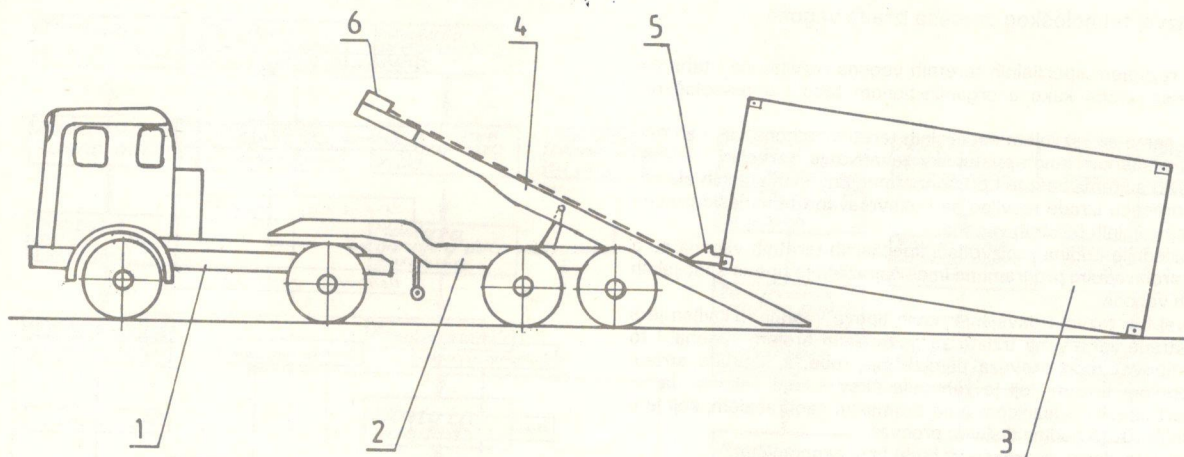
– U uslovima vankontenerskog rada, manipulator se može eksploatisati kao klasična dizalica sa bočnim izbačajem od 3300 mm i nosivosti do 200 KN, odnosno izbačajem od 5500 mm i nosivosti do 60 KN.

Na slici br. 5 prikazan je manipulator XX-209/1



Slika 5

– Korisna nosivost na izbačaju 3300 mm	200 KN
– Korisna nosivost na izbačaju od 5500 mm	60 KN
– Ukupna visina dizanja sa »spederom«	4200 mm
– Ukupna visina dizanja bez »spedera«	2655 mm
– Kompletna hidroinstalacija sa hidrocilindrima koju pokreće hidraulična pumpa tipa A2F12 sa 12xm ³ /0 – REXROTH radi sa pritiskom	260 bar



Slika 6

4. VOZILO ZA UTOVAR, TRANSPORT I ISTOVAR KONTENERA 20'

Specijalno vozilo SV-20 služi prvenstveno za samoutovar, transport i samoistovar ISO kontenera od 20'. Sastoji se od vučnog vozila (1) i poluprikolice (2) sa uređajem za samoutovar kontenera (3) sa ravnog tla, a takođe i za samoistovar na ravno tlo.

Uređajem se može prihvatiti kontener od nekog posrednika (kрана) na utovarnoj rampi, a potom, nakon željenog transporta, obaviti samoistovar i obrnuto, obaviti samoutovar, a istovar je moguć i pomoću posrednika na terminalu.

Ovim uređajem se omogućuje veza između velikih terminala i najmanjih korisnika kontenerskog transporta robe, koji ne poseduju nikakva utovarno-istovarna sredstva, kao i međusobno povezivanje manjih korisnika kontenerskog transporta.

Samoutovar omogućuje pokretna platforma (4) poluprikolice, koja se pomoću hidrauličnih cilindara može podići pod uglom od 25°

i dovesti u dodir sa tlom. Na platformi se nalaze pokretna kolica (5) sa uređajem za prihvat i zabavljanje kontenera. Pogon dobija ju od dvosmernog hidromotora (6), preko dva lančanika.

Vučna sila u granama lanaca omogućuje lagano podvlačenje platforme ispod kontenera. Pri tome kontener relativno miruje. Kada kolica dođu u svoj gornji krajnji položaj, kontener je zauzeo svoje mesto na platformi, pa se onda pomoću cilindara platforma vraća u horizontalni položaj i učvršćuje za šasiju poluprikolice. Istovar se obavlja obrnutim postupkom.

LITERATURA

1. Katalog: TALBOT
2. Katalog: NOVATRANS
3. Časopis: »Glaser Annalen« N°4/80
4. Časopis: »Rail International« N°10/80

(Adresa: Dragomir Jovanović, dipl.inž. Institut GOŠA Beograd).

Prikaz tehnološkog procesa izrade specijalnih teretnih vagona u MIN

Miloje GRUJOVIĆ, dipl. inž.

UDK 629.46.01/02

TEHNOLOŠKI PROCES IZRADE VAGONA

Tehnološki proces izrade specijalnih teretnih vagona obuhvata sve postupke od pripreme i izrade, preko montaže pa sve do finalnog bojenja i predaje vagona.

Izrada vagona je serijska, po tipovima, pa je tako treba i posmatrati.

Serijske su u proseku od 100 do 500 vagona, sa periodičnim ponavljanjem u izvesnim razmacima.

S obzirom da je proizvodnja serijska, usaglašeni su:

- protok delova, podsklopova i sklopova,
- unutrašnji i spoljni transport i
- izvršeno je normiranje i terminiranje procesa kako bi se izbegla uska grla u procesu proizvodnje.

Materijal je unificiran po dimenzijama i kvalitetu, što dovodi do svođenja škarta na minimum.

Tehnološki proces izrade specijalnih teretnih vagona može se podeliti na:

- a) proces izrade delova i
- b) proces montaže vagona.

Tehnološki proces izrade delova postavljen je tako da se ne menja sa promenom tipa vagona.

Izvršeno je normiranje i terminiranje za nekoliko različitih tipova vagona tako da je onemogućena pojava uskih grla u procesu proizvodnje.

Tehnološki proces montaže vagona je za svaki tip različito normiran i terminiran, kao i tehnološki proces izrade delova, tako da je smanjena mogućnost pojave uskih grla u procesu proizvodnje.

Ovako postavljen tehnološki proces bio bi dobar, ali se često ne obezbede delovi, pa nedostatak jednog dela onemogućuje sklapanje celog proizvoda.

Razvoj tehnološkog procesa izrade vagona

Sa razvojem specijalnih teretnih vagona razvijao se i tehnološki proces izrade kako u organizacionom tako i u tehnološkom smislu.

Ne samo sa razvojem specijalnih teretnih vagona već i sa razvojem i primenom novih postupaka zavarivanja, razvojem i primenom novih sistema zaštite i primenom pneumatskih steznih elemenata u procesu izrade razvijao se i usavršavao i tehnološki proces izrade specijalnih teretnih vagona.

Poslednjih godina proizvođači specijalnih teretnih vagona su u svojim proizvodnim programima imali najrazličitije tipove specijalnih teretnih vagona.

Ovaj brz razvoj i osvajanje novih tipova vagona uslovljen je s jedne strane zahtevima tržišta za povećanim brojem vagona, i to raznih tipova, zbog prevoza najrazličitije robe, a s druge strane energetskom krizom koji je zahvatila čitav svet i uslovlila da se transport obavlja železnicom a ne drumskim saobraćajem, koji je u poslednjih 10–15 godina doživio procvat.

Uslov je, dakle, da transport bude brz i ekonomičan.

Pod pojmom ekonomičnosti podrazumeva se, pored ekonomičnog transporta, i ekonomičan utovar i istovar vagona. Ovde se pre svega misli na opremljenost vagona raznim uređajima, mehanizmima i napravama za utovar i istovar vagona.

Kod utovara vagona zahtevi su da bude omogućen utovar dizalicom, pod silosom i utovar sa strane, a pri istovaru mogućnosti istovara usled sopstvene težine samog tereta, i to čitavog vagona, jednog dela vagona ili cele serije, dizalicom ili viljuškarom, i istovar vagona kipovanjem, tzv. kiper-vagonima.

Sa razvojem specijalnih teretnih vagona razvijao se i tehnološki proces izrade vagona.

U izradi delova treba reći da je ogroman broj odlivaka zamenjen delovima od zavarene konstrukcije zbog nedostatka livačkih kapaciteta. Sve više mesta u izradi vagona nalaze i delovi dobijeni prosecanjem i probijanjem.

Treba reći da je pneumatika našla svoje mesto u vagonogradnji u montaži. Svi alati za montažu opremljeni su pneumatskim steznim elementima, što je ranije rađeno ručno – mehanički-steznim elementima.

Novi postupci zavarivanja su nalazili mesto i u procesu izrade vagona.

Ovde posebno treba istaći primenu postupka tačkastog zavarivanja u vagonogradnji na izradi sklopova vagona kao što su vrata i krov.

Automatizacija sve više nalazi svoje mesto u procesu zavarivanja vagona.

Zavarivanje se izvodi stabilnim i okretnim alatima, a sve manje slobodno, čime se vidno smanjuje deformacija a poboljšava kvalitet.

Na usavršavanju procesa izrade vagona se radi ali da se dobije kvalitetan i jeftin vagon, treba još dosta raditi.

TEHNOLOŠKI PROCES IZRADE DELOVA VAGONA

Tehnološki proces izrade vagona (sl. 1) obuhvata:

- operacije izrade,
- operacije kontrole i
- operacije transporta.

Na šemi tehnološkog procesa izrade delova prikazane su samo operacije izrade.

Operacije transporta prikazane su linijama između operacija izrade, a smer kretanja dat je strelicom.

Na šemi nisu unesene operacije kontrole ali one postoje posle svake operacije izrade.

Operacije izrade delova mogu se svrstati u:

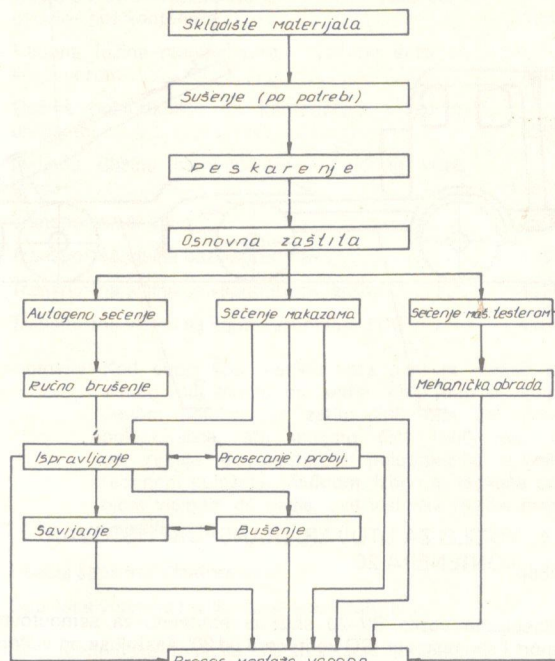
- pripremu,
- pečenje i
- preradu materijala ili izradu delova.

U pripremi materijala spadaju sledeće operacije:

- uskladištenje materijala,
- sušenje, po potrebi,
- peskarenje i
- osnovna zaštita.

Sečenje materijala obuhvata:

- autogeno sečenje,
- sečenje makazama i
- sečenje testerom.



Slika 1 – Tehnološki proces izrade delova

Prerada materijala ili izrada delova obuhvata sledeće operacije:

- ručno brušenje,
- mehaničku obradu,
- ispravljanje,
- savijanje,
- presecanje i probijanje i
- brušenje.

Izrada delova je serijska pa tehnološki proces mora biti normiran i terminiran kako bi se izbegla pojava uskih grla u procesu proizvodnje.

TEHNOLOŠKI PROCES MONTAŽE VAGONA ZA UGALJ

Tehnološki proces montaže vagona (sl. 2) obuhvata:

- operacije izrade i montaže podsklopova,
- operacije izrade i montaže sklopova,
- operacije montaže vagona,
- operacije kontrole i
- operacije transporta.

Izrada i montaža podsklopova obuhvata izradu podsklopova pojedinih sklopova ili podsklopova vagona, i to:

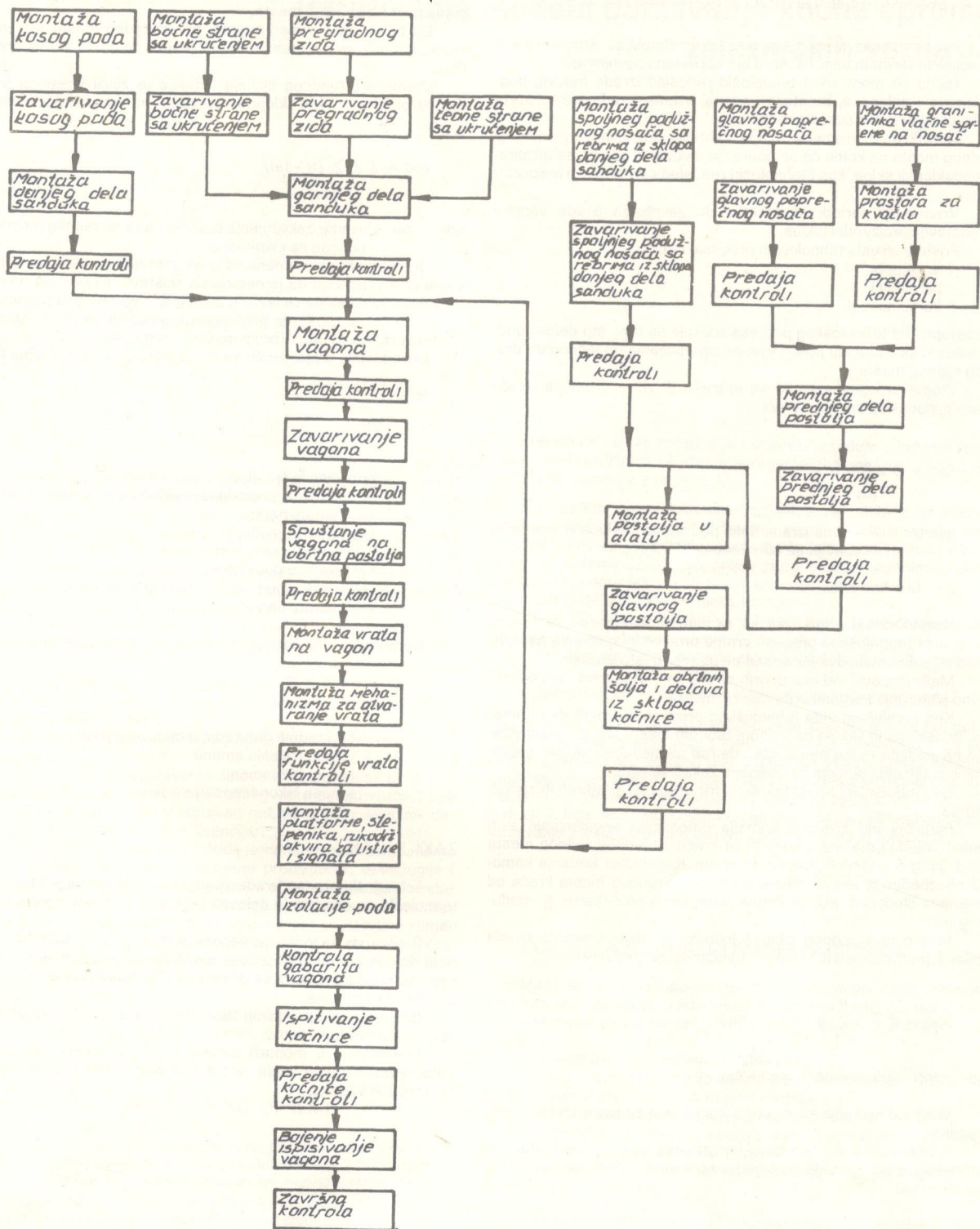
- montažu i zavarivanje kosog poda,
- montažu i zavarivanje bočnih stranica,
- montažu i zavarivanje pregradnih zidova,
- montažu i zavarivanje čeonih stranica,
- montažu i zavarivanje spoljnih podužnih nosača
- montažu i zavarivanje prednjeg dela postolja.

Izrada i montaža sklopova vagona obuhvata:

- izradu, montažu i zavarivanje donjeg dela sanduka,
- izradu, montažu i zavarivanje gornjeg dela sanduka,
- izradu, montažu i zavarivanje postolja.

Montaža vagona obuhvata:

- montažu vagona u štandu,
- zavarivanje vagona,
- spuštanje vagona na obrtna postolja,
- montažu vrata i mehanizma za otvaranje i zatvaranje vrata,
- montažu platforme, stepenica, rukodrža i signala,
- ispitivanje kočnice,
- završno bojenje i ispisivanje vagona.



Slika 2 – Tehnološki proces montaže vagona za ugalj

Kontrole mogu biti:

- međufazne i
- završne.

Kontrolu izrade podsklopova i sklopova vrši međufazna kontrola.

la.

Kontrola montaže vagona, funkcije i mehanizma vrata, kočnice, gabarita vagona, natpisa i bojenja spadaju u završnu kontrolu.

Izrada vagona je serijska, sa periodičnim ponavljanjem, pa tehnološki proces mora biti normiran i terminiran da bi se izbegla pojava uskih grla u procesu izrade i montaže vagona.

TERMINIRANJE TEHNOLOŠKOG PROCESA

Izrada vagona je serijska te zato i tehnološki proces izrade specijalnih teretnih vagona mora biti normiran i terminiran.

Tačno se mora znati tehnološki redosled izrade delova, podsklopova i sklopova, montaže vagona, vreme izrade i transporta kako bi se pravilno odredio radni takt.

Određivanje vremena izrade zahteva poznavanje mašine ili radnog mesta na kome će se operacije izvoditi ili gde će se formirati podsklop ili sklop, kao i tehnološki redosled operacije i transportni put.

Vremenski period od početka do završetka izrade vagona predstavlja proizvodni ciklus.

Postoje tri vida tehnoloških procesa, i to:

- uzastopni,
- paralelni i
- kombinovani.

Uzastopni vid tehnološkog procesa odlikuje se time što delovi, podsklopovi i sklopovi idu postepeno po operacijama od jednog do drugog radnog mesta.

Vreme proizvodnog ciklusa jednako je zbiru vremena izrade delova, podsklopova i sklopova.

$$T_{pc} = Z \times \sum_{i=1}^n t_i$$

gde je: t_i – vreme izrade dela, podsklopa i sklopa ili vreme za obavljanje određene operacije

Z – broj komada

Uzastopni vid primenjuje se za manji broj komada jer je kod ovog vida tehnološkog procesa vreme proizvodnog ciklusa najduže u odnosu na ostala dva jer se rad ne obavlja u isto vreme.

Međutim, ovaj vid ima dobrih strana zato što uprošćava operativno planiranje i organizaciju radnog mesta.

Kod paralelnog vida tehnološkog procesa po završetku komada, podsklopa ili sklopa na jednom radnom mestu vrši se premeštanje na sledeće radno mesto tako da rad na sledećim radnim mestima ili mašinama počinje sa izvesnim zakašnjenjem.

Ova zakašnjenja jednaka su zbiru vremena prethodnih radnih mesta.

Paralelni vid kretanja komada omogućuje angažovanje svih radnih mesta i mašina a komadi se kreću od jednog radnog mesta do drugog ili od jedne mašine do druge. Kontinuitet kretanja komada obezbeđen je ako je vreme prethodnog radnog mesta kraće od vremena sledećeg, ako je vreme duže, javlja se čekanje, tj. međuvreme.

Vreme proizvodnog ciklusa jednako je zbiru vremena izrade delova, podsklopova ili sklopova uvećanog za međuvreme.

$$T_{pc} = Z \times \left[\sum_{i=1}^n t_i + (i-1) t_m \right]$$

gde je: t_m – međuvreme ili vreme čekanja.

Ovaj vid kretanja se koristi naročito ako su radni taktovi ujednačeni.

Kombinovani vid tehnološkog procesa odlikuje se kretanjem do nekog broja komada po uzastopnom vidu a onda se prelazi na paralelni vid.

Ovaj vid nalazi primenu kad postoji uočljiv nesklad između vremena pojedinih radnih mesta.

Da bi se izbeglo međuvreme, t_m , za radno mesto vremenski kraće, pomera se početak sa zakašnjenjem ta u odnosu na prethodno.

Vreme proizvodnog ciklusa jednako je zbiru vremena izrade delova, podsklopova ili sklopova uvećanog za vreme zakašnjenja.

$$T_{pc} = Z \times \sum_{i=1}^n (t_i + t_{ai})$$

gde je: t_{ai} – vreme zakašnjenja početka rada na radnim mestima u odnosu na prethodno.

Dosta često se vremena na pojedinim radnim mestima ili mašinama toliko razlikuju da je nemoguće postaviti nijedan od pomenutih vidova procesa pa se javljaju uska grla u proizvodnom lancu.

Tada se za izvršenje planirane proizvodnje pristupa određivanju broja radnih mesta ili broja mašina istog tipa.

Određivanje broja radnih mesta ili mašina vrši se po obrascu:

$$N = \frac{n \cdot T_q + T_{pr} \cdot Z}{F}$$

gde je:

- N – potreban broj radnih mesta ili mašina
- n – broj komada, podsklopa ili sklopa koje treba uraditi za posmatrani period
- T_q – vreme po komadu, podsklopu ili sklopu
- T_{pr} – priprema vreme jedne serije
- q – broj serije u posmatranom periodu
- F – raspoloživi fond časova radnog mesta ili mašine za posmatrani period

Raspoloživi fond časova za posmatrani period dat je izrazom:

$$F = D \times t \times n \times \eta$$

gde je:

- D – broj radnih dana za posmatrani period
- t – vreme trajanja smene
- n – broj radnih smena
- η – stepen iskorišćenosti mašine

ZAKLJUČAK

Tehnološki proces izrade specijalnih teretnih vagona obuhvata tehnološki proces izrade delova i tehnološki proces montaže vagona.

S obzirom da je izrada vagona serijska, i tehnološki proces izrade delova i tehnološki proces montaže vagona moraju biti normirani i terminirani kako bi se odvijali bez zastoja i pojava uskih grla u procesu proizvodnje.

Sa razvojem specijalnih teretnih vagona razvijao se i tehnološki proces izrade vagona.

Pneumatika u montaži vagona i novi postupci zavarivanja i automatizacije zavarivanja nalaze sve više mesta u izradi specijalnih teretnih vagona.

(Adresa: Miloje Grujović, dipl. inž., »Vagonka« SOUR MIN Niš).

Istraživanja modela održavanja kočne opreme železničkih vozila JŽ

UDK 629.4.077

Prof. Vesović Milan, dipl. inž.,
Prof. dr Dobrivoje Jovanović, dipl. inž.,
Kržić Đorđe, dipl. inž.,
Kepčija Slavko, dipl. inž.

UVOD

Održavanje kočnica i kočne opreme na mreži JŽ u proteklom periodu karakterišu sledeći problemi:

- veliki broj raznolike ugrađene kočne opreme na vozna sredstva JŽ, što je posledica uvoza i transfera tehnologije u posleratnom periodu,
- neposredovanje sopstvene proizvodnje velikog broja vitalnih kočnih uređaja (ovaj problem ni do danas nije u potpunosti rešen, ali se u proizvodnji kočne opreme znatno otišlo napred u odnosu na druge delove, podsklopove i sklopove, posebno vučnih vozila koji se obezbeđuju isključivo putem uvoza),
- nedostatak jedinstvene tehničko-remontne dokumentacije za održavanje sklopova i uređaja kočnih,
- nedovoljna obučenosť kadrova za obavljanje procesa održavanja kočnica i kočne opreme,
- nepostojanje sistematskog praćenja kvarova i niz drugih faktora.

Uopšteno rečeno, održavanje delova i sklopova koji se uvoze ili su licencnog karaktera do kraja radnog veka ostaju »tuđi« i bez dovoljne pažnje, jer za njihov ispravan rad, po pravilu, »većim« delom odgovara izvoznik, odnosno licencijer.

Ako želimo tvrditi suprotno, onda je neminovnost oslobađanje licencnih odnosa i stvaranje sopstvene proizvodnje, tehnologije i metoda održavanja. Istina, u proizvodnji kočne opreme za potrebe JŽ se otišlo daleko ali se nije celovito i do kraja rešio problem. Naime, treba čim pre na našim železničkim voznim sredstvima zameniti oznaku »O« – Oerlikon ili »K« – KNORR (oznaka sistema kočnice) oznakom domaćeg proizvođača, što je prvi preduslov poboljšanja sistema održavanja, a samim tim i povećati stepen bezbednosti železničkog saobraćaja.

Ovo podrazumeva potpuno oslobađanje uvoza i prelazak na sopstvenu proizvodnju. Po našoj oceni, ovo je objektivno moguće za 5 godina.

CILJEVI ODRŽAVANJA KOČNE OPREME

Osnovni principi održavanja kočne opreme navedeni su u »Uputstvu za održavanje kočnica železničkih vozila – 245« i Pravilniku 241«.

U Uputstvu 245 naglašeni su ciljevi boljeg održavanja kočnica i kočne opreme železničkih vozila JŽ, ističući sledeće:

- povećanje bezbednosti i urednosti saobraćaja u prevozu putnika i robe,
- unapređenje tehnologije i organizacije održavanja kočne opreme,
- uvođenje jedinstvene tehnologije u održavanju vitalnih kočnih uređaja,
- uvođenje optimalnog planiranja količina rezervnih delova i uređaja za potrebe savremenog održavanja kočnica,
- obezbeđenje sistematskog praćenja kvarova i
- obučenosť kadrova za izvršenje radova na održavanju kočnica.

Navedene ciljeve moguće je ostvariti metodom uvođenja specijalizovanih radionica i sistema agregatne zamene vitalnih kočnih uređaja na voznim sredstvima JŽ.

Uvođenjem specijalizovanih radionica za održavanje kočne opreme u postojeći sistem održavanja voznih sredstava mora biti ispunjen uslov da te radionice funkcionišu kao podsistem u okviru složenog sistema JŽ. U cilju boljeg razumevanja navodimo samo osnovne elemente takvog složenog sistema:

- ŽTO/ŽTP/ŽG, eksploatacija,
- ŽTO/ŽTP/ŽG, održavanje voznih sredstava (u zajedničkom korišćenju i van toga) u sopstvenim i u drugim radionicama,
- proizvodnja kočne opreme za novogradnju i za održavanje za potrebe JŽ i
- specijalizovane radionice za održavanje kočne opreme JŽ.

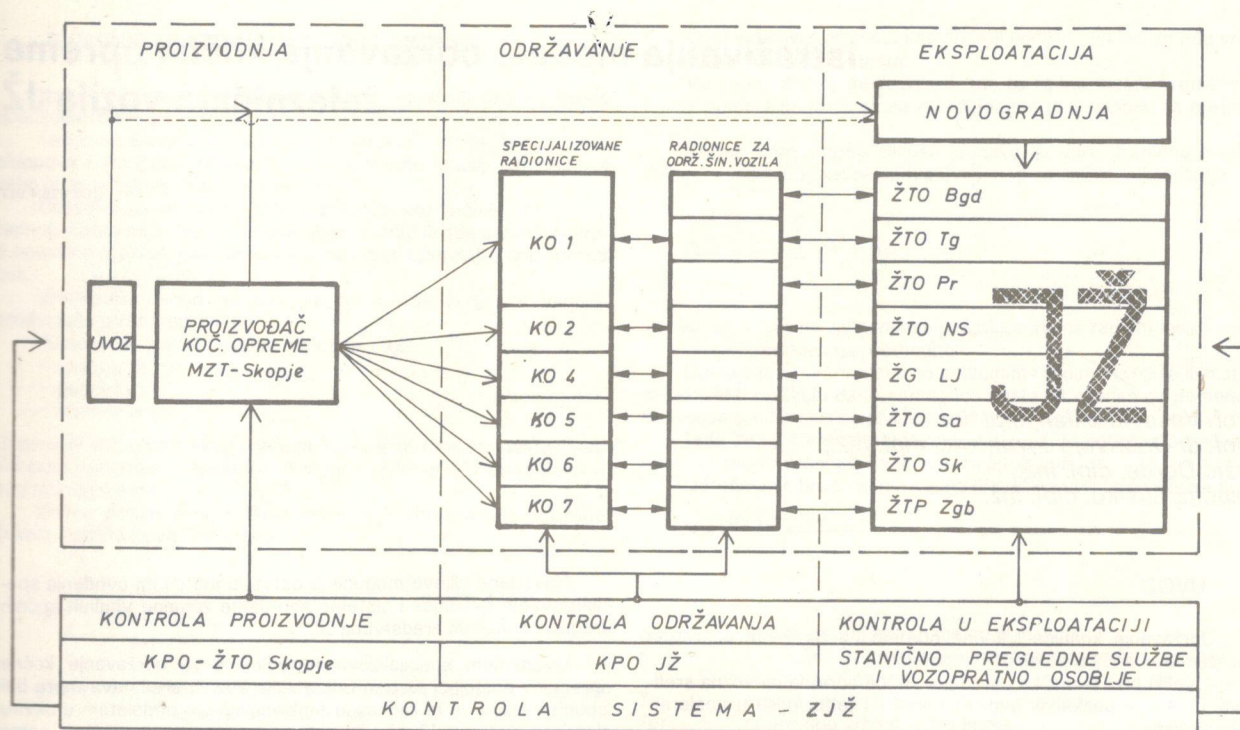
Poznato je da bi sistem uspešno funkcionisao, moraju biti definisane sve međusobne veze i međuzavisnosti elemenata toga sistema. U ovom radu nećemo ulaziti u detalje veza u funkcionisanju složenog sistema JŽ, ali se daje jedna blok-šema sistema eksploatacije – održavanja – proizvodnje i kontrole kočnica na mreži JŽ (vidi sl. 1, koja ilustruje mesto i ulogu specijalizovanih radionica za održavanje kočne opreme u sistemu Jugoslovenskih železnica).

LOKACIJA SPECIJALIZOVANIH RADIONICA

Mada se može nadugačko pisati o izboru najpovoljnije lokacije radionica koje se uvode u sistem održavanja na mreži JŽ, zadržaćemo se samo na osnovnim faktorima koji su presudni u izboru lokacije, a to su:

- položaj u odnosu na magistralne pruge,
- položaj u odnosu na radionice koje već postoje i bave se održavanjem vučnih i vučenih voznih sredstava JŽ,
- visina investicionih ulaganja u objekat, opremu i kadrove,
- prethodna iskustva i tradicija u izvršavanju opravki kočnica, kao i stručna osposobljenosť kadrova,
- interesi ŽTO i/ili interesi više ŽTO koje koriste usluge te radionice i niz drugih faktora.

U sistemu funkcionisanja JŽ najznačajniju ulogu pri izboru lokacije specijalizovane radionice ima teritorijalna železnička transportna organizacija, tako da se problem lokacije može rešavati isključivo unutar ŽTO/ŽTP/ŽG, a ne na nivou celog sistema Jugoslovenskih železnica. Polazeći od navedenih činjenica, izbor lokacija specijalizovanih radionica se znatno pojednostavljuje, ali je težište izučavanja preneseno na probleme međusobne saradnje u funkcionisanju radionica, uz poštovanje principa istovremenosti i jedinstvenosti. ŽTO su definisale lokacije radionica, i to: ŽTO Beograd, K01 – Velika Plana, ŽTO Novi Sad, K02 – Subotica, ŽG Ljubljana, K04 – Ljubljana, Šiška, ŽTO Sarajevo, K05 – Doboj, ŽTO Skoplje, K06 – Titov Veles, ŽTP Zagreb, K07 – Zagreb, J. Gredelj.



Slika 1 - Blok šema sistema: Eksploatacija-održavanje-proizvodnja i kontrola kočnica na JŽ

KAPACITETI SPECIJALIZOVANIH RADIONICA

Prilikom definisanja kapaciteta specijalizovanih radionica mora se poći od analize broja godišnjih investicionih opravaka železničkih vozila (lokomotiva, motornih vozova, putničkih kola, teretnih kola, drezina i građevinskih mašina za gradnju i održavanje pruga), odnosno od ukupnog broja vitalnih kočnih uređaja koje treba opraviti u toku jedne godine u navedenim radionicama za svaku železničku transportnu organizaciju posebno. Prilikom definisanja kapaciteta treba takođe sagledati količine kočne opreme koje dolaze u vanplansku opravku mimo redovnih opravki.

Kao reprezentant celokupne kočne opreme koju treba opraviti u specijalizovanim radionicama uzima se rasporednik za određivanje potrebnih kapaciteta.

Ovo iz razloga što je ovaj vitalni kočni uređaj zastupljen kod svakog vozila. U cilju boljeg razumevanja navodimo ostale kočne uređaje koje treba opravljati u specijalizovanim radionicama, a to su:

- kočnici automatske i direktne kočnice,
- uređaji protivklizne zaštite,
- osovinski regulatori dvostepene kočnice velike snage,
- prenosači pritiska,
- brzači praznjenja glavnog vazdušnog voda,
- centralni ispusni ventili kočnice za slučaj opasnosti,

- merni ventil opterećenja vozila,
- vazdušni i mehanički uređaji za automatsko podnošenje kočne sile u funkciji opterećenja vozila,
- kočni blokovi i cilindri sa regulatorom.

Preostala kočna oprema ugrađena na železnička vozila mora biti opravljena u radionicama gde se vrši opravka vozila, poštujući pri tome Pravilnik 241, Uputstvo 245 i tehničke uslove za opravku.

U tabeli 1 dat je pregled dobijenih rezultata ispitivanja kapaciteta nekih radionica za održavanje kočne opreme u tri železničke transportne organizacije JŽ. Prikazani podaci važe za 1979. godinu.

Iz tabele se može zaključiti da se učešće vanplanskih (Incidentnih slučajeva) opravki rasporednika, prema podacima iz 1979, kreću između 9 i 10%, što je inače vrlo promenljiva veličina i ima stohastički karakter. Druga veličina, koja kod nas ima takođe stohastički karakter je trend rasta proizvodnje novih vozničkih sredstava koja se u toku godine uvrštavaju u vozni park JŽ. Sigurno je da se uvođenjem specijalizovanih radionica za održavanje kočne opreme smanjuje broj slučajnih otkaza te opreme, što predstavlja uslov egzistencije tih radionica, kao i to da je obnavljanje voznog parka JŽ uslov funkcionisanja železničkog saobraćaja.

Iz tabele se vidi da je, na primer, u radionici 3 potrebno opraviti 5080 komada rasporednika u toku jedne godine (ovo je ujedno i max. kapacitet razmatranih ŽTO). Poznato je da se isti kapaciteti ovakvih radionica u razvijenim železnicama Evrope kreću od 20.000

TABELA 1 - Pregled dnevnih kapaciteta specijalizovanih radionica za održavanje kočne opreme (rasporednika) - tri železničke transportne organizacije JŽ

Radionica broj	Plan investicionih opravaka		Ukupno kola (rasporednika)	Ostale količine + uvećanje za 10 godina	Vanplanski incidentni slučajevi - koč. uređaja Qrv	Ukupno rasporednika	Potrebni dnevni kapacitet SR (254 r.dana)
	Putnička kola	Teretna kola					
	(kom/god.)	(kom/god.)					
1	1186	58	1244	430	186	1860	8
2	1706	150	1856	640	279	2775	11
3	3018	380	3398	1172	510	5080	20

do 30.000 rasporednika u toku jedne godine, što predstavlja pet puta veći kapacitet od našeg ukupno potrebnog kapaciteta oprave rasporednika za JŽ.

TEHNOLOŠKI PROCES OPRAVKE KOČNIH UREĐAJA U SPECIJALIZOVANIM RADIONICAMA

Jedinstvena tehnološko-remontna dokumentacija, koja mora da sadrži:

- konstruktivno-funkcionalnu šemu uređaja sa opisom i kata-loškim brojevima sastavnih delova i podsklopova,
- specifikaciju obavezno zamenljivih delova pri opravci uređaja,
- specifikaciju delova koji se zamenjuju po potrebi pri opravci uređaja,
- granične mere delova podložnih habanju,
- pregled membrana, opruga i prugušnica sa radnim karakteri-stikama,
- postupak, odnosno redosled rastavljanja i sastavljanja koč-nih uređaja,
- specifikaciju alata i uređaja za rastavljanje, sastavljanje i kontrolu delova,
- tehničke uslove za proveru ispravnosti funkcionisanja opravljenih kočnih uređaja (zapisnik, merni list, ogledni dijagram, granične mere i dr), kao i potrebne operacije uslovljava tehnološki postupak opravke kočnih uređaja u specijalizovanim radionicama.

Ne ulazeći u detalje, tehnološki proces opravke treba da teče po sledećoj šemi:

- preuzimanje uređaja iz skladišta ili prispelih paleta, zaštita otvora pre pranja i popunjavanje kartona za evidenciju,
- čišćenje i grubo pranje,
- rastavljanje kočnih uređaja i razdvajanje elektro i pneumat-skih delova,
- fino pranje,
- kontrola, opravka, sastavljanje vazdušnih uređaja i elektro-uređaja,
- ispitivanje i formiranje prateće dokumentacije,
- bojenje i sušenje,
- uskladištenje ili otprema na predviđene punktove.

Tehnološki proces treba realizovati prema prethodnoj šemi, sa napomenom da ne smeju postojati prazni hodovi u postupku opravke kočne opreme.

DALJA ISTRAŽIVANJA MODELA ODRŽAVANJA KOČNE OPREME JŽ

Uvođenjem specijalizovanih radionica u sistem održavanja železničkih vozila JŽ postiže se cilj, ali problem nije obuhvaćen u celosti. Naime, specijalizovane radionice se bave održavanjem vitalnih kočnih uređaja savremenije proizvodnje tipa MZT, OERLIKON, SAB, KNNOR i WESTINGHOUSE, a starijih tipova, kao i ostalih delova opreme iz sistema kočnica to još nije rešeno. To je predmet daljih istraživanja.

Specijalizovane radionice treba stalno razvijati metodom praćenja i dogradnjom uvedenog sistema. Upravo je prošao period od 4,5 godina funkcionisanja specijalizovanih radionica, a to je vreme jednog ciklusa održavanja železničkih vozila u kome bi trebalo da prođu sva vozna sredstva, odnosno kočna oprema kroz investicio-nu opravku. Prikupljeni statistički podaci o izvršenim opravkama i otkazima treba da posluže za dogradnju sistema specijalizacije u održavanju celokupne kočne opreme, a delom i za ostalu opremu železničkih vozila.

U smislu prethodnih konstatacija razmotren je jedan primer ugrađenih kapaciteta u specijalizovanim radionicama primenom mo-dela teorije radova čekanja u održavanju rasporednika.

PRIMENA MODELA TEORIJE RADOVA ČEKANJA U SISTEMU ODRŽAVANJA KOČNE OPREME NA MREŽI JŽ - KAPACITETI SPECIJALIZOVANIH RADIONICA -

U periodu definisanja specijalizovanih radionica (ukupno 6) za potrebe održavanja kočne opreme JŽ došlo se do zaključka da pro-sečni kapacitet radionica do 1990. godine za održavanje rasporedni-

ka koji dolaze u vanplansku opravku, mimo investicionih opravaka (planiranih opravaka), iznosi 1418 rasporednika/godišnje (na bazi ukupnog broja vučnih i vučenih sredstava ŽTO/ŽTP/ŽG, $\sum Q_{SR} = 10858$ rasporednika/godišnje).

Na osnovu evidencija koje vode specijalizovane radionice, ustanovljeno je da su u 1983. radionice vanredno opravile ukupno 1257 rasporednika, što je približno planirani kapacitet. Od 1980. godine, kada su specijalizovane radionice počele da funkcionišu, 1983. je karakteristična u pogledu broja obavljenih vanplanskih opravaka, te će se iz tih razloga u ovome radu analizirati ugrađeni kapaciteti i dati zaključak o eventualnim izmenama. Naime, u pret-hodnom definisanju dodatnih kapaciteta vanplanskih opravaka specijalizovanih radionica za održavanje kočne opreme svih ŽTO/ŽTP/ŽG u nedostatku statističkih pokazatelja problem se po-stavio u sledećem vidu.

Planirati mali kapacitet značilo je zadržavanje kola van saobraćaja, postupiti suprotno značilo je držati veliki broj vitalnih koč-nih uređaja na skladištu, što poskupljuje usluge specijalizovanih radionica, odnosno zahteva povećana ulaganja u agregate čija ugradnja vremenski nije definisana.

Imajući u vidu sve objektivne teškoće, kao što su restriktivne mere investicija i mogućnosti nabavke vitalnih kočnih uređaja u početnoj fazi funkcionisanja specijalizovanih radionica, danas smo u mogućnosti, na osnovu statističkih pokazatelja, da metodom ma-sovnog opsluživanja ocenimo da li je neophodno povećati nabavku vitalnih kočnih uređaja (agregata) koje treba držati na skladištu specijalizovanih radionica za intervencije u slučaju vanplanskih opravki.

U tom cilju pođimo od definisanja osnovnih pokazatelja:

$\lambda \left[\frac{\text{rasporednika}}{\text{dan}} \right]$ - prosečni dnevni kapacitet rasporednika (za vanplansku opravku), koji mogu dospeti u sve specijalizovane radionice (K01, K02, K04, K05, K06, i K07) za održavanje kočne opreme JŽ.

$\mu \left[\frac{\text{rasporednika}}{\text{dan}} \right]$ - prosečni dnevni kapacitet rasporednika (za vanplansku opravku) koje je moguće opraviti u svim specijalizovanim radionicama JŽ,

$\frac{1}{\lambda} \left[\frac{\text{dan}}{\text{rasporedniku}} \right]$ - prosečna dužina vremena između dva pojavljivanja rasporednika u specijalizovanim radionicama sa teritorije bilo kog ŽTO/ŽTP/ŽG,

$\frac{1}{\mu} \left[\frac{\text{dan}}{\text{rasporedniku}} \right]$ - prosečna dužina vremena između dve opravke rasporednika i njihove ugradnje na vozna sredstva JŽ, odnosno prosečno vreme trajanja opravke rasporednika u vanplanskoj opravci,

$\rho \frac{\lambda}{\mu}$ - koeficijent opterećenja kapaciteta u specijalizovanim radionicama JŽ,

imajući u vidu da teorija masovnog opsluživanja tretira slučajeve kada nastaju čekanja na opravku, tj. kada specijalizovane radionice ne opravljaju rasporednike koji su prispeli u vanplansku opravku iako su kapaciteti radionica neiskorišćeni. U ovakvim slučajevima koefi-cijent opterećenja kapaciteta u specijalizovanim radionicama ima vrednost u intervalu [0,1],

$$0 < \rho < 1$$

U čisto teoretskom smislu gledano, ako postoji poznata funkcija po-javljivanja rasporednika koji dolaze u vanplansku opravku i funkcija zadržavanja u opravci i slanja iz specijalizovanih radionica ne po-stoji potreba za izučavanjem problema kapaciteta, što kod nas nije slučaj.

Naime, u specijalizovanim radionicama nastaje karakterističan slučaj takav da je vreme dolaska kočnih uređaja koje treba vanplan-ski opraviti je »po pravilu« sa teritorije druge ŽTO, dakle ni slučajno ta oprema nije planirana da bude opravljena u dotičnoj radionici, uvek je opravka znatno veća, tj. zahteva ugradnju rezervnih delova koji su nabavljeni uz napomenu »menjati po potrebi« i sl.

U ovakvim slučajevima radionice se teško odlučuju da ugrade novi rasporednik na »tuđa« kola, što ima za posledicu da isključeno vozilo iz saobraćaja čeka duže vremena, tj. sve dotle dok se ne do-bije rasporednik iz specijalizovane radionice sa teritorije pripadaju-

će ŽTO. Mada su ovakvi slučajevi regulisani Samoupravnim sporazumima svih ŽTO/ŽTP/ŽG i specijalizovanih radionica ipak se u celosti ne realizuju.

Na bazi statističkih pokazatelja, izračunaćemo ukupni prosečni dnevni kapacitet rasporednika koji su prispeli u vanplansku opravku u sve specijalizovane radionice u toku 1983. godine:

$$\lambda = \frac{Orv}{Ng \cdot n} = \frac{1257}{254.6 \cdot 1.212} = 0.825 \frac{\text{rasporednika}}{\text{danu}}$$

Orv – količina rasporednika koji su prispeli u specijalizovane radionice u vanplansku opravku,

Ng – broj radnih dana godišnje,

n – broj radionica na mreži JŽ.

Prosečna dužina vremena između dva pojavljivanja rasporednika u radionice iznosila je:

$$\frac{1}{\lambda} = 1.212 \frac{\text{dana}}{\text{rasporedniku}}$$

Možemo zaključiti da broj rasporednika koji dolazi iz ŽTO u specijalizovane radionice ima POISSONOVU raspodelu oko aritmetičke sredine, koja inosi:

$$\bar{X} = \frac{1}{1.212} = 0.825 \frac{\text{rasporednika}}{\text{dan}}$$

sa verovatnoćom:

$$P(x) = (\lambda t)^x \cdot e^{-(\lambda t)} / x!$$

za $t = 1$ dan sledi:

$$P(x) = \lambda^x \cdot e^{-\lambda} / x! = 0.825^x \cdot e^{-0.825} / x!$$

Standardna devijacija broja rasporednika (x) u vremenskom periodu (t) je određena matematičkim očekivanjem $E(x) = \lambda t$, odnosno aritmetičkom sredinom:

$$\bar{X} = \frac{1}{\lambda} = E(x)$$

$$\sigma = \sqrt{E(x)} = \sqrt{\lambda t} \quad \text{za } t = 1 \text{ dan iznosi:}$$

$$\sigma = \sqrt{\lambda} = \sqrt{0.825} = 0.908 \frac{\text{rasporednika}}{\text{dnevno}}$$

Izračunaćemo prosečni dnevni kapacitet rasporednika koje je bilo moguće opraviti u specijalizovanim radionicama u protekloj 1983. godini:

$$\mu = \frac{Qrvp}{Ng \cdot n} = \frac{1418}{254 \cdot n} = 0.930 \frac{\text{rasporednika}}{\text{dan}}$$

Qrvp – prosečan broj rasporednika koje je moguće opraviti u toku godine u specijalizovanim radionicama (vanplanska opravka), ugrađeni kapaciteti.

Prosečno projektovano vreme trajanja vanplanske opravke rasporednika u specijalizovanim radionicama iznosi:

$$\frac{1}{\mu} = \frac{1}{0.930} = 1.075 \frac{\text{dana}}{\text{rasporedniku}}$$

Broj rasporednika koje je bilo moguće vanplanski opraviti u toku dana u protekloj godini može se predstaviti POISSONOVOM raspodelom oko aritmetičke sredine:

$$\bar{Y} = \frac{1}{0.930} = 1.075 \frac{\text{rasporednika}}{\text{dnevno}}$$

sa verovatnoćom:

$$P(y) = (\lambda t)^y \cdot e^{-\lambda t} / y!$$

za $t = 1$ dan sledi:

$$P(y) = \lambda^y \cdot e^{-\lambda} / y! = 1.075^y \cdot e^{-1.075} / y!$$

sa standardnom devijacijom:

$$\sigma = \sqrt{1.075} = 1.037 \frac{\text{rasporednika}}{\text{dan}}$$

Verovatnoća da se u toku tri dana, koliko je predviđeno sporazumom, neće opraviti prispeli rasporednik i ugraditi na neko vozno sredstvo u zajedničkom korišćenju računamo pomoću izraza:

$$P(y=0) = e^{-\lambda t} = e^{-1.075 \cdot 3} = e^{-3.225} \approx 4\%$$

Ova verovatnoća je vrlo mala, dok verovatnoća suprotnog događaja iznosi 96%. Ovo znači da postoji vrlo velika verovatnoća da će se u bilo kojoj radionici u toku tri dana opraviti prispeli rasporednik u vanplanskoj opravci.

Izloženi model je opisao karakteristike slučajnih ulazaka rasporednika u vanplansku opravku, kao i opravku istih u specijalizovanim radionicama.

Sada možemo razmotriti funkcionisanje celog sistema otkazivanja rasporednika i njihove opravke u specijalizovanim radionicama. U tom cilju računamo koeficijent opterećenja kapaciteta za vanplanske opravke za specijalizovane radionice:

$$\rho = \frac{\lambda}{\mu} = \frac{0.825}{0.930} = 0.887$$

Broj rasporednika koji se upućuju u vanplansku opravku (u sistemu ŽTO/ŽTP/ŽG – specijalizovane radionice) menja se i osciluje oko očekivane vrednosti $E(n) = \bar{n}$ koja je određena izrazom:

$$E(n) = (\lambda / \mu) / (1 - \lambda / \mu) = \rho / (1 - \rho)$$

sa standardnom devijacijom:

$$\sigma(n) = \sqrt{\rho} / (1 - \rho)$$

u konkretnom slučaju imamo:

$$E(n) = \bar{n} = 0.887 / (1 - 0.887) = 7.85$$

rasporednika u svih 6 specijalizovanih radionica.

Verovatnoća da se u sistemu specijalizovanih radionica nalazi na opravci (n) rasporednika definiše se relacijom:

$$P(n) = \rho^n (1 - \rho)$$

na primer za $n = 6$ rasporednika (u svakoj radionici po jedan) iznosi:

$$P(n) = 0.887^6 (1 - 0.887) = 0.05 \approx 5\%$$

Ovo znači da je verovatnoća da se u sistemu istovremeno nađe 6 rasporednika u vanplanskoj opravci približno 5%, bez obzira u kojoj radionici i na kojem voznom sredstvu je otkazao taj rasporednik.

Ako se želi dobiti funkcija raspodele verovatnoće u zavisnosti od broja rasporednika koji dolazi u vanplansku opravku u specijalizovane radionice, tj. kumulativne verovatnoće dolazaka, tada ćemo upotrebiti izraz:

$$P(N \leq n) = \sum_{n=0}^N P(n) = 1 - \rho^{n+1}, \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots, N.$$

$N \leq n$ – najviše (n) rasporednika u specijalizovanim radionicama,

$N > n$ – najmanje (n) rasporednika u specijalizovanim radionicama, pri čemu se verovatnoća ovoga događaja izražava pomoću izraza:

$$P(n > n) = 1 - P(N \leq n) = \rho^{n+1}$$

Na osnovu prethodnih izraza izračunaćemo kolika je verovatnoća da će u sistem ŽTO/ŽTP/ŽG – specijalizovane radionice prispeti najmanje ili više od 6 rasporednika u vanplansku opravku:

$$P(N > n) = 0.887^{6+1} = 0.432$$

Suprotna verovatnoća izračunatoj je verovatnoća da u sistem prispe maksimalno 6 rasporednika.

Prosečan broj rasporednika koji će čekati na opravku u specijalizovanim radionicama iznosi:

$\bar{y} = E(n) - \bar{y} = 7,85 - 0,887 = 6,96$, odnosno 1,16 rasporednika u svakoj radionici.

Ovo važi samo u slučaju da postoje rasporednici za vanplansku opravku, u suprotnom nema ni čekanja (razmatramo najnepovoljniji slučaj).

Ako želimo saznati kolika je verovatnoća da se prispeli rasporednici zadrže u radionicama duže od jednog dana, upotrebićemo izraz:

$$P(t > 1) = \int_0^1 e^{-\mu \cdot t(1-\bar{y})} = 0,887 \cdot e^{-0,930 \cdot 1(1-0,887)} = 0,90$$

Suprotna verovatnoća iznosi:

$$P(t < 1) = 0,10$$

Dobijene vrednosti govore o tome da je verovatnoća da se rasporednik koji prispe u vanplansku opravku zadrži na opravci najmanje 1 dan 90%, a da vanplanska opravka neće trajati duže od jednog dana samo 10%.

ZAKLJUČAK

Na osnovu izvedenih pokazatelja i statističkih podataka iz 1983. godine, možemo zaključiti da je ukupni kapacitet specijalizovanih radionica dobro planiran i dovoljan za potrebe održavanja koč-

ne opreme Jugoslovenskih železnica. Eventualne probleme možemo očekivati u nedostatku međusaradnje postojećih specijalizovanih radionica tako da pojedinačni kapacitet može doći u pitanje samo u trenutku masovnih otkaza kočne opreme, i to na teritoriji jedne ŽTO.

Isto tako, na osnovu statističkih podataka iz specijalizovanih radionica, broj vanplanskih opravaka rasporednika, u periodu od uvođenja ovih radionica u sistem održavanja na mreži JŽ do danas, osciluje po godinama i opada tako da je realno očekivati da će vreme stabilizacije pojava vanplanskih opravaka trajati još četiri godine,

Uvođenjem specijalizovanih radionica za održavanje kočne opreme u sistem održavanja vozničkih sredstava JŽ ostale radionice ne gube u značaju, naprotiv dobijaju delikatniju ulogu, tj. bave se otkrivanjem kvarova na kočnim uređajima i brinu o ispravnosti celog sistema kočnica na vozilima.

(Adresa: prof. Milan Vesović, dipl. inž. i prof. dr Dobrovoje Jovanović, dipl. inž., Mašinski fakultet Beograd, Đorđe Kržić, dipl. inž. i Slavko Kepčija, dipl. inž., Železnički institut - Beograd).

Mašina za planiranje zastorne prizme MPL 1

UDK 625.1:621.87

Slobodan ANTIC, dipl. inž.

I. U V O D

Izrada i remont pruga u današnjim uslovima ne može se zamisliti bez upotrebe velikog broja vrlo komplikovanih građevinskih mašina. Jedna od tih mašina je i mašina za planiranje zastorne prizme.

U Jugoslaviji postoji veliki broj ovih mašina, od najstarijih, konceptijski vrlo jednostavnih, pa do najsavremenijih.

Analizirajući veliki broj do sada izvedenih konstrukcija, došli smo do zaključka da možemo konstruisati mašinu, isključivo od domaće opreme koja bi po svojoj koncepciji spadala u red najsavremenijih.

Mašina za formiranje zastorne prizme MPL 1 namenjena je za izradu zastorne prizme pri gradnji novih i održavanju već postojećih pruga. Pored toga, može se, s obzirom na vučne karakteristike, upotrebiti i kao vučno vozilo.

Mašina je projektovana u skladu sa važećim standardima JUS, JŽS, UIC.

Zastorna prizma se izrađuje radnim uređajima koje čine: čeonu plug, bočni plugovi i rotirajuća četka. Radni uređaji su vezani za postolje. Komandovanje radnim uređajima je hidrauličko.

Pored radnih uređaja, za postolje su vezani i elementi pogonske grupe, upravljačnica, kucište mašinskog prostora, vlačno-odbojna sprema i drugo.

Postolje je preko zavojnih opruga ogibljeno u odnosu na osovinske slogove. Ovakav sistem ogibljenja omogućava udobnu vožnju i pri maksimalnoj brzini.

Pogonska grupa se sastoji od: vazdušno hlađenog dizel-motora, elastične spojnice, hidrauličkog prenosnika snage, kardanskih vratila i osovinskih prenosnika.

Upravljačnica je tako izvedena da omogućava dobru preglednost pri radu i vožnji, kao i dobru zaštitu rukovaoca od buke, toplote i prašine.

Mašina je snabdevena direktnom i automatskom (produžnom) kočnicom. Izvršni deo kočnice izveden je kao disk-kočnica.

Karakteristike mašine:

- Širina koloseka	1435 mm
- Dužina preko odbojnika	12700 mm
- Rastojanje između osovina	5200 mm
- Najveća visina iznad GIŠ-a sa novim točkovima	3500 mm
- Raspored osovina	»B«
- Prečnik točka (nov/istrošen)	850/750 mm
- Težina	27000 kg
- Maksimalna brzina	80 km/h
- Najveća vučna sila na obodu točkova pri polasku	10219 daN

II. OPIŠ GLAVNIH SKLOPOVA MAŠINE

1. Postolje

Postolje je zavarene konstrukcije, napravljeno od standardnih profila i limova, konstruisano tako da ispunjava tehničke uslove br. 12 za lokomotivska postolja. Sastoji se od dva podužna nosača, grudnih greda i više poprečnih nosača.

Podužni nosači su tako napravljeni da omogućavaju smeštaj čeonog pluga i rotacione četke. Na svakom podužnom nosaču nalaze se po dve viljuške za vođenje osovinskog sloga.

Srednji deo postolja prilagođen je za ugradnju bočnih plugova.

2. Upravljačnica

Napravljena je od standardnih profila i limova. Zidovi, pod i krov su toplotno i zvučno izolovani poliuretanskim termoizolirajućim pločama.

U upravljačnici su smeštena dva upravljačka stola za svaki smer kretanja po jedan.

Četiri sedišta – po dva za svakim upravljačkim stolom – omogućuju dobar pristup komandama radnih uređaja, kao i komandama za upravljanje mašinom.

Upravljačnica je zavrtnjima, preko gumenih profila vezana za postolje.

3. Kućište mašinskog prostora

Kućiste mašinskog prostora pokriva dizel-motor i hidraulički prenosnik snage. Napravljeno je kao posebna celina i zavrtnjima preko gumenih profila pričvršćeno za postolje.

Sa obe strane je opremljeno vratima za lak pristup dizel-motoru, prenosniku snage i ostaloj opremi.

4. Ogibljenje

Postolje mašine ogibljeno je u odnosu na svaki točak sa po dve dvostruke zavojne opruge i dva hidraulična amortizera.

5. Vlačno-odbojni uređaj

Mašina je opremljena odbojnicima i tegljeničkim uređajem unificiranog tipa JŽ.

6. Dizel-motor

Na mašini je ugrađen vertikalni, vazdušno hlađeni dizel-motor. Zajedno sa hidrauličkim menjačem čvrsto je vezan za ram, elastično vezan za postolje vozila.

Motor ima sledeće karakteristike:

– Proizvođač	»TAM« Maribor
– Tip	F 6 L 413 FR
– Nazivna snaga	130 kW
– Nazivni broj obrtaja	2500 o/min
– Princip rada	četvorotaktni
– Način ubrizgavanja goriva	direktno
– Broj i raspored cilindara	6 linijski

7. Prenosnik snage

Na mašini je ugrađen hidraulički prenosnik snage tip 4 PW 45 H1 proizvodnje »14 Oktobar« Kruševac. Prenosnik se sastoji iz tri dela smeštena u istom kućištu: pretvarač, planetarni menjač i razdelnik. Pretvarač se sastoji od pumpnog, turbinskog i nepokretnog reaktorskog kola.

Izlazno vratilo turbinskog kola je ulazno vratilo planetarnog menjača. Venačni zupčanci planetarnog menjača u vezi su sa frikcionim lamelama. Pritiskom na ove lamele venačni zupčanci se mogu zaustavljati. Uključivanjem određene frikcionice spojnice, odnosno zaustavljanjem odgovarajućeg venačnog zupčanika ostvaruju se četiri stepena prenosa za hod napred i četiri za hod nazad.

Uključivanje pojedinih stepena prenosa, kao i promena smer a vrši se hidrauličkim putem pomoću dva razvodnika, od kojih se jednim bira smer kretanja a drugim stepen prenosa.

Pumpa koja obezbeđuje pritisak ulja za uključivanje spojnice, punjenje pretvarača i podmazivanje smeštena je u kućište prenosnika i dobija pogon od pumpnog kola.

Iza planetarnog menjača smešten je razdelnik sa dve izlazne priрубnice.

Karakteristike prenosnika snage:

– Najveća snaga koju može primiti prenosnik	184 kW pri 2500 o/min
– Tip pretvarača	ZFW 320–16/2.1.4
– Najveći koeficijent transformacije	2,87

– Prenosni odnosi menjača:

Smer Brzina	Napred	Nazad
I	5,21	5,10
II	2,38	2,32
III	1,02	1,00
IV	0,56	0,55

Prenosni odnos razdelnika 1,023

Hlađenje ulja vrši se vazduhom u izmenjivaču vezanom za dizel-motor.

8. Osovinski prenosnik

Osovinski prenosnik je konstruisan kao dvostepeni. Njegova oznaka je V–14–63–B.

Konstruisan je za opterećenje po osovini 140 kN. Prenosni odnos mu je 6,35.

Ulazni zupčasti par je cilindrični sa kosim zupcima.

Drugi zupčasti par je konični sa ozubljenjem »GLEASON« ili »OERLIKON«.

Kućiste osovinskog prenosnika se sastoji od kućišta koničnog i kućišta cilindričnog para. Kućište koničnog para je dvodelno i radi se livenjem.

Kućiste cilindričnog para je takođe dvodelno i radi se zavarivanjem.

Veza osovinskog prenosnika sa postoljem je elastična, izvedena preko paketa gumenih opruga.

Podmazivanje oba zupčasta para obavlja se uljem pod pritiskom.

Proizvođač osovinskog prenosnika je MIN Niš.

9. Vazдушna kočnica

Mašina raspolaže sa dva tipa vazdušne kočnice: direktnom i automatskom (produžnom).

Direktna kočnica služi za kočenje same mašine. Direktni kočnik upušta vazduh pod pritiskom direktno iz glavnog rezervoara u kočne cilindre regulišući pri tom pritisak 0–3,8 bar. Tip direktnog kočnika je FD1.

Automatska (produžna) kočnica služi za kočenje mašine i vagona. Automatski kočnik u položaju vožnje puni glavni vod i održava pritisak od 5 bara. Prilikom kočenja kočnik ispušta vazduh iz glavnog voda i na taj način aktivira rasporednik da propusti vazduh iz pomoćnog rezervoara u kočne cilindre. Od veličine pada pritiska u glavnomvodu zavisi koliki će biti pritisak u kočnim cilindrima. Tip automatskog kočnika je FV–4a.

Ispred kočnih cilindara vezan je pneumatski prekidač koji svodi motor na prazan hod kad pritisak vazduha u kočnim cilindrima dostigne 1,5 bar.

10. Radni uređaji

10.1. Čeoni plug

Služi za obradu horizontalne površine zastorne prizme. Sastoji se od dva dela koja se mogu nezavisno podizati i spuštati. Spuštanje i podizanje se vrši hidrauličkim cilindrima čije su komande smeštene u upravljačnici.

Rastojanje donje ivice pluga u spušenom stanju od pravoga može se podešavati.

Čeoni plug je tako konstruisan da se može ravnopravno koristiti u oba smer a kretanja.

Čeoni plug se sastoji od: spoljnih, unutrašnjih i srednjih krila i tunela.

Spoljna krila koja na spoljašnjim krajevima imaju dodatne usmeravajuće limove pomeraju se hidrauličkim putem. Pomeranje krila je kontinualno, što omogućuje regulaciju količine tucanika koja se ubacuje između šina.

Unutrašnja krila se u određeni položaj postavljaju ručno. Deo pluga iznad tunela ima dva krila, čijim se otvaranjem raspoređuje tucanik u zoni podbijanja šine.

Tunel služi za zaštitu šine i njenih veza od nagomilavanja tucanika. Prebacivanje tucanika sa jedne na drugu stranu šine obavlja se preko tunela. Na prednjoj strani tunela nalaze se valjci čiji se položaj po vertikali može podešavati, a služe za vođenje po šini. Prednji deo tunela se može preklopiti pozadi, što omogućuje rad u krivinama sa malim radijusima.

Sve ivice čeonog pluga izložene povećanom habanju obložene su čelikom otpornim na habanje.

10.2. Bočni plug

Na obe bočne strane mašine, u srednjem delu, smešten je po jedan bočni plug (sl. 10).

Bočni plugovi su namenjeni za obradu kosih površina zastorne prizme.

Konstruisani su tako da omogućavaju rad u oba smera vožnje.

Bočni plug se sastoji od nosača bočnog krila, bočnog krila koje je svornjacima vezano za nosač bočnog krila i dva teleskopska cilindra koji nose nosač bočnog krila.

Bočno krilo je sa dva svornjaka vezano za nosač bočnog krila. Izvlačenjem odgovarajućeg svornjaka oslobađa se jedan od krajeva bočnog krila. Koji će od krajeva biti oslobođen zavisi od smera kretanja. Ugao otklona bočnog krila u odnosu na nosač bočnog krila menja se kontinualno u toku vožnje hidrauličkim putem.

Pored mogućnosti promene ugla bočnog krila, moguće je takođe kontinualno izvlačenje nosača bočnog krila, kao i promena njegove visine i ugla nagiba. Sve to omogućava lak izbor željenog položaja bočnog pluga.

Ivice bočnog pluga koje su izložene povećanom habanju izrađene su od čelika otpornog na habanje.

10.3. Rotirajuća četka

Namenjena je za uklanjanje viška tucanika sa pragova i veza šine. Sastoji se iz rotirajućeg dela i kućišta. Rotirajući deo je čelični valjak na čijoj su površini radijalno postavljena gumena creva. Pri rotaciji gumena creva zahvataju tucanik i bacaju ga na usmerene limove, koji mu omogućuju izlaz na obe bočne strane.

Tucanik koji izlazi iz kućišta četke gomila se na površini pored čela pragova.

Pogon četke je hidrostatički i može raditi sa dve brzine, zavisno od količine zaostalog tucanika.

11. Radna hidraulika

Za pomeranje radnih uređaja služi dvostrujna zupčasta pumpa poz. 1. Svaka od pumpi snabdeva uređaje smeštene na jednoj strani mašine.

Za komandovanje bočnim plugom služi razvodnik, koji se sastoji od šest razvodnika, od kojih svaki komanduje jednim cilindrom.

Za promenu ugla otklona bočnog krila služi dvosmerni cilindar.

Za podizanje bočnog pluga koriste se dva dvosmerna cilindra. Izvlačenje i uvlačenje nosača bočnog pluga vrše dva dvosmerna cilindra. Cilindar služi za promenu ugla nagiba nosača bočnog krila.

Komandovanje jednom stranom čeonog pluga vrši se razvodnikom, koji se sastoji od dva razvodnika, od kojih svaki komanduje po jednim cilindrom. Dvosmerni cilindar služi za pomeranje bočnog krila. Cilindar služi za spuštanje i podizanje bočnog krila.

Za komandovanje drugom stranom čeonog pluga i rotirajućom četkom služi razvodnik, koji se sastoji od tri razvodnika. Prva dva razvodnika komanduju cilindrima, a treći cilindrima koji služe za spuštanje i podizanje četke.

Za pogon četke upotrebljena je zupčasta pumpa koja preko razvodnika snabdeva uljem zupčasti hidromotor. Razvodnikom se može menjati smer obrtanja hidromotora.

U slučaju potrebe, može se pomoću elektromagnetnog razvodnika jedna od dvostrujnih pumpi paralelno vezati sa pumpom i na taj način povećati broj obrtaja četke.

Svi hidraulički elementi su proizvodnje »Prva petoletka« Trstenik.

12. Vučne karakteristike

Mašina ima veliku vučnu silu u području malih brzina, što omogućuje savlađivanje velikih opterećenja. To je, svakako, velika prednost ovakvog načina prenosa snage.

Kao radna brzina može se, zavisno od opterećenja koristiti, prvi ili drugi stepen prenosa.

Minimalna trajna brzina pri punoj snazi dizel-motora je 4 km/h.

Ovakav oblik vučne krive garantuje, pored dobrih radnih karakteristika, i uspešnu upotrebu mašine kao vučnog vozila.

LITERATURA:

Prospektna i projektna dokumentacija firmi:

1. PLASSER und THEURER
2. MATISA
3. ROBEL
4. SOLLINGER HÜTTE
5. GEISMAR – DONELLI
6. PAGANELI

(Adresa: Slobodan Antić, dipl. inž. MIN Nis).