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

ŽELEZNICE

Vol. 46 • N° 8 • Strane 841–960 • Beograd • Avgust 1990. godine

savetovanje o železničkom mašinstvu

Četvrti naučno-stručni skup o železničkom mašinstvu

Ove godine po četvrti put se organizuje Jugoslovenski naučno-stručni skup o železničkom mašinstvu. Već drugi put u tu akciju uključuje se i časopis »Železnice« prezentirajući radove pripremljene za skup.

Organizatori Savetovanja su i ove godine Mašinski fakultet iz Niša i SP Mašinska industrija iz Niša, a naučni skup je planiran da se održi 4. i 5. oktobra 1990. godine u sali Niškog univerziteta.

Polazeći od činjenice da železnički transport ima veliki značaj i ulogu u opštedruštvenim i privrednim kretanjima u zemlji, naročito sada kada se čine izuzetni napori radi ekonomske stabilizacije, koja sa svoje strane podrazumeva maksimalnu racionalizaciju u privredi i ostalim delatnostima u društvu, pa razume se, i u saobraćaju – ovakva savetovanja su značajan doprinos tim kretanjima. Pošto je železnički saobraćaj u našoj zemlji razvijen, a s obzirom na brzinu, efikasnost i masovnost železničkog transporta ima velike šanse u obezbeđenju budućnosti. Trenutno, bez obzira na stanje u našoj zemlji, u svetu železnički transport sve više dominira nad ostalim vidovima transporta, pa bi bilo logično očekivati takva kretanja i kod nas.

To su neki od razloga za organizovanje ovakvog naučno-stručnog skupa. Skup, koji treba da traje dva dana, okupio je brojne stručnjake iz svih krajeva naše zemlje, a na njemu se pojavljuju i stručnjaci iz Bugarske i Čehoslovačke.

Organizaciju Savetovanja finansirali su proizvođači šinskih vozila i opreme Jugoslavije.

Organizacioni odbor ovog skupa čine prof. dr Stojadin Stojičić, predsednik sa Mašinskog fakulteta u Nišu, zatim prof. dr Slobodan Laković, prof. dr Radić Mijajlović, prof. dr Randjel Bogdanović, prof. dr Slavko Kepčija, svi profesori Mašinskog fakulteta u Nišu, zatim Dragoslav Pajić, dipl. inž. i Petar Gašić, dipl. inž. iz ZJŽ, David Vojinović, dipl. inž. iz ŽTP Beograd, Aleksandar Krunić dipl. inž. iz ILV Beograd, Mirko Simić, dipl. inž., mr Milovan Krivokapić, dipl. inž., mr Zoran Mickić, dipl. inž., Gordana Pavlović, dipl. inž. i Goran Cvetković, dipl. inž. iz Mašinske industrije Niš, Biljana Veselinović iz MF Niš, Stevan Varadinac i Tanja Radulović, studenti.

Očekuje se da će prvog dana pored redovnog stručnog programa učesnicima skupa da se obrate dekan Mašinskog fakulteta u Nišu prof. dr Slobodan Laković, Mirko Simić, predsednik PO SP Mašinske industrije Niš i Mihailo Živadinović, član PO Zajednice Jugoslovenskih železnica.

Uključujući se u ovaj skup časopis »Železnice« objavio je radove koje smo primili na vreme od organizatora skupa. Radove koji nisu uključeni u ovaj broj objavićemo u nekom od narednih brojeva časopisa, ostavljajući i dalje naše strane otvorene za široku saradnju svih stručnjaka pa i stručnjaka iz ove oblasti.

Razvoj motornih vozila malih snaga

UDK 625.285+286.004.11/.15 (084.2)

Prof. dr Stojadin STOJIČIĆ, dipl. inž.
Dr Ranđel BOGDANOVIĆ, dipl. inž

1. LAKI MOTORNI VOZ – ŠINOBUS

Fabrika vagona »Goša« u Smederevskoj Palanci je od 1958. do 1969. god. proizvela i isporučila Jugoslovenskim železnicama ukupno 307 garnitura šinobusa. Šinobusi su građeni prema licenci »Urdingena« i isporučivali JŽ, i to od 1958 do 1968:

1958. godine 20 garnitura (M + P)
1959. godine 20 garnitura (M + P)
1960. godine 50 garnitura (M + P)
1961. godine 20 garnitura (M + P)
1962. godine 60 garnitura (M + P)
1963. godine 50 garnitura (M + P)
1964. godine 20 garnitura (M + P)
1965. godine 20 garnitura (M + P)
1966. godine 20 garnitura (M + P)
1967. godine 10 garnitura (M + P)
1968. godine 17 garnitura (M + P)

Iz ovog pregleda se vidi da su najmlađi šinobusi u eksploataciji gotovo 20 a najstariji 30 godina, što znači da je njihov radni vek pri kraju, odnosno njihovo dalje održavanje preskupo.

S druge strane, konstrukcija šinobusa ne zadovoljava kriterijume o čvrstoći koje zadovoljavaju putnički vagoni, pa je to i razlog što pri različitim saobraćajnim nezgodama šinobusi loše prolaze.

Treće, današnji tehnički zahtevi za ovu vrstu vozila drugačiji su nego što su bili pre 30 godina, traže veće brzine, veću čvrstoću vozila, veći komfor, kao i savremenu kontrukciju i tehnologiju.

Danas je u saobraćaju manje od 90 garnitura sa tendencijom brzog smanjivanja, odnosno isključivanja šinobusa iz dalje eksploatacije, pa je i pravo vreme za iznalaženje domaće zamene za šinobuse.

2. OSNOVNE TEHNIČKE KARAKTERISTIKE ŠINOBUSA

Osnovna vozna jedinica sastoji se od motornog vagona i prikolice. Vozila su dvoosovinska; motorni vagon ima pogon na jednoj osovini, konstrukcija i motornog vagona i prikolice je ista, kada su u pitanju gabaritne mere, sanduk, unutrašnja oprema i dr. (slika 1).

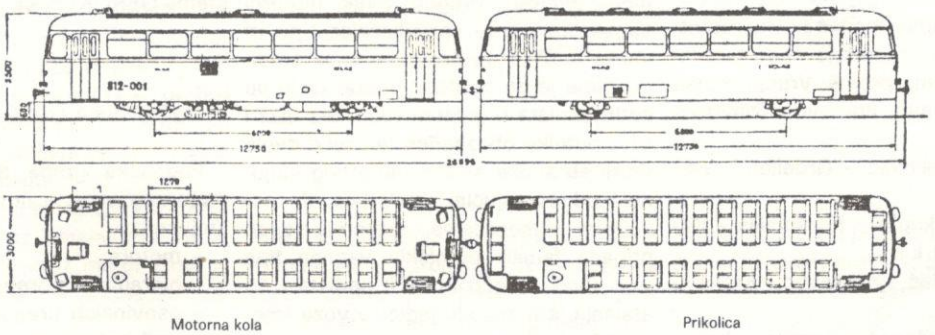
Šinobus ima sledeće osnovne tehničke karakteristike:

– Ukupna dužina osnovne jedinice 26,60 m
– širina vozila 3,00 m
– visina vozila od GIŠ 3,30 m
– prečnik točkova 0,90 m
– broj sedišta osnovne jedinice 60
– snaga motora 110 KW
– maksimalna brzina 90 km/h
– težina osnovne vozne jedinice 25,40 t
– kočnica: pneumatska, diskovi i šinska
– ogibljenje: kombinovano–vazdušno i lisnati gibnjevi

Konstrukcija nosećeg dela sanduka je tipa samonoseće strukture. Sastoji se od čeličnih nosača elektrolučno zavarenih i oplate od aluminijumskih legura, koji su spojeni za čeličnu konstrukciju pomoću zakivaka.

Unutrašnja obloga je od kombinovanog materijala (drvo, plastika) lesomina. Termička izolacija poda, stranica i krova izvedena je mineralnom vunom, a zvučna sa antizvučnom masom zalepljenom sa unutrašnje strane nosa i oplate.

Sedišta za putnike drugog razreda su sa preklopnim naslonom za leđa i mogu



Motorna kola Prikolica

Slika 1 – Šinobus

se podešavati prema smeru vožnje.

Odbojna i vlačna sprema sastoji se od lakog poluautomskog kvačila i lakih opružnih odbojnika.

Oprema vozila: kočnica, peskare, signalni uređaji, električna oprema i mašinska oprema su u skladu sa odgovarajućim propisima i potrebama za pravilno rukovanje i upravljanje vozilom.

Motorni voz (šinobus ser. 812) je lako manipulativno vozilo, ekonomično u saobraćaju, lake konstrukcije. Šinobus je najekonomičnije vozilo u Jugoslovenskim železnicama.

U nedostatke se mogu (uslovno) ubrojati sledeće osobine: laka i nedovoljno čvrsta konstrukcija, dvo-osovinsko trčeće postolje sa razmakom osovina od 6 m ne daje dovoljno komforno vozilo za sadašnje uslove prevoza putnika i relativno mala brzina vožnje.

3. KONCEPCIJA NOVOG ŠINOBUSA

Novi dizel hidraulični motorni voz – novi šinobus namenjen je za masovan, čest i brz prigradski prevoz putnika, uglavnom na sporednim prugama, oko privrednih centara: Beograda, Niša, Skoplja, Novog Sada, Kraljeva, Sarajeva itd.

Niš bi na primer mogao novim motornim vozom da organizuje čest saobraćaj na relacijama prema: Vranju, Kosovu Polju, Kraljevu, Prahovu i Dimitrovgradu:

- Niš – Leskovac – Grdelica – Vranje 110 km
- Niš – Prokuplje – Kuršumlija – Kosovo Polje 151 km
- Niš – Stalać – Kruševac – Kraljevo 139 km
- Niš – Knjaževac – Zaječar – Prahovo 185 km
- Niš – Dimitrovgrad 98 km

ili Skoplje, na primer:

- Skoplje – Kumanovo – Vranje 117 km
- Skoplje – T. Veles Đevđelija 200 km
- Skoplje – Prilep – Bitolj 229 km
- Skoplje – T. Veles Štip 130 km
- Skoplje – Gostivar – Kičevo 149 km

Novi motorni voz treba da se kreće većom brzinom od šinobusa maksimalno do Vmax = 120 km/h, da ima veći kapacitet i veću sigurnost putnika.

Novi motorni voz je koncipiran na bazi domaćih materijala, opreme i tehnologije. On treba da zadrži sve dobre tehničke osobine šinobusa, kao što su: lako savlađivanje krivina od R = 90 m i skretnica u stanicama; da je lak za rukovođenje, upravljanje i manipulaciju u saobraćaju; ekonomičnosti približna šinobusu.

U odnosu na šinobus treba da ima laku i čvrstu konstrukciju, ugrađena obrtna postolja koja će dati lako savlađivanje krivina i znatno poboljšati mirnoću hoda.

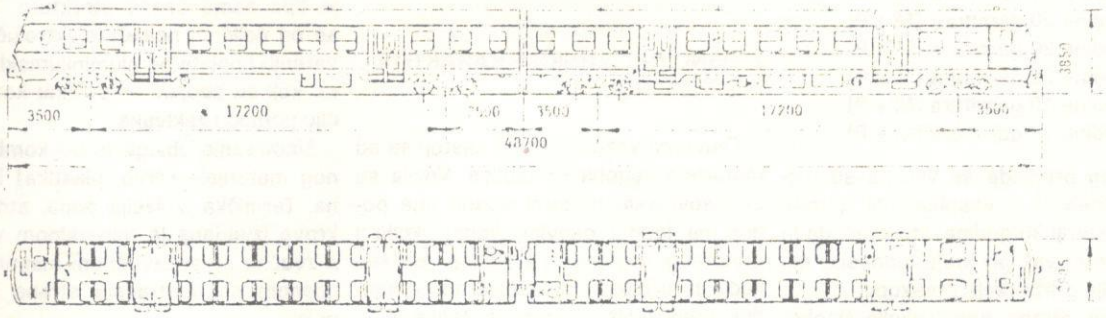
Jedinica motornog voza sastoji se iz dva motorna vozila (slika 2) sa upravljačnicama na oba kraja i prolazom između jednog i drugog. Svaki motorni vagon ima pored upravljačnice i po tri velika odeljka sa prolazom kroz sredinu, čime je omogućeno postavljanje po četiri sedišta u jednom redu. Brz ulaz i izlaz putnika obezbeđen je preko dvoja vrata sa svake strane motornog vagona i odgovarajućim ulazištima. Po osnovnim dimenzijama, motorni vagon pripada familiji putničkih vagona tipa »Y«. Svaki vagon ima 72 sedišta i 50 stajanja, što za celu jedinicu voza iznosi 244 putnika.

4. OSNOVNI TEHNIČKI PODACI NOVOG MOTORNOG VOZA

Osnovna jedinica novog motornog voza, sastoji se od dva motorna vagona s prolazom između njih (slika 2).

Svaki motorni vagon ima po jedno obrtno postolje pogonsko. Ako novi šinobus saobraća na ravničarskim prugama u sredinu se može ubaciti i prikolica pogonske karakteristike:

- širina koloseka 1435 mm
- ukupna dužina vozne jedinice 49000 mm
- dužina jednog motornog vagona preko odbojnika 24500 mm
- razmak stožera 17200 mm
- visina motornog vagona od GIŠ 3850 mm
- širina 2985 mm
- razmak osovina u obrtnom postolju 2500 mm
- prečnik točka 920 mm
- broj sedišta osnovne jedinice 144
- sopstvena težina osnovne jedinice 80 t
- snaga motora osnovne jedinice 2 x 270 KW
- maksimalna brzina 120 KW/h



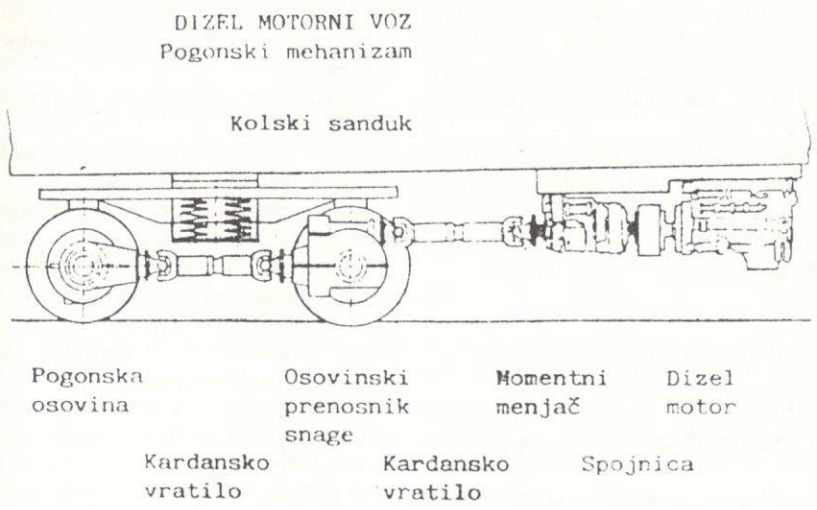
Slika 2.

- kočnica sa sabijenim vazduhom sistema OERLIKON sa blok cilindrima

5. POGONSKA GRUPA

Pogonska grupa dizel hidrauličnog motornog voza – novog šinobusa sastoji se iz:

- motora;
- hidrauličnog prenosnika snage;
- osovinskih prenosnika snage, koji su međusobno povezani kardanskim vratilima (slika 3).



Slika 3.

5.1. Motor

U svaki motorni vagon biće ugrađen dizel motor tipa OM 443 snage 270 KW, koji po licenci proizvodi domaća fabrika motora »Famos« u Sarajevu. To je četvorotaktni dizel-motor sa direktnim ubrizgavanjem i vodom hlađeni V – motor, cilindri pod uglom od 90°. Motor se odlikuje malim dimenzijama, neznatnom težinom i niskom potrošnjom goriva. Više od 80% svih delova je identično za celu familiju motora OM 440. Celokupna konstrukcija bazira na savremenim dostignućima odgovarajućih naučnih oblasti.

Osnovni tehnički podaci motora su:
- tip motora OM 443
- proizvođač motora FAMOS
- snage motora pri 2100 o/min 270 KW
- dužina motora 1120 mm
- širina motora 895 mm
- visina motora 1010 mm
- težina motora 930 kg.

Motor je usisni bez prehranjivanja. Gorivom ga napaja pumpa visokog pritiska sistema BOSCH. Gorivo pre ubrizgavanja prolazi kroz filtere. Motor se podmazuje uljem pod pritiskom, koji stvara zupčasta pumpa. Ulje prolazi kroz prečistač i izmenjivač toplote. Od opterećenja štite prelivni ventili i ventili za ograničenje pritiska.

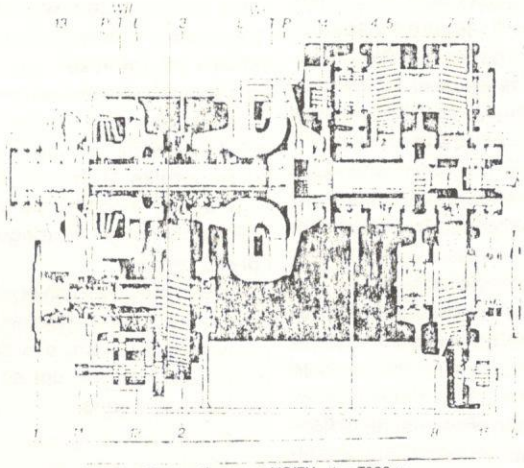
Zagrejanu vodu u motoru centrifugalna pumpa gura kroz lamelasti hladnjak, a rashlađenu vodu kroz motor čime je zatvoren kružni sistem cirkulacije rashladne vode.

Brojeve obrtaja i snagu reguliše BOSCH centrifugalni regulator, koji je spojen s pumpom visokog pritiska. Pri startovanju dovodi se veća količina goriva.

Motor se pokreće električno ili vazduhom, sa baterijom akumulatora punom 60% startuje na –15°C

5.2. Hidraulični prenosnik snage

U svaki motorni vagon ugrađen je hidraulični prenosnik snage VOITH tipa T32orz, čiji je presek dat na slici 4. To je prenosnik sa dva menjača obrtnog momenta – vanilera i hidrodinamičnom kočnicom.



Prenosnik snage »VOITH« tipa T320 rz

Slika 4

Menjač obrtnog momenta sastoji se iz pumpnog, turbinskog i reaktivnog kola. Punjenjem hidrualičnog menjača nastupa prenošenje obrtnog momenta.

Promena brzine se odvija bez prekida vučne sile, lako bez potresa i treska, putem punjenja i pražnjenja kružnog toka menjača. Smer vožnje se menja u toku mirovanja voza pomoću integrisanog mehaničkog prenosnika.

Prenosnik je jednostavne konstrukcije i pristupačan je za rukovanje i održavanje.

Hidrodinamička kočnica omogućuje kočenje voza bez trenja kočnih papuča. toplota koja se pri tom stvara odvodi se preko razmenjivača toplote ili uljnog hladnjaka.

Osnovni tehnički podaci prenosnika:
- maksimalna ulazna snaga 440 KW
- ulazni broj obrtaja 1500 – 3400 min^{-1}
- količina ulja u prenosniku 100 L

U našoj zemlji se trenutno ne proizvode hidraulični prenosnici pogodni za ugradnju u motorne vozove. Međutim, »14. Oktobar« iz Kruševca čini napore u osvajanju i ovakvog menjača. Njegova ugradnja u motorni voz došla bi u obzir tek posle ispitivanja.

5.3. Osovinski prenosnik

U motorni vagon ugrađena su dva osovinska prenosnika tipa OP–20 MIN-ove proizvodnje. Osovinski prenosnici su robusne konstrukcije te mogu da prenesu sva dinamička opterećenja kojima je motorni voz izložen u toku rada.

Krajnji osovinski prenosnik je na neprolaznim ulaznim vratima, dok je unutrašnji osovinski prenosnik sa prolaznim ulaznim vratima. Osovinski prenosnik OP – 20 je dvostepeni osovinski prenosnik sa dva para zupčanika, i to cilin-

dričnim i koničnim. Ukupan prenosni odnos osovinskog prenosnika je I–4.315. Zupčanici osovinskog prenosnika OP–20 izrađeni su od visokolegiranih kvalitetnih čelika. Podmazivanje osovinskog prenosnika je centralno pod prtiskom.

5.4. Kardanska vratila

Kardanska vratila omogućuju penos obrtnog momenta od dizel motora do hidrauličnog prenosnika i od hidrauličnog prenosnika do osovinskih prenosnika (vidi sliku 3). Kardanska vratila su takve konstrukcije da mogu da prenesu maksimalni obrtni moment i prime određena aksijalna i radijalna pomeranja. To je omogućeno teleskopskom dužinom kardanskih vratila od 100 mm i velikim prostornim uglom (od 15°).

Kardanska vratila su proizvod naše fabrike »Soko« Mostar.

6. SANDUK VOZILA

Sanduk novog DHL–voza, novog šinobusa je samonoseće konstrukcije koja se sastoji iz postolja bočnih i čeonih stranica i krova. Izrađen je od kvalitetnog konstruktivnog čelika prema JUS S. BO.502, i to osnovni noseći elementi – postolje i stranice od čelika Č.0562, a krov od Č.0361.

Razmatrana je mogućnost izrade noseće strukture od Al–legura i visokolegiranih nerđajućih čelika. Varijanta primene AL–legura za sada nije pogodna, zbog toga što naša AL–industrija danas nije u stanju da proizvede velike Al–profile za integralnu konstrukciju, koja se jedino može ravnopravno nositi sa čeličnom konstrukcijom. Limovi od nerđajućih čelika se i danas uvoze, pa se i od ove varijante moralo odustati.

Postolje vagona je rešetkaste konstrukcije, izrađeno od valjanih i savijenih profila zavarivanjem. Prekriveno je talasastim podnim limom debljine 0,25 mm. Postolje je dimenzionisano i konstruktivno rešeno da nosi celokupnu pogonsku grupu: motor, prenosnik snage, akumulatorsku bateriju, rezervoar za gorivo itd.

Kostur bočnih i čeonih stranica izrađen je od savijenih profila međusobno spojenih zavarivanjem. Spoljna oplata izrađena je od limova debljine 2 mm. takođe od materijala Č.0562.

Kostur krova izrađen je od savijenih profila i prekriven limom debljine 1,5 mm sa podužnim zikama, radi ukrućivanja krova. Materijal od koga je izrađen krov je Č.0361.

Sanduk vagona u pogledu čvrstoće u svemu zadovoljava propise instrukcije JŽ. o čvrstoći vagona.

Sanduk vagona se preko bočnih poklznika oslanja na obrtna postolja.

7. UNUTRAŠNJA OPREMA VOZA

Unutrašnjost svakih kola podeljena je pregradnim zidovima na sedam odeljaka: na čelu je upravljačka kabina, a na drugom kraju sanitarno-prtljažni odeljak sa prolazom u sredini za susedni vagon motornog voza. Iza njih su dva manja odeljka za putnike, pa zatim dva ulazišta i u sredini veliki odeljak za putnike.

Na vučnim stranicama, sa unutrašnje strane, postavljen je melanit prijatne boje, koji zadovoljava i higijenske i estetske savremene zahteve. Između spoljnjeg lima i unutrašnje oplate postavljena je termička i zvučna izolacija.

Iznad talasastog lima i poda postavljena je termička i zvučna izolacija, a preko nje iver – ploče preko cele površine poda. Iver-ploče su prekrivene savremenim plastičnim podom, prijatne boje, koji omogućuje lako higijensko održavanje poda.

Na krovu i u prostoru između spoljne i unutrašnje oplate postavljeni su uobičajeni i na putničkim kolima vrlo često ugrađivani uređaji za ventilaciju tipa »kuck–kuck«. Ovi uređaji mogu u toku jednog časa da zamene vazduh u odeljku za putnike 10 do 15 puta. Njima rukuju putnici iz odeljka po potrebi.

Putnički odeljci se mogu provetravati i preko prozora.

Putnici po volji otvaraju i zatvaraju prozor. Prozori su dvodelni s jednom polovinom fiksnom, a drugom gornjom pokretnim i standardni su proizvod naših fabrika vagona.

Na podu duž bočnih stranica putničkih odeljaka postavljeni su radijatori za grejanje.

Grejanje se vrši toplom vodom iz motora.

Za pod kola u odeljcima za putnike, vezana su i sedišta za putnike.

Sedišta su laka, avionsko-autobuskog tipa, sa mogućnošću promene nagiba naslona, mekana su i presvučena štofom lepog dezena odgovarajućeg kvaliteta. Sedišta su jednoobrazna u osnovi kvaliteta za B klasu u savremenim putničkim vagonima.

U visini venčanice duž putničkih odeljaka postavljene su lake estetski oblikovane prtljažne police.

Na plafonu odeljaka motornog vozila postavljeni su estetski oblikovane svetiljke koje osvetljavaju odeljke prema savremenim zahtevima železničkog saobraćaja.

Sanitarni odeljci opremljeni su savremenom standardnom opremom, koja se već ugrađuje u putničke vagone.

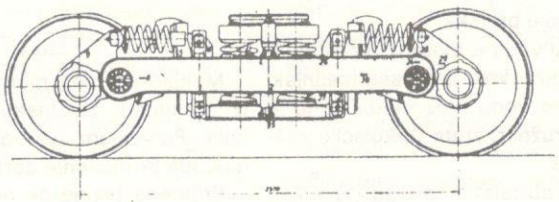
U čeonim odeljcima – upravljačnicama ugrađeni su komandni stolovi, sa svim potrebnim uređajima za nadgledanje rada pojedinih uređaja i upravljanje motornim vozom. U upravljačnicama se nalaze i po dva podesiva sedišta za mašinovođu i njegovog pomoćnika. Prozori sa strane mašinovođe i pomoćnika su pokretni i postavljeni tako da oni mogu da proture glave kroz njih ne ustajući sa svojih sedišta, te da direktno opšte sa stanicnim i voznim osobljem. Široki čeoni – nepokretni prozori omogućuju dobar pregled pruge i zaštitu od udara ptica i nameta koji se podiže sa zemlje.

Spoljnim ulaznim-izlaznim vratima, koja su automatska, rukuje mašinovođa, a unutrašnjim putnici.

Motorni voz je ozvučen.

8. OBRTNA POSTOLJA

Obrtna postolja, izabrana za novi šinobus, su standardna tipa »Goša« (slika 5), koja su prilagođena novom mo-



Slika 5.

tornom vozu. Sanduk vagona se preko bočnih poklizника oslanja na ogibljenu kolevku, a ova preko sistema zavojnih opruga na ram obrtnih postolja. Opterećenje se sa rama obrtnih postolja prenosi preko sistema naizmeničnog ogibljenja na rukavac osovine. Razmak osovina u obrtnom postolju je 2500 mm, a prečnik točka u krugu kotrljanja je 920 mm. Osovina je EEZ zazorno-lenkersko vođena. Na rukavac su ugrađena standardna valjkasta ležišta WJ i WJP 120 x 240 x 80 domaće proizvodnje.

9. KOČNICA

Novi dizel-hidraulični motorni voz opremljen je automatskom produžnom kočnicom i direktnom kočnicom sistema OERLIKON.

Sve kočne uređaje proizvodi fabrika kočnice »MZT« u Skoplju. U motorni voz je ugrađen rasporednik Lst–1, produžni kočnik FV 4a, direktni kočnik FT–1; blok cilindri i dr; za proizvodnju vazduha služi kompresor proizvodnje firme »Trudbenik« iz Doboja, koji je kardanom vezan za motor. Kapacitet kompresora je 1500 l/min.

Ručna kočnica služi za obezbeđenje voza od samopokretanja iz mesta. Kočnost koja se postiže ručnom kočnicom iznosi 20%, što je dovoljno za obezbeđenje voza od samopokretanja i na najvećim podovima pruge. U svakoj upravljačnici postavljena je ručna kočnica kojom se koči postolje ispod nje.

10. UREĐAJI ZA KONTROLU BUDNOSTI

Budnost mašinovođe se kontroliše pomoću jednog elektronskog uređaja–budnika. Ovaj uređaj radi u zavisnosti od određenog puta sa jednom vremenski zavisnom kontrolom budnosti. Mašinovođa dokazuje svoju sposobnost, upravljanja vozom stalnim pritiskanjem bilo kog tastera budnika. U slučaju nepravilnosti posle pređenih 150 m puta isključuje se hidraulični prenosnik snage, dizel motor se prebacuje na parazan hod i uključuje se brzo kočenje ispuštanjem vazduha iz voda automatske kočnice (glavnog voda) preko kočnog ventila budnika. Budnik je domaće proizvodnje.

Za vreme vožnje mašinovođa mora stalno da pritiska bilo koji od četiri tastera budnika rukom ili nogom. Ako se taster pusti onda signalna svetiljka »sigurnosni uređaj« svetli u jednakim vremenskim razmacima zavisno od brzine vožnje. Posle pređenih 75 m puta merenih od trenutka pustanja tastera, sledi zvučni signal za opomenu preko zujalice budnika, a posle ukupno pređenih 150 m puta nastupa brzo kočenje. U slučaju da je taster budnika stalno pritisnut, budnik se aktivira tek posle 60 sekundi odnosno signalna lampa, sigurnosni uređaj počinje da svetli tek posle 60 sekundi. Posle ovog vremena proces se obavlja kao što je već rečeno.

Pritiskivanjem jednog od tastera hodnika poništavaju se svi procesi, pa čak i već uvedeno brzo kočenje.

Posle brzog kočenja preko budnika valjak za vožnju odnosno volan mora da se vrati u nulti položaj da bi nakon toga ponovo mogli da se uključuju stupnjevi vožnje.

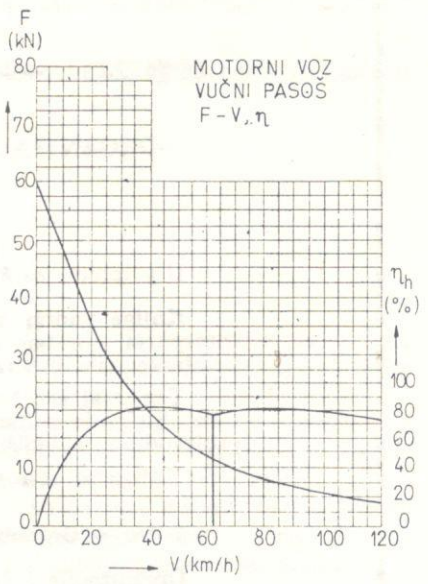
Na vod automatske kočnice priključen je prekidač na pritisak, koji je u istom kućištu sa kočnim ventilom budnika, sa zadatkom da omogući da se komande voznog valjka izvršavaju tek onda kada u vodu automatske kočnice postoji najmanji pritisak od 4,5 Atm.

U slučaju kvara na budniku može se isključiti kočni ventil budnika, a prekidač na pritisak premostiti tako da vozni valjak dobija upravljački napon, pa se lokomotiva može voziti i dalje, ali bez kontrole budnosti mašinovođe.

Budnik je, takođe, domaće proizvodnje.

11. UPRAVLJANJE MOTORNIM VOZOM I NJEGOVE VUČNE KARAKTERISTIKE

Motorni voz namenjen je prigradskom saobraćaju, čija je karakteristika često zaustavljanje i česti polasci. Za polaske iz mesta voz raspolaže velikom vučnom silom, koju obezbeđuje hidraulični prenosnik snage, a na otvorenoj pruzi raspolaže dovoljnom vučnom silom da se može kretati i brzinom od 120 km/h, što se vidi iz dijagrama opterećenja (F – v), slika 6.



Slika 6.

Upravljanje motornim vozom je elektropneumatsko. Ova komanda deluje na principu da se sa upravljačkog stola električnim putem aktiviraju elektromagnetni ventili na uređajima kojima se komanduje. Aktivirani elektromagnetni ventili propuštaju komprimirani vazduh iz voda glavnih rezervoara u odgovarajuće aparate za regulaciju i podešavanje uređaja kojima se želi upravljati.

Najvažnije funkcije mašinskog uređaja nadziru se automatski. Neispravnosti se javljaju mašinovođi pomoću signalnih svetiljki na upravljačkom stolu.

Za kontrolu rada motora i hidrauličnog prenosnika ugrađeni su kontrolni aparati koji automatski stupaju u dejstvo kada nastupi nedopustivo stanje u pogonu, prebacujući dizel motor na prazan hod, ili ga zaustavljaju, ili samo upozoravaju signalima. Na primer: kada temperatura ulja u hidrauličnom prenosniku, ili temperatura vode za hlađenje prekorači dopuštenu granicu, motor se automatski zaustavlja; kada uređaj budnosti – »zifa« – stupi u dejstvo aktiviranjem kočnice automatski se i motor prebacuje na prazan hod; kada temperatura u motorskom prostoru pređe dozvoljenu granicu automatski se zatvara dovod goriva u motor preko jednog ventila koji se nalazi iznad motora.

(Adresa: prof. dr Stojadin STOJIČIĆ, Mašinski fakultet – Niš i dr Ranđel BOGDANOVIĆ, Mašinski fakultet – Niš)

novo — novo — novo — novo

»ORGANIZACIJA PREVOZA I KOMBINOVANI INTEGRALNI SISTEMI TRANSPORTA«

od Dr Ljubivoja Čarapića

U pripremi za štampu nalazi se nova stručna knjiga:

Knjiga sadrži multidisciplinarnu oblast najsavremenijih rešenja u oblasti transporta, posebno u pogledu primenjene tehnike, tehnologije i organizacije kod kombinovanih integralnih sistema transporta.

Tematski sadržaj ove knjige približan je kako naučnoj tako i pratkičnoj upotrebi. Stoga je namenjena ne samo obrazovnim i naučnim organizacijama već i proizvodnim, skladišnim, prometnim i drugim.

Knjiga se sastoji iz dva dela:

I deo — Organizacija prevoza stvari

Organizacije i funkcionisanje transportnog procesa, uloga i podobnosti pojedinih grana saobraćaja u procesu prevoza, poznavanje stvari i transport i priprema za uključivanje u transportni proces, ambalaža, pakovanje i formiranje transportno-manipulativnih jedinica, tokovi prevoza i njihovo planiranje, načela za određivanje prevoznog puta, organizacija prevoza komadnih i kolskih pošiljaka, industrijski koloseci, stabilni i mobilni kapaciteti za rad sa pošiljkama, tehnološki proces rada, i normativna regulativa od uticaja na organizovanje procesa prevoza u pojedinim fazama. Posebno će u ovom poglavlju biti obrađeni aktuelni sadržaji u smislu primene industrijskih koloseka, »Kargo sistem« kod ponekih pošiljaka, režima prevoza i dr.

Poseban prostor biće posvećen prevozu opasnih materija, naročitih pošiljaka, brzopokvarljivih i živih životinja, komisionim poslovima i dr. Svi ovi sadržaji biće ilustrovani i matematički interpretirani.

II deo — Kombinovani integralni sistemi transporta

Kombinovani integralni sistemi transporta, materijalna osnova pojave ovih sistema i njihova uloga u sistemu transporta;

Početni sistem transporta (sredstva i oprema paletizacije, izbor sredstava i primena kod prevoznika i korisnika transporta);

Kontenerski sistem transporta (sredstva i oprema, izbor i proračun sredstava, infrastruktura), tehnologija prevoza i formiranje kontenerskog lanca, carinske i druge formalnosti, kodeks ponašanja i dr.; Kombinovani suvozemni i vodni sistemi transporta (drum — železnica — drum, RO-RO, SEEABE, BACAT i LACH), primenjena tehnika, tehnologija, organizacija i njihova primena u složenom sistemu transporta;

Koncentracija rada i formiranje robno-transportnih centara na principu geografskih zona, uloga grane saobraćaja i njihovo povezivanje među sobom u jedinstven sistem transporta, određivanje gravitacionog područja u funkciji zahteva korisnika prevoza i kvaliteta pružanja transportne usluge;

Objekti infrastrukture neophodni za primenu kombinovanih sistema i povezivanje grana saobraćaja (luke, pristaništa hucke-pack stanice, skladišta); transportno-ekonomski efekti i značaj kombinovanih integralnih sistema transporta za racionalizaciju transportno manipulativnog procesa;

Povezivanje unutrašnjeg i spoljnjeg transporta — logistika transporta;

Organizovanje procesa prevoza u uslovima neposredne ratne opasnosti i u uslovima rata;

Primena kibernetike kod kombinovanih integralnih sistema u pogledu prikupljanja, obrade podataka, izdavanja rezultata i iznalaženje optimizacije transportnih procesa.

Celokupno gradivo biće prikazano kroz slike, klišea, modeli i projekcije tako da će čitaocu omogućiti lakše razumevanje i stvaranje novih ideja.

Knjiga će se raditi na srpskohrvatskom jeziku, u formatu B-5, obima oko 350 stranica i u broširanom povezu.

Narudžbe prima izdavač:

ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ
11001 BEOGRAD — Nemanjina 6, pošt. fah 498.

Dizel–hidraulična manevarka za JŽ

UDK 621.335.2–833.6.004.11/.15.(084.2)

Stojadin STOJIČIĆ, dipl. inž.
Ranđel BOGDANOVIĆ, dipl. inž.
David VOJINOVIĆ, dipl. inž.
Dragoslav JOVANOVIĆ, dipl. inž.
Slavko STOJANOVIĆ, dipl. inž.
Slavko RAIČEVIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

U Jugoslovenskim železnicama danas se u manevarskoj službi nalazi osam tipova motornih lokomotiva – manevarki i jedan tip parnih manevarskih lokomotiva. Jugoslovenske železnice još uvek imaju u redovnoj službi 32 parne lokomotive serije 62, koje nužno u najkraćem roku treba zemeniti motornim manevarkama.

U ovih 8 tipova manevarskih lokomotiva ugrađeni su različiti motori, različiti prenosnici snage, različiti osovinski prenosnici, različita elektrooprema, različiti kočni uređaji, različiti komandni uređaji itd.

Ovako heterogen park manevarskih lokomotiva otežava i poskupljuje održavanje i remont manevarki, a industrijski remont potpuno isključuje.

Iz tabele 1 vidi se broj tipova lokomotiva, njihova snaga i brojno stanje.

TABELA 1 – Lokomotive u JŽ

Serije lokomotive	Proizvođač	Snaga lok. u KW	broj kom. u JŽ
661 DEL	GANZ	440	96
642 DEL	Đ. Đaković	460	101
643 DEL	B. Loc	680	51
731 DHL	Đ. Đaković	290	107
733 DHL	Đ. Đaković	440	32
734 DHL	Đ. Đaković	600	15
Polovne 62	Nemačka	500	41
		UKUPNO:	443

Sve parne lokomotive su u Srbiji –ŽTP Beograd 18, a bivši ŽTO Novi Sad 14 komada.

Manevarke Jugoslovenskih železnica su ili kupljene u inostranstvu ili proizvedene po licenci u našoj zemlji.

Lokomotive manevarke (serija 643) koriste se pretežno za putničko-teretnu vuču vozova, ređe za manevarsku.

Pošto su lokomotive manevarke serije 642, 643, 731 i 732 u službi 25 godina mora se doneti odluka: ili generalni remont motora ili ugradnja novog motora.

Generalni remont zahteva nabavku skupih rezervnih delova iz uvoza i rad na remontu motora, što može izneti više od kupovine i ugradnje novog motora, može se i u ove stare manevarke ugraditi isti motor kao i u nove, čime se čini značajan korak ka unifikaciji motora na manevarkama JŽ.

Iz analize koju su obavile Jugoslovenske železnice (ŽTP – Zagreb) vidi se da je ugradnja novog motora jeftinija od remonta starog.

TABELA 2 – Remont ili zamena motora?

	Lokomotiva serije	NOVI MOTORI			Lok. ser. 642		
	Remont starog motora u $	JE NBACH JW 4 $	GATER 3508 $	ULJANIK 6PA4V1–85 VG $	Remont starog motora $	Uljanik 6PA4V185 VG $	Famos 444LA D.M
Rezervni delovi za motor + carina	155672				148521		
Novi mot.		114780	80000	165000		209000	73,000
Radna snaga za poprav. motora	2631				3704		
Za ugradnju novog motora		19870	19870	19870		19870	19870
Troškovi održ. za sled. 15 god.	425752	196247	196247	185230	240756	194208	Dosad nije ugrađivan na lok. JŽ
Ukupno $	584055	330867	296117	370100	392981	423778	

Ugradnjom motora JW4, 3508, 6PAV185VG ili Famosov 444LA u lokomotivu serije 642, varijante sa novim motorima bi i u ovim slučajevima bile jeftinije od remonta motora.

Kupovinom lokomotiva manevarki iz Mađarske naše železnice su delimično zadovoljile potrebe, ali su, pri tome, finansirale i razvoj mađarskih kadrova i mađarsku industriju. Prateći rad tih lokomotiva u eksploataciji, naši železnički stručnjaci su svoja zapažanja predali Mađarima, što je dovelo do ugradnje »pilstk« motora u mađarsku manevarku, kao i do drugih poboljšanja, što znači da su naše železnice finansirale i dalje razvoj Mađara.

Ovakvim radom naše istraživačke, projektanske i proizvođačke organizacije svode se na nivo remontera i sve će više zaostajati za Evropskim.

2. OSNOVNI PODACI O LOKOMOTIVI

- Širina koloseka ... 1 423 mm
- Raspored osovina . B B
- Gabarit vozila .... JŽS V2.005
- Dužina preko odbojnika ..... 13 700 mm
- Širina lokomotive . 2 900 mm
- Najveća visina iznad GIŠ ..... 4 260 mm
- Razmak stožera .. 6 600 mm
- Prečnik točka nov/istrošen ..... 1 000/920 mm
- Najmanji poluprečnik krivine ..... 50 m
- Najmanji poluprečnik grbine ..... 300 m
- Ukupna težina sa punim zalihama ... 64 t
- Težina bez zaliha .. 60 t
- Osovinsko opterećenje ..... 16 t
- Najveća brzina lokomotive ..... 60/80 km
- Najmanja trajna brzina ..... 4 km/h
- Količina goriva ... 1600 L
- Količina peska .... 240 kg
- Najveća polazna vučna sila ..... 19 000 daN
- Najveća trajna vučna sila ..... 17 000 daN
- Snaga motora .... 600 KW
- Prenosnik snage VOITH–reverzibilan L4r4Z
- Osovinski prenosnik snage »MIN« OP–20
- Akumulatorska baterija 110V,190Ah
- Kočnica sistema OERLIKON sa kočnim blok cilindrom

3. POGONSKA GRUPA

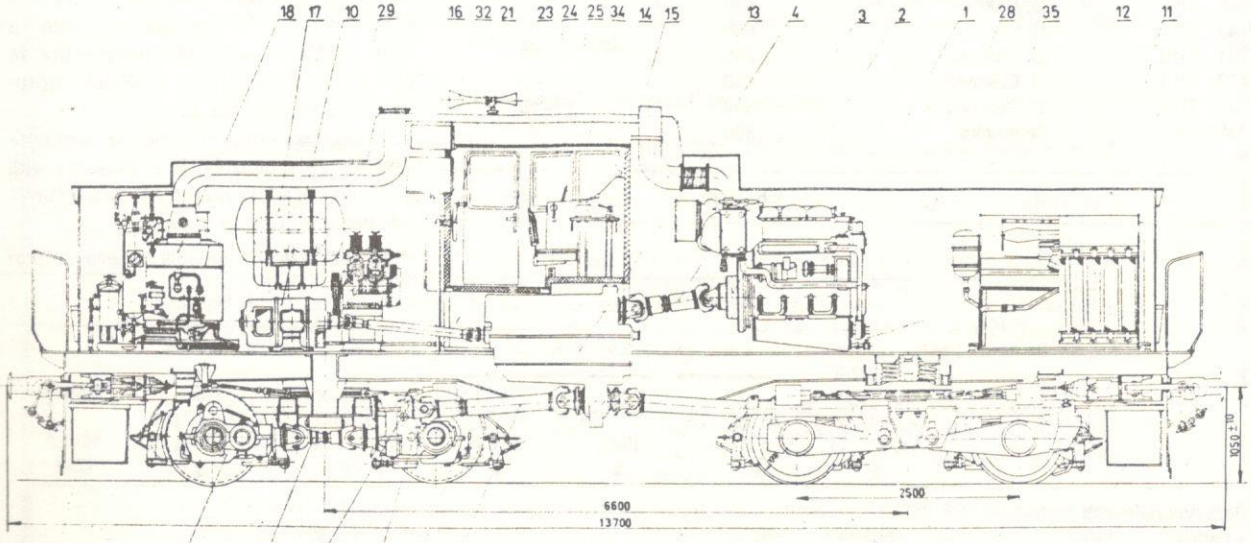
Pogonska grupa dizel–hidraulične manevarke (DHL–600) sastoji se iz:
- motora,
- Hidrauličnog prenosnika snage,
- osovinskog prenosnika snage;

koji su međusobno povezani kardanskim vratima (slika 1)

3.1 Motor

U lokomotivu će biti ugrađen dizelmotor snage oko 600 kW, koji će odabrati JŽ.

Po našem mišljenju, u lokomotivu bi trebalo ugraditi jedan od dva domaća



1. Dizel motor
2. Električna spojnica
3. Kardansko vratilo
4. Prenosnik snage
5. Kardansko vratilo
6. Kardansko vratilo
7. Osovinski prenosnik
8. Osovinski prenosnik
9. Obrtno postolje
10. Generator
11. Hladnjak
12. Hidro–motor
13. Izduvni sistem
14. Kočnik direkt kočnice
15. Kočnik automatske kočnice
16. Kompresor
17. Glavni rezervoar za vodu
18. Parni generator
19. Rezervoar za vodu
20. Kočni cilindar
21. Ručna kočnica
22. Akumulatorske baterije
23. Upravljački sto
24. Prekidač za promenu smera
25. Regulac. broja obrtaja motora
26. Vlačna sprema
27. Odbojnik
28. Kućiste motora i hladnjaka
29. Zadnje kućište
30. Rezervoar za gorivo
31. Glavno postolje
32. Sirena
33. Kočno polužje
34. Upravljačnica
35. Rezervoar ulja hidrostatike

Slika 1 – Dizel–hidraulična manevarka za JŽ

motora koje proizvode: »Uljanik« u Puli po licenci PIELSTIKA i »FAMOS« u Sarajevu po licenci MERCEDES–BENZ. Međutim, velika prepreka za ugradnju »Uljanikovog« motora u novu manevarku je visoka cena. U tabeli 2 dato je više vrsta motora, približno istih snaga, koji bi došli u obzir za ugradnju u novu manevarku, uz pretpostavku da će stručnjaci JŽ odabrati jedan od dva domaća motora: »Uljanikov« šestocilindrični motor Pa4 ili »FAMOSOV« dvanaesto cilindrični motor 444 LA.

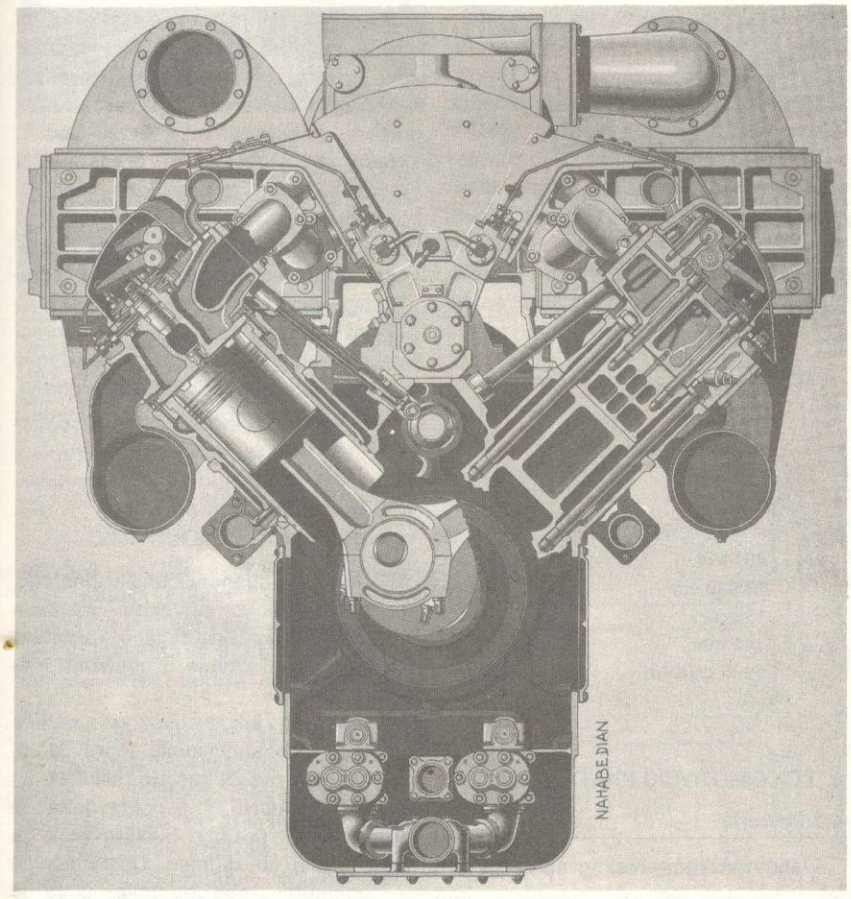
Dizel-motor 6Pa4 V 185VG (slika 2) je motor sa pretkomorom varijabilne geometrije koja omogućava postizanja višeg, srednjeg efektivnog pritiska uz zadržavanje maksimalnog pritiska sagorevanja na približno istim vrednostima koje ima motor sa direktnim ubrizgavanjem. Na taj način je povećana snaga, a da nisu povećana mehanička opterećenja na klipni mehanizam. Potrošnja goriva nije bitno povećana, jer su gubici strujanja iz predkomore u komoru sagorevanja smanjeni. Vazduh za sagorevanje je prednabijen turboduvaljkama koje pogone izduvni gasovi, i rashlađen pre ulaska u cilindre.

Hlađenje motora je izvedeno pomoću jednotemperaturnog sistema rashladne vode. Voda u rashladnom sistemu pripremljena je sa aditivima koje je propisao PIELSTIK.

Pumpa za vodu pogonjena je od motora.

Dizel-motor tipa OM 444 LA snage 610 kW proizvodi domaća fabrika motora FAMOS u Sarajevu. To je četvorotaktni dizel-motor 90°. Motor se odlikuje malim dimenzijama, neznatnom težinom i pritiskom potrošnjom goriva. Više od 80% svih delova je identično za celu familiju motora OM440 (441, 442, 443, 444), što je od velikog značaja za održavanje motora, jer je motor OM443 predviđen za novi šinobus. Celokupna konstrukcija motora bazira na savremenim dostignućima odgovarajućih naučnih oblasti.

Na osnovu iskustava koje je imalo ŽTP Zagreb sa lokomotivama, u koje su bili ugrađeni razni motori, a koje su saobraćale na riječkoj pruzi, vidi se da su eksploatacioni troškovi motora vrlo prihvatljivi (tabela 2).



Slika 2 – Presek dizel-motora

3.2. Hidraulični prenosnik

Na lokomotivi je ugrađen hidraulični prenosnik »VOITH« tipa L4 r 4Z (slika 3). To je hidraulični prenosnik sa potpuno automatskim radom.

Sastoji se od po dva pretvarača za svaki smer i menjačkog dela, pa je stoga reverzibilan.

Pretvarač se sastoji iz pumpnog, turbinskog i reaktivnog kola.

Postoji više izvedbi ovog prenosnika. U ovom slučaju je prenosnik snage stupnjevite izvedbe za opseg maksimalne brzine od 60 do 90 km/h.

Prenosnik snage L4 r 4Z je veoma jednostavne konstrukcije i pristupačan za rukovanje i održavanje.

Hidrauličnim prenosnikom upravlja se jednim prekidačem sa komandnog pulta kojim se istovremeno menja smer i brzina.

Osnovni tehnički podaci prenosnika:

- Maksimalna snaga ..... 7 35 KW
- Maksimalni ulazni broj obrtaja ..... 2 360 min
- Količina ulja u prenosniku 2 001
- Ukupna težina prenosnika bez ulja ..... 3 100 kg

3.3. Osovinski prenosnik

Na lokomotivi su ugrađena četiri osovinska prenosnika tipa OP–20 slika 4. MIN proizvodnje. Osovinski prenosnici su robusne konstrukcije, i mogu da podnesu sva dinamička opterećenja kojima je lokomotiva izložena u toku rada. Krajnji osovinski prenosnici su sa neprolaznim ulaznim vratilom. Osovinski prenosnik OP–20 je dvostepeni osovinski prenosnik sa dva para zupčanika, i to cilindričnim i koničnim. Ukupan prenosni odnos osov. prenosnika i = 4,315. Zupčanici osovinskih prenosnika OP–20 izrađeni su od visokolegiranih kvalitetnih čelika.

3.4. Kardanska vratila

Kardanska vratila omogućuju prenos obrtnog momenta od dizel-motora do hidrauličnog prenosnika i od hidrauličnog prenosnika do osovinskih prenosnika. Kardanska vratila su takve konstrukcije da mogu da prenose maksimalni obrtni moment, a imaju aksijalna i radijalna pomeranja u dozvoljenim granicama.

TEHNIČKI PODACI ULJANIKOVOG MOTORA 6Pa4V

1.	Tip motora	6 Pa 4 V 185 VGG
2.	Proizvođač	Uljanik–Semt PIELSTICK
3.	Nominalna snaga	680 KW
4.	Nominalni broj obrtaja	1 500/o/min
5.	Karakteristike ciklusa	
	– Vrsta	4 takta
	– Tip turbo duvaljke	2 x Airesunce GARETT TV 81
6.	Ubrizgavanje	brizgaljka sa iglom
7.	Broj i raspored cilindra	6 ; »V« izrada
8.	Srednja brzina klipova pri nomilnalnoj snazi	10,5 m/s
9.	Srednji efektivni pritisak pri nominalnoj snazi	16,07 bar
10.	Minimalni broj obrta praznog hoda	600 0/min
11.	Maksimalni broj obrta praznog hoda	1 500 0/min
12.	Obrtni moment pri nominalnoj snazi	4330 Nm
13.	Hlađenje cilindra	vodom
14.	Toplota odvedena rash. vodom NT (vazduh)	130 KW
15.	Toplota odvedena rash. vodom NT (ulje)	78 KW
16.	Toplota odvedena rashl. vodom VT	260 KW
17.	Normalna temperatura vode	80+/–5° C
18.	Maksim. dopuštanje temp. vode	90° C
19.	Temp. ulja za podmazivanje	85° C
20.	Kapacitet pumpe ulja	24 m³/h
21.	Pritisak pumpe ulja pri nazivnoj brzini	5–8 bar
22.	Količina vazduha na ulazu	5183 kg/h
23.	Količina izduvnih gasova	5345 kg/h
24.	Maksimalna temperatura izduvnih gasova na ulazu u turbo duvaljke	600° C
25.	Potrošnja goriva	238 gr/KWh
26.	Ulje	INA super 3 (SAE 40)

TEHNIČKI PODACI FAMOSOVOG MOTORA OM444LA

1.	Tip motora	OM 444 LA
2.	Proizvođač motora	FAMOS–MERCEDES–BENZ
3.	Maksimalna snaga	610 KW
4.	Težina motora	1 215 kg
5.	Maksimalni broj obrtaja	2 100 0/min
6.	Maksimalni obrtni moment	3 200 Nm
7.	Obrtni moment je konstantan pri m = 1100 + 1700 0/min	
8.	Minimalni radni broj obrta: nmin=1200 0/min k	
9.	Snaga pri minimalnom broju obrtaja	407 kW
10.	Radna zapremina	21.930 cm³
11.	Prečnik cilindra	128 mm
12.	Hod klipa	142 mm
13.	Potrošnja goriva	1909 gr/KWh

To je omogućeno teleskopskom dužinom kardanskih vratila od 100 mm i velikim prostornim uglom (15°).

Na ovoj lokomotivi je ugrađeno iedno gornje i četiri donja kardanska vratila.

4. LOKOMOTIVSKI SANDUK

4.1. Postolje

Osnovu lokomotivskog sanduka čini jako robusno postolje, izrađeno kao ravna zavarena konstrukcija od čelika 0345V, velike čvrstoće i otpornosti na pritisak, savijanja i uvijanja. Postolje je tako dimenzionisano i konstruktivno rešeno da nosi celokupan mašinski uređaj, gornji deo lokomotivskog sanduka, rezervoara i akumulatorske baterije. Izrada postolja je jednostavna i ne zahteva posebne naročite alate niti veliko radno vreme. Osnovu postolja čine dva podužna nosača izrađena od limova 14 i 22 mm u obliku duplo T profila.

Prosek nosača na čeonom i srednjem delu ima visinu 530, a iznad 320 mm. Podužni nosači su na krajevima povezani čeonim pločama. Vučne i kočne sile prenose se od obrtnog postolja na lokomotivsko postolje preko stožera koji je u obliku tornja zavaren za glavni poprečni nosač. Stožer sačinjavaju dva odvojena dela razmaknuta jedan od drugog radi prolaska kardanskog vratila koje spaja osovinske prenosnike u obrtnom postolju. Površine stožera koje su u dodiru sa cilindričnim vođicama u obrtnom postolju su segmenti lopte prečnika 719 mm. Ovi segmenti izrađeni su od manganskog čelika sa 12% mangana.

Lokomotivski sanduk se oslanja na obrtna postolja preko bočnih konzola, koje se nalaze u osi glavnih poprečnih nosača. Bočna rebra ove konzole nose gumene odbojnike za vođenje bočnih klizača, a istovremeno predstavljaju graničnike ugiba opruga koje nose lokomotivski sanduk. Na kraju konzole u osi glavnog poprečnog nosača postavljeni su nosači za pričvršćivanje hidrauličnog amortizera (slika 1).

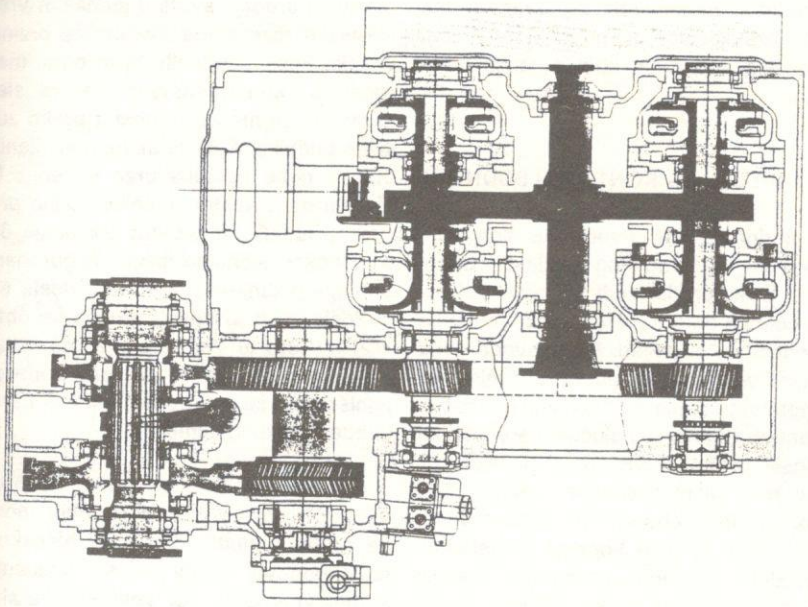
Pored konzola za oslanjanje lokomotivskog sanduka na opruge u čeonim delovima postolja ugrađene su i posebne konzole za dizanje lokomotivskog sanduka.

4.2. Gornji deo lokomotivskog sanduka

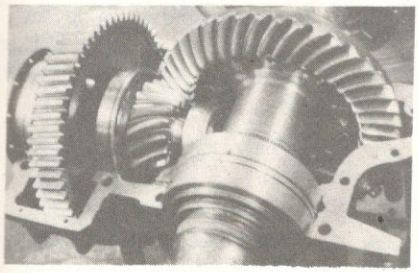
Nasuprot robusnom donjem postolju, gornji deo lokomotivskog sanduka predstavlja vrlo laku čeličnu konstrukciju koja ne učestvuje u nosivosti mašinske opreme.

Gornji deo lokomotivskog sanduka konstruktivno sačinjavaju: upravljačnica, prednje i zadnje kućište (slika 1).

UPRAVLJAČNICA je postavljena iza motora i deli prednje kućište (koje je nešto duže) od zadnjeg. Upravljačnica je podignuta iznad postolja, čime je



Slika 3 – Hidraulični prenosnik snage L4r4zsU2



Slika 4 – Osovinski prenosnik

omogućen pregled mašinovođi pri manevrisanju. Preko gumenih amortizera vezana je zavrtnjima za postolje.

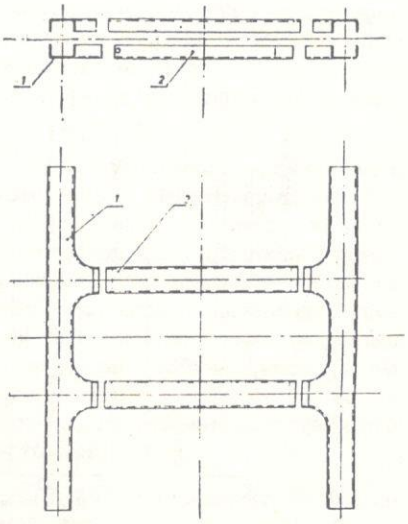
Kostur upravljačnice izrađen je od standardnih profila zavarivanjem. Zvučna i termička izolacija izvedena je paketima »Izoterma« a grejanje – kaloriferima, koji za svoj rad koriste rashladnu vodu motora. Upravljačnica svojom konstrukcijom omogućuje da se lokomotivom može upravljati u jednoposedu.

PREDNJE KUĆIŠTE (slika 1) je zavrtnjevima elastično vezano za prednji deo postolja. Kostur srednjeg dela kućišta izveden je od standardnih čeličnih profila kvaliteta Č 0361. Krov prednjeg kućišta iznad motora je zvučno izolovan.

ZADNJE KUĆIŠTE (slika 1) je, takođe, zavrtnjevima elastično vezano za postolje. Na bočnim stranicama ugrađena su dvoja dvokrilnih vrata, kojima se omogućava kontrola opreme u zadnjem kućištu. Kostur i oplata zadnjeg kućišta izrađeni su od standardnih profila i limova kvaliteta Č 0361.

5. OBRTNO POSTOLJE

Osnovna koncepcija lake, robusne i jeftine lokomotive zahtevala je jednostavna i za pregled pristupačna obrtna postolja. Za ovu svrhu najprivlačnija su rešenja obrtnih postolja bez kolevke, koja su jednostavnije konstrukcije, što znači smanjenje težine i troškova izrade. Odsustvo kolevke je donekle kompenzirano ugradnjom gumenih elemenata na »lenkeru« koji omogućuju elastična bočna pomeranja. Mali razmak



osovina u obrtnom postolju (2500 mm) omogućio je izradu postolja bez krajnjih poprečnih nosača, tj. nesmetan ulaz kardanskih vratila do osovinskog prenosnika.

Ram obrtnih postolja je u obliku duplog H. Izrađen je od elemenata do presovanih profila zavarivanjem (slika 5). Prednosti ove koncepcije rama su u maloj dužini varova, pa su i deformacije usled zavarivanja male. Pažljivim izborom plana zavarivanja deformacije postaju neznatne.

Vođenje osovinskih sklopova je bez zazora u pravcu vožnje. Ovakvo vođenje obezbeđuje vođice osovina »lenkeri« a isto tako i dobro trčanje obrtnih postolja.

Elementi koji vezuju vođicu osovine za ram se neznatno habaju, tako da praktično za sve vreme trčanja obrtnih postolja postoje isti uslovi za kvalitet trčanja, što nije slučaj kod vođenja u kliznim vođicama. Vođenje osovinskih sklopova u poprečnom pravcu je elastično, tj. preko gumenih elemenata omogućeno je elastično bočno pomeranje osovinskih sklopova, koje iznosi po 5 mm levo i desno od srednjeg položaja. Karakteristike gumenih elemenata moraju biti usklađene tako da obezbede paralelno pomeranje vođice osovinskih sklopova sa podužnim nosačima rama obrtnog postolja, čime je izbegnuto stvaranje ivičnih momenata na leži-štu, odnosno zagrevanje ležišta.

Ovo obrtno postolje provereno je u eksploataciji, jer je bilo ugrađeno u lokomotive MIN proizvodnje serije 741 i 742 i trčalo je brzinama Vmax = 120 km/h sa dobrom mirnoćom hoda.

6. PESKARE

Radi povećanja adhezione vučne sile lokomotive kada je to potrebno u uslovima eksploatacije (polazak, klizave šine i sl.), lokomotiva je opremljena sa četiri peskare kapaciteta 200 kg peska. Peskare su vezane za ram obrtnog postolja i sipaju pesak ispred točkova spoljnih osovina lokomotive. Aktiviranjem prekidača »peskara« peskare se samo točkovi prednje osovine u pravcu vožnje. Promenom smera vožnje automatski je spreman za dejstvo par peskara na prednjim točkovima, dok je par peskara za zadnje točkove isključen. Prekidačem »peskara« koji se na-

lazi na upravljačkom stolu aktivira se odgovarajući par elektromagnetnih ventila koji propušta sabijeni vazduh, a ovaj prolazeći kroz brizgaljku na donjem delu peskare zahvata pesak i nabacuje ga između šine i točkova.

7. REZERVOARI

Željena autonomija rada od oko 10 h bez napajanja gorivom diktirala je i zapreminu rezervoara za gorivo na 1 600 l. Zbog zauzetosti srednjeg dela lokomotiva za smeštaj prenosnika snage i kardanskih vratila, rezervoari za gorivo imaju dosta složen oblik, te su izrađeni iz dva dela i međusobno spojeni elastičnim cevima.

Radi što racionalnijeg korišćenja prostora rezervoari su smešteni sa strane i ispod srednjeg dela podužnih nosača. Rezervoari su izrađeni od čeličnog lima za zavarivanje i snabdevni pregradnim limovima za razbijanje talasa, kao i svom potrebnom armaturom. Da bi se sprečilo stinjavanje nafte u zimskim mesecima, u donjem delu rezervoara postavljeni su grejači radi zagrevanja goriva.

8. KOČNICA

8.1. Vazdušna kočnica

Lokomotiva je opremljena automatskom produžnom kočnicom za kočenje voza i direktnom kočnicom za kočenje same lokomotive sistema OERLIKON.

Sve kočne uređaje proizvodi naša fabrika kočnica MZT Skoplje. U lokomotivu je ugrađen: rasporednik Lst – 1, produžni kočnik FV4a, direktni kočnik Ft 1, blok cilindri i dr. Za proizvodnju vazduha služi kompresor firme »knor« tipa VV 450/150, koji je kardanom vezan za motor. Kapacitet kompresora pri minimalnom broju obrtaja motora i pritisku od 10 bara je 1 300 l/min, dok je pri maksimalnom broju obrtaja i pritisku od 10 bara 2 820 l/min.

8.2. Ručna kočnica

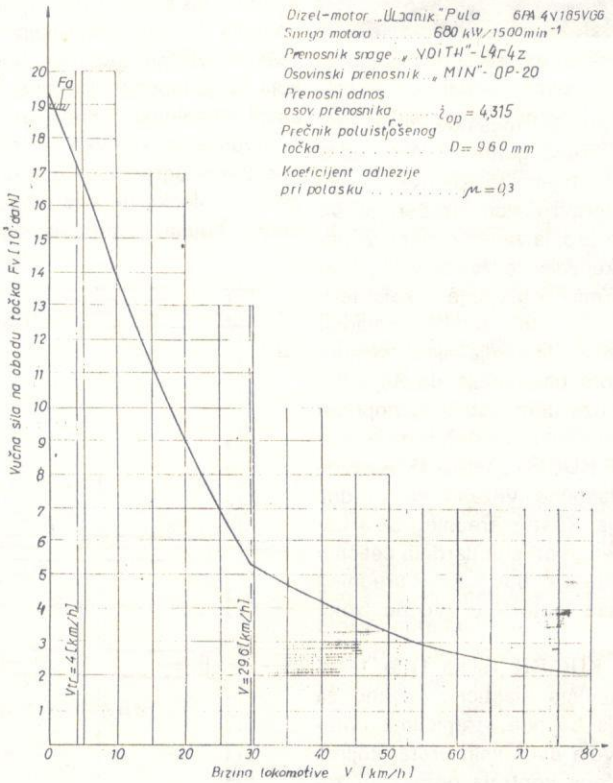
Ručna kočnica služi za obezbeđenje lokomotive od samopokretanja iz mesta. Kočenost koja se postiže ručnom kočnicom iznosi 20%. Ovo je dovoljno za obezbeđenje lokomotive od samopokretanja i na najvećim padovima pruge. U upravljačnici je postavljena ručna kočnica kojom se koči postolje ispod nje.

9. UREĐAJ ZA KONTROLU BUDNOSTI

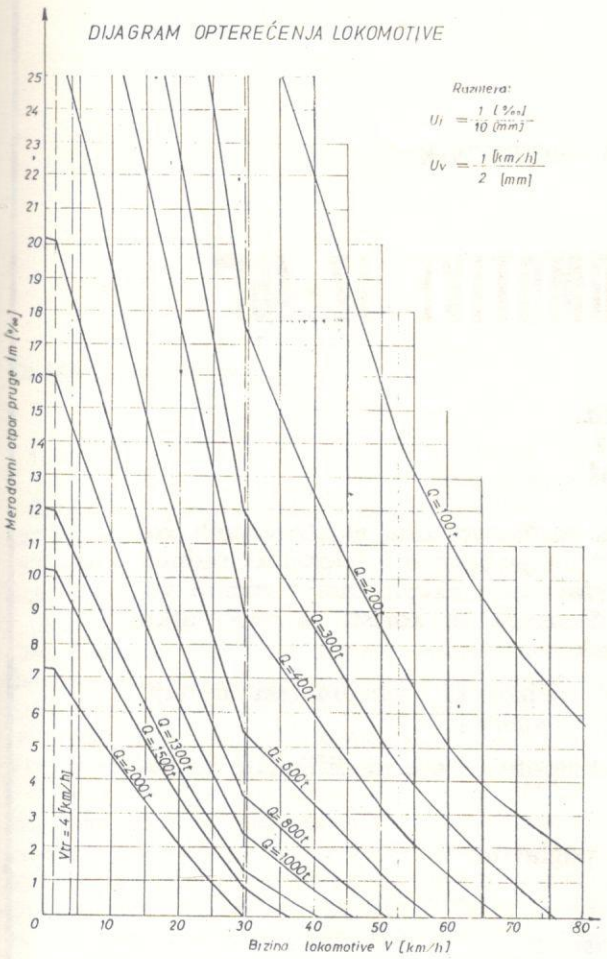
Budnost mašinovođe se kontroliše pomoću elektronskog uređaja – budnika. Ovaj uređaj radi u zavisnosti od pređenog puta sa vremenski zavisnom kontrolom budnosti. Mašinovođa dokazuje svoju sposobnost upravljanja lokomotivom stalnim pritiskivanjem bilo kog tastera budnika. U slučaju nepravilnosti posle pređenih 150 m puta isključuje se hidraulični prenosnik snage, dizelmotor se prebacuje na prazan hod i uključuje se brzo kočenje ispuštanjem vazduha iz voda automatske kočnice (glavnog voda) preko kočnog ventila budnika.

Za vreme vožnje mašinovođa mora stalno da pritiska bilo koji od četiri tastera budnika rukom ili nogom. Ako se taster pusti, onda signalna svetiljka »sigurnosni uređaj« svetli u jednakim vremenskim razmacima zavisno od brzine vožnje. Posle pređenih 75 m puta, merenih od trenutka puštanja tastera, sledi zvučni signal za opomenu preko zujalice budnika, a posle ukupno pređenih 150 m puta, nastupa brzo kočenje. U slučaju da je taster budnika stalno pritisnut, budnik se aktivira tek posle 60 s, odnosno signalna lampa »sigurnosni uređaji« počinje da svetli tek posle 60 s. Posle ovog vremena proces se obavlja kao što je već napomenuto. Pritiskivanjem jednog od tastera budnika poništavaju se svi procesi, pa čak i već uvedeno brzo kočenje.

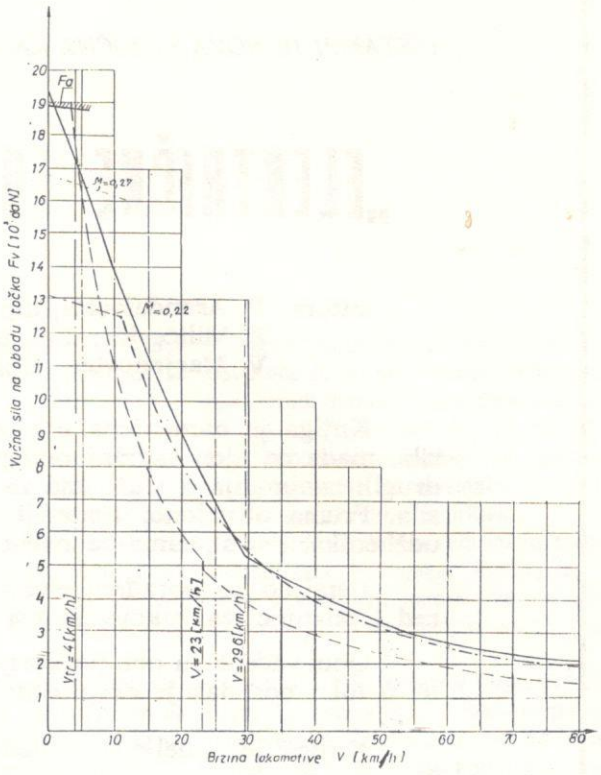
Posle brzog kočenja preko budnika valjak za vožnju, odnosno volan mora se vratiti u nulti položaj da bi nakon toga ponovo mogli da se uključuju stupnjevi vožnje. Na vod automatske kočnice priključen je prekidač na pritisak, koji je u istom kućištu sa kočnim ventilom budnika sa zadatkom do omogući da se komande sa voznog valjka obavljaju tek kada u vodu automatske



Slika 6



Slika 7



Slika 8

kočnice postoji najmanji pritisak od 4,5 Atm.

U slučaju kvara na budniku može se isključiti kočni ventil budnika, a prekidač na pritisak premostiti tako da vozni valjak dobija upravljački napon, pa se lokomotiva može voziti i dalje, ali bez kontrole budnosti mašinovođe.

10. UPRAVLJANJE LOKOMOTIVOM I NJENE VUČNE KARAKTERISTIKE

Lokomotive namenjene manevarskoj službi moraju imati velike vučne sile pri polazu i pri malim brzinama, Velike vučne sile pri malim brzinama omogućavaju lokomotivi snažniju, odnosno efikasniju manevru jer se svi poslovi manevre (odbacivanje vagona, sabijanje voza, guranje voza uz grbinu i dr.) obavljaju pri malim brzinama od 20 km/h. Na slici 6. dat je dijagram vučnih karakteristika lokomotive (vučni pasoš), a na slici 7. dijagram opterećenja (i–V). Iz vučnog pasoša vidi se da lokomotiva raspolaže velikom vučnom silom po obodu točkova (Fvo = 106 kN) sve do brzine V = 16,4 km/h, upravo onako kako eksploatacija zahteva. Iz dijagrama opterećenja vidi se da lokomotiva može vući voz težine 1 500 t na usponu od 8‰, a voz težine 600 t na usponu do 20‰.

10.1. Upravljanje lokomotivom »DHL–600« je elektropneumatsko. Ova komanda deluje na principu da se sa upravljačkog stola električnim putem aktiviraju elektromagnetni ventili na uređajima kojima se komanduje. Aktivirani elektromagnetni ventili propuštaju komprimirani vazduh iz voda glavnih rezervoara u odgovarajuće aparate za regulaciju i podešavanje uređaja kojima se želi upravljati.

10.2. Nadzor nad najvažnijim funkcijama mašinskog uređaja obavlja se automatski. Neispravnosti se javljaju mašinovođi pomoću signalnih svetiljki na upravljačkim stolovima.

10.3. Za kontrolu rada motora i hidrauličnih prenosnika ugrađeni su kontrolni aparati koji automatski stupaju u dejstvo kad nastupi nedopustivo stanje u pogonu, prebacujući dizel-motor na prazan hod, ili ga zaustavljati, ili samo upozoravaju signalima (npr: kada temperatura ulja u hidrauličnom prenosniku, ili temperatura vode za hlađenje prekorači dopuštenu granicu, motor se automatski zaustavlja; kada uređaj budnosti »zifa« stupi u dejstvo aktiviranjem kočnice, automatski se i motor prebacuje na prazan hod: kada temperatura u motorskom prostoru pređe dozvoljenu granicu, automatski se zatvara dovod goriva motora preko jednog ventila koji se nalazi iznad motora).

(Adresa: prof. dr. Stojadin STOJIČIĆ, dr Ranđel BOGDANOVIĆ, Mašinski fakultet u Nišu i inž. David VOJINOVIĆ, Dragoslav JOVANOVIĆ, Slavko STOJANOVIĆ i Slavko RAIČEVIĆ, MIN, Mintrans«, Niš)

U ŠTAMPI JE NOVA STRUČNA KNJIGA – PRIRUČNIK

„ELEKTRIČNE LOKOMOTIVE JŽ-461"

autora: **D. Aranđelovića**, dipl. inž.
Z. Milićevića, dipl. inž. i
V. Marjanovića, dipl. inž.

Knjiga je namenjena pre svega mašinovođama elektrovučnih vozila, mada će njen sadržaj omogućiti da je koriste i železnički radnici drugih zanimanja u službama za održavanje i eksploataciju vučnih vozila. Prema obrađenoj materiji moći će da se koristi, u nedostatku udžbenika, i u školama za mašinovođe.

Detaljno su obrađeni električni, mehanički i pneumatski uređaji, rad i postupci za rukovanje pri pojavi smetnji.

Obuhvaćene su obe podserije lokomotiva i sve modifikacije izvršene u toku dosadašnje eksploatacije.

Knjiga je podeljena u sledeća poglavlja.

1. Uvod
2. Tehnički podaci i karakteristike
3. Opšti opis lokomotive
4. Opis mehaničkog dela
5. Opis električnog dela
6. Opis pneumatske instalacije i vazdušne kočnice
7. Visokonaponska oprema
8. Vučna oprema
9. Pomoćni pogon
10. Niskonaponska i upravljačka oprema
11. Rad lokomotive i rukovanje
12. Neispravnosti na lokomotivi
13. Opis modifikacija i modifikovanih lokomotiva
14. Održavanje lokomotive

Knjiga će biti bogato ilustrovana ortežima, šemama, fotografijama i dijagramima, a štampaće se latinicom na srpskohrvatskom jeziku u formatu B-5.

Narudžbe prima izdavač

ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ, 11000 BEOGRAD, Nemanjina 6.

Nova dizel-električna lokomotiva T 238.1 i 704 u Čehoslovačkoj

UDK 621.335.2–833.6.004.65/.68(084)

Dr Marjan MUNDIR

1. UVOD

Čehoslovačka koja ima površinu od 127.900 km² i broj stanovnika od oko 15,5 miliona, ima veoma gustu željezničku mrežu.

Ukupna dužina svih pruga krajem 1986. godine je iznosila 13.031 km. U Čehoslovačkoj se nalazi dosta industrijskih pruga od stanica ČSD do velikih preduzeća i manevarskh kolosjeka u krugu preduzeća.

Prema statistici u 1986. godini Čehoslovačkim državnim željeznicama prevezeno je 422,3 miliona putnika, što iznosi oko 15% od ukupnog prevoza putnika u javnom saobraćaju i 296,8 miliona tona robe, odnosno 45,1% od ukupnog prevoza robe u javnom saobraćaju.

U Čehoslovačkim državnim željeznicama 1986. godine bilo je zaposleno 208.207 radnika.

Čehoslovačke državne željeznice dnevno imaju u prosjeku 1.334 raspoloživih lokomotiva za obavljanje cjelokupnog rada.

Čehoslovačke državne željeznice obavljaju veliki rad i imaju veliko učešće u prevozu robe i putnika u Čehoslovačkoj.

Skoro sva velika preduzeća imaju svoje industrijske kolosjeke, svoje lokomotive i sav rad na industrijskim kolosjecima obavljaju sami, a manja preduzeća sklapaju ugovore sa pripadajućom željezničkom stanicom o obavljanju rada na njihovim industrijskim kolosjecima.

2. LOKOMOTIVE ZA OBAVLJANJE MANEVARSKOG RADA U ČEHOSLOVAČKOJ

U periodu od 1955. godine manevarski rad u Čehoslovačkim državnim željeznicama i na industrijskim kolosjecima u velikim preduzećima obavljale su parne lokomotive.

Od 1955. do 1975. godine uglavnom su zamjenjene dizel-lokomotivama.

U ovom periodu su ČKD Praha i TEES Martin proizveli i isporučili Čehoslovačkim državnim željeznicama i većim preduzećima preko 1000 dizel-lokomotiva za manevru, a samo mala količina je uvezena iz SSSR, DDR, Poljske i Rumunije.

Od 1975. do 1985. godine realizovane su manje isporuke manevarskih dizel-lokomotiva i time su zadovoljene sve potrebe za ovim lokomotivama.

Danas Čehoslovačke državne željeznice imaju dosta menevarskih dizel-lokomotiva koje su pri kraju svog vijeka trajanja i aktualna je njihova postepena zamjena boljim i savremenijim dizel-električnim lokomotivama.

3. PROIZVODNJA NOVIH DIZEL–ELEKTRIČNIH LOKOMOTIVA ZA MANEVRU U ČEHOSLOVAČKOJ

Do 1985. godine u Čehoslovačkoj su se uglavnom proizvodile dizel-manevarske lokomotive manjih snaga, sa jednostavnom Konstrukcijom izrade, mehaničkim ili hidrauličnim prenosom snage i osovinskim pritiskom od 11 do 14 t po osovini.

Danas su većina pruga i mnogi industrijski kolosijeci osposobljeni za veće brzine i osovinske pritiske od 18 do 21 t po osovini.

S obzirom da treba pristupiti postepenoj zamjeni dizel-manevarskih lokomotiva i u većim preduzećima koja imaju industrijske kolosjeke i svoje lokomotive, vođene su duže rasprave između ČKD kao proizvođača i preduzeća kojima su potrebne lokomotive i dogovoreno je da se pristupi projektovanju i izradi dvoosovinske dizel-električne lokomotive mase od 18 do 21 t, koju poboljšanjem adhezionih osobina mogu zamijeniti troosovinske lokomotive manjeg osovinskog pritiska.

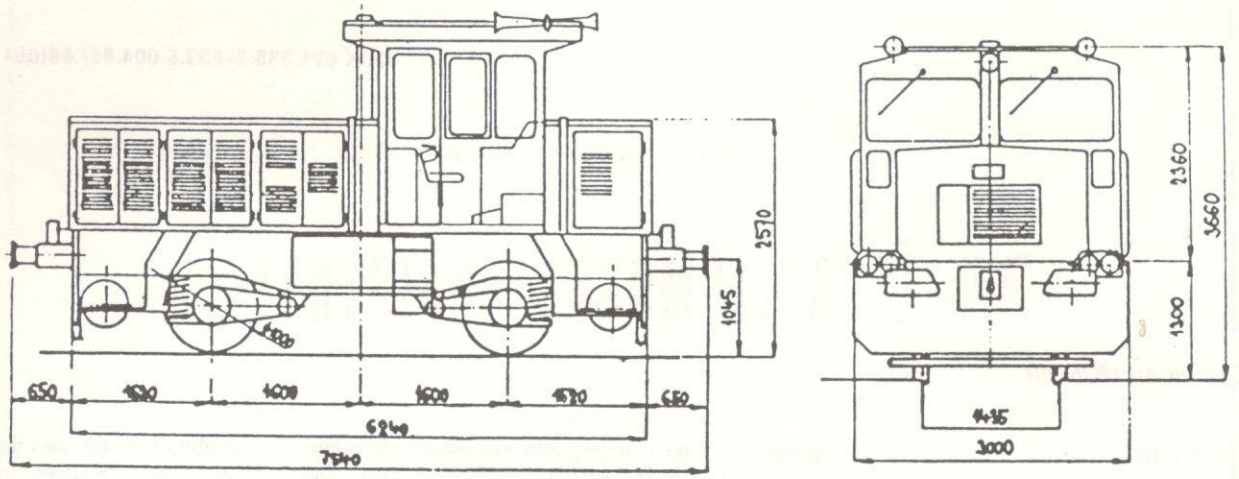
Nekim korisnicima, radi lošeg stanja industrijskih kolosjeka, moraju se i dalje isporučivati lokomotive sa osovinskim pritiskom manjim od 18 t po osovini.

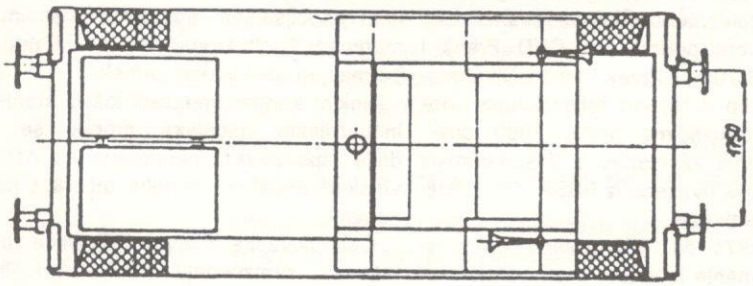
Čehoslovačke državne željeznice zahtijevaju proizvodnju dizel-električnih manevarskih lokomotiva od 14 t po osovini da bi ih mogle koristiti za manevru na okretnicama starijih tipova i na starim kolosječnim postrojenjima.

Zbog svega toga, pokazalo se neophodnim proizvodnja lokomotiva za osovinski pritisak od 14 do 18 t po osovini, sa perspektivom na povećanje do 21 t po osovini. Cjelokupna masa lokomotiva biće promjenjena primjenom lakšeg ili težeg glavnog nosača lokomotive, pri čemu ostali dijelovi i sklopovi lokomotive (agregati, kabina mašinovođe, motorni prostor, osovinski slogovi, elektrooprema itd.) ostali bi uglavnom isti za sve mase lokomotiva.

Doprinos poboljšanju konstrukcije, izrade i eksploatacije dizel-manevarskih lokomotiva predstavlja ugradnja električnog prenosa snage. Regulaciju vučnih sila na granici adhezije omogućava jedino elektroprenos. Pored toga, električni prenos snage omogućava iskorištavanje velikog obima brzina.

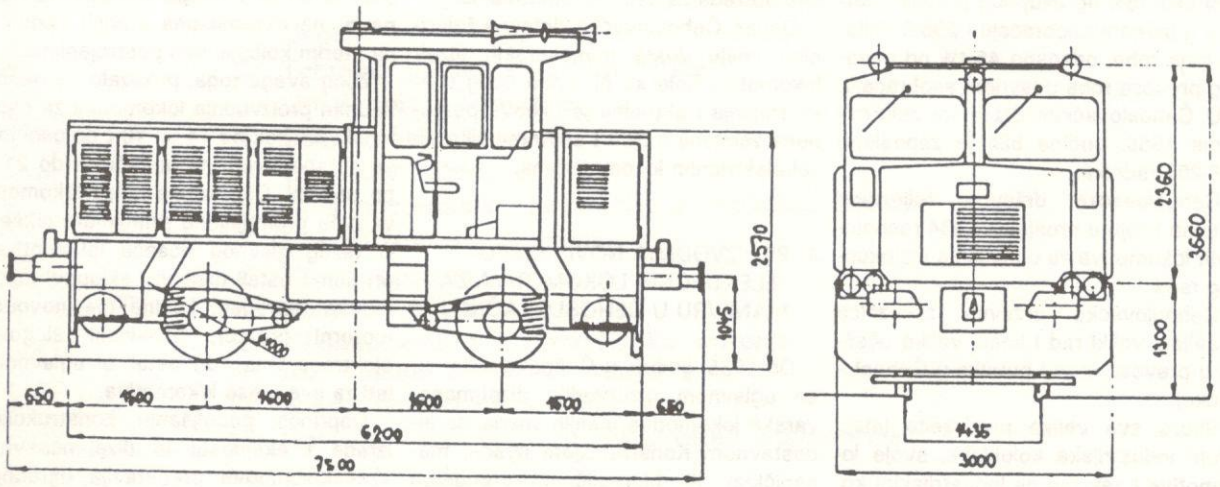
Na većini industrijskih kolosjeka, radi stanja pruge i drugih uslova pri manevrisanju u preduzećima, dozvoljena je maksimalna brzina od 15 do 20 km/h. Na prugama od željezničke stanice ČSD do preduzeća, ako je stanje pruge dobro, dozvoljena je veća brzina, zato

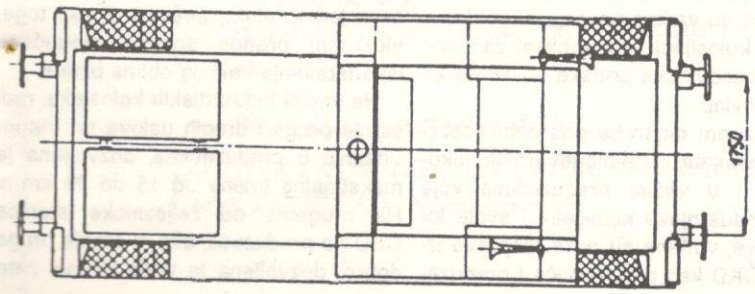




T 238.1

Slika 1





704

Slika 2

lokomotiva treba da ima mogućnost da razvije brzinu od 60 km/h, a kada se prebacuje na drugo mjesto rada ili na opravku (hladna), kada se uvrštava u voz, mora biti dozvoljena brzina od 80 km/h.

3.1. Serijska proizvodnja dizel-električne lokomotive T 238.1 i 704.

Svi navedeni zahtjevi su uzeti u obzir pri projektovanju i izradi dvoosovinskih dizel-električnih lokomotiva nove generacije u ČKD Praha, od 1985. do 1990. godine.

Poslije opsežnih prototipskih ispitivanja, ČKD Praha je u 1990. godini počela sa serijskom proizvodnjom dizel-električne lokomotive T 238.0 za obavljanje manevarskog rada na industrijskim kolosjecima u Čehoslovačkoj.

U 1991. godini ČKD Praha proizvodiće, sa izvesnim korekcijama, lokomotive oznake T 238.1 za industrijske kolosjeke u preduzećima, a za Čehoslovačke državne železnice oznake 704.

Glavni tehnički podaci lokomotiva

Tip lokomotive	T 238.1	704
Masa lokomotive	36 tona	28 tona
Osovinski pritisak	18 t/os	14 t/os.
Prenos na osovinu	78 : 15	77 : 16
Vučna sila lok. pri polasku	111 kN	103 kN
Trajna vučna sila lokomotive	64 kN	59 kN
Kritična brzina lokomotive	6,4 km/h	7,4 km/h
Kontura lokomotive	UIC 505	
Širina kolosjeka	1435 mm	
Najmanji poluprečnik krivine	60 m	
Maksimalna brzina lokomotive	65 km/h	
Maksimalno dozvoljena brzina lok. (hladna)	80 km/h	
Dizel-motor tip		LIAZ M1 – 640 F
Nazivna snaga motora		195 kW ± 5%
Snaga motora na lok.		185 kW
Broj obrtaja motora		600 – 1800 o/min
Vučni alternator		naizmenični TA 611
Vučni motor		istosmjerni TE 015
Prečnik pogonskih točkova		1000 mm
Napon elektroinstalacije		24 V
Akumulatorske baterije:		
napon		21,6 V
kapacitet		150 Ah
Vazdušna kočnica sistema		DAKO – GP
Kompresor: dovedena snaga		17,5 kW
kapacitet kompr.		120 m³/h
Kapacitet rezervoara za gorivo/naftu/		600 l

Spoljni izgled lokomotive T 238.1 prikazan je na slici 1, a lokomotive oznake 704 na slici 2, koje su u Prilogu.

Dijagram Th(kN) – V (km/h) i V (km/h) – Q (tona) za lokomotive T 238.1, prikazan je na slici 3, a za lokomotive oznake 704 na slici 4, koje su u Prilogu.

Dizel-električne manevarske lokomotive oznake T 238.1 i 704, u gornjem dijelu imaju motorni prostor i kabinu mašinovođe, a sa obadvije strane imaju platforme. U zadnjem dijelu motornog prostora smješten je dizel-motor, hladnjak motora, kompresor i ventilator za hlađenje vučnih motora. U prednjem dijelu motornog prostora smješten je elektrorazdjelivač, blok pneumatskih instrumenata i akumulatorske baterije.

Kabina mašinovođe je pristupačna sa bočnim vratima, u njoj su smješteni upravljački instrumenti i radijator za zagrijevanje kabine i prostora za smještaj stvari mašinovođe.

Postolje lokomotive sastoji se od glavnog nosača jednostavne zavarene konstrukcije u koji su pomoću zakretnih krakova sa poprečnim elasticitetom priključena dva osovinska sloga sa vučnim motorima.

Opruge osovinskih sloga predstavljaju dva para vijčanih opruga i prigušivani su parom paralelno vezanih hidrauličnih amortizera.

Glavni nosač zavaren je od dva podužna dijela, gornjeg lima, dva čeona dijela i poprečnih djelova. U prednjem dijelu lokomotive smješten je rezervoar za gorivo. Iza čeonik djelova nosača smještene su platforme za pomjeranje i kosa stepeništa, koja omogućavaju bezbjedan prilaz na platforme.

Na lokomotive je ugrađen dizel-motor tipa LIAZ češke proizvodnje. To je redni motor sa 6 cilindara, koji ima vodeno hlađenje. Isti motor se koristi i za teretne kamione i tegljače LIAZ. Dizel-motor ima malu potrošnju goriva, kada lokomotiva stoji, a dizel-motor radi pri minimalnom broju obrtaja od 600 o/min, potrošnja je oko 2 l/h, pri manevri potrošnja je 10 l/h, a pri vožnji voza 214 gr/kWh.

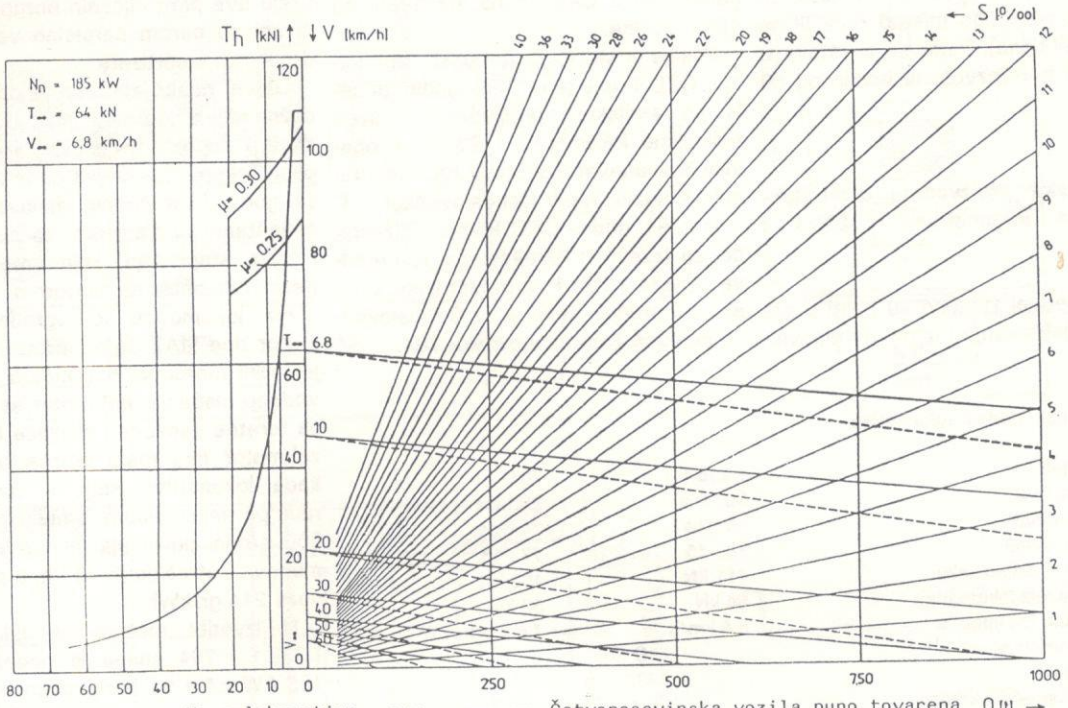
U izvedbi motora za lokomotive T 238.1 i 704 snaga je podešena na 195 kW ± 5% sa korigiranim uzbudnim regulatorom, upravljanjim elektrokontrolerom. Startovanje motora obavlja se normalnim automobilskim starterom napona 24 V. Za druge serije lokomotiva priprema se primjena jačeg dizel-motora LIAZ ili inostrane proizvodnje MTU ili VOLVO. Elektroprenos na ovim lokomotivama konstruisan je za 300 kW, i zbog toga biće isti i za nove jače motore.

U principu, može se koristiti bilo kakav dizel-motor koji je hlađen vodom, snage u granicama od 180 do 320 kW, čije dimenzije odgovaraju određenom prostoru u lokomotivi i koji će biti opremljen međunarodno unificiranom prirubnicom »SAE 20« za priključenje za vučni alternator.

Elektrosistem se sastoji od vučnog alternatora i usmjerivača vazdušno hlađenog. Alternator je buđen istosmjernim uzbudnikom, čije buđenje je upravljano elektronski – tranzistorskom pulsnom sklopkom. Dva vučna motora su istosmjerni, smaostalno ovješeni na svakoj osovini. Vučni motori su hlađeni vazduhom pomoću jednog ventilatora. Svaki vučni motor je mehanički pogonjen pomoću klinastog remenja od vratila alternatora.

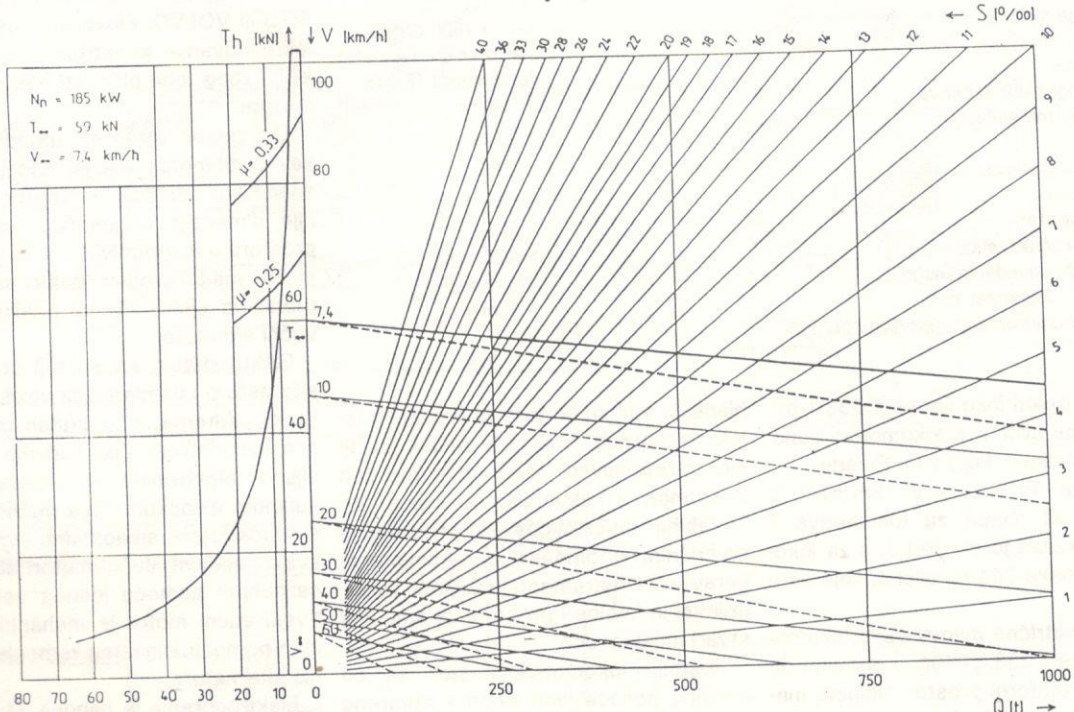
Elektrooprema je napona 24 V i koristi sijalice automobilskog tipa. Elektrooprema omogućava kratkotrajnu vožnju same lokomotive na baterije kada dizel-motor ne radi. To se koristi

T 238.1



Slika 3

704



Slika 4

samo za ulazak i izlazak lokomotive iz zatvorenih prostorija, kako se startovanjem i radom dizel-motora u zatvorenom prostoru ne bi zagađivala okolina.

Upravljanje lokomotivom je veoma jednostavno. U kabini mašinovođe, na obadvije prednje strane izvedene su poluge horizontalno smještenog kontrolora, kojim se regulišu brzine vožnje i električno upravljanja dodatna kočnica. Automatska vazdušna kočnica i direktna vazdušna kočnica lokomotive su sistema DAKO. Automatska vazdušna kočnica opremljena je samostalnim upravljačima, međutim, pri kretanju se veoma rijetko koristi, pošto se obično ne priključuje garnitura voza vazdušnim crijevima za lokomotivu.

Upravljanje elektroprenosa snage na lokomotivi obavljeno je elektronskim regulatorom po krivoj optimalnog opterećenja dizel-motora, utvrđeno posebno s obzirom na postizanje minmalne potrošnje goriva. U regulatoru, takođe, ima protuklizna zaštita, koja automatski oslabljuje buđenje vučnih motora odmah od početka klizanja osovinskog sloga održava stlani kontakt točka sa šinom na granici adhezije.

4. ZAKLJUČAK

Na osnovu izloženog, može se konstatovati:

1. Da dizel-električne lokomotive tipa T 238.1 i 704, proizvodnje ČKD Praha, mogu zadovoljiti sve potrebe za obavljanje potrebnog prevoza i manevre na industrijskim kolosjecima i u manjim željezničkim stanicama u bilo kojoj željezničkoj upravi.

2. Analizom Th (kN) – V (km/h) i V (km/h) – Q (tona) dijagrama da je to konstruktivno dobra lokomotiva.

3. Potrošnja goriva je minimalna pri manevri i kada motor radi na prazno, tj. kada lokomotiva očekuje rad.

4. Upravljanje lokomotivom je veoma jednostavno, a uslovi rada mašinovođe su dobri.

(Adresa: Dr Marjan Mandir, predstavništvo JŽ u Pragu)

Perspektive primjene hidrauličnog i električnog prijenosnika u dizel-vuči

UDK 625.282–843.6:621.83.062.26.004.68

Prof. dr Zdravko VALTER

1. UVOD

Na trećem jugoslovenskom savjetovanju o željezničkom mašinstvu, 1988. u Nišu, u diskusiji sam zamoljen da objasnim na čemu temeljim pretpostavke da u dizel-vuči hidraulični prijenosnik ustupa mjesto električnom. Potaknut tom raspravom za ovaj sam skup priredio kraću analizu primjene obaju prijenosnika koja, kao i zbivanja u proteklom periodu [1], [2], [3], govori u prilog mom razmišljanju i potkrepljuje tadašnje izlaganje [4].

Ova je tema posljednjih godina stalno prisutna na međunarodnim skupovima i u stručnim časopisima, o čemu svjedoči i brojna literatura. Sudionici tradicionalnih savjetovanja o modernim željezničkim vozilima na Tehničkom univerzitetu u Grazu, među njima neki i iz naše sredine, svjedoci su burnih diskusija o isticanju prednosti i mana obaju prijenosnika.

Ovakva analiza dobiva nove dimenzije ako se govori o primjeni ovih prijenosnika u nas, jer su za izbor najpogodnijeg prijenosnika, pored ekonomskih i tehničkih, bitni i drugi činioci. Neki od njih mogu u našim uvjetima i nadvladati ova dva, kao npr. ocjena da li je moguća vlastita proizvodnja, kakvi su tehnološki uvjeti prometa, kakve su mogućnosti održavanja (slika 5).

U domaćoj proizvodnji dizel-lokomotiva prvo su se pojavili mehanički prijenosnici 1954, zatim hidraulični 1958. i na kraju električni 1961. godine. Ovoj se proizvodnji u Slavonskom Brodu kasnije pridružila i proizvodnja u Nišu, no samo s mehaničkim i hidrauličnim prijenosnikom. Oba ova proizvođača nisu razvila vlastite hidrauličke, a električni prijenosnik proizveden u našoj zemlji ostao je na razini klasične koncepcije s istosmjernim vučnim motorima. Zato se ova analiza ne može temeljiti na domaćim, već samo na inozemnim iskustvima.

2. HIDRAULIČNI PRIJENOSNIK

Hidraulični prijenosnik sastavljen je od više hidrodinamičkih mjenjača koji rade na Föttingerovom principu u okviru kojeg se za pogon koristi djelovanje sila dobivenih iz kinetičke energije strujanja tekućina [6], [7].

Današnje stanje njegova razvoja karakterizira primjena višestupnjevitih hidrodinamičkih mjenjača za vuču u oba smjera vožnje, dalje mogućnost kočenja aktiviranjem mjenjača za suprotni smjer vožnje i na kraju elektroničko impulsno upravljanje punjenja mjenjača uljem kod manevriranja lokomotive malim brzinama. Karakterizira ga uz to i upotreba novih, visokokvalitetnih vrsta ulja.

Primjena višestupnjevitih mjenjača uvedena je postupno. U prvoj fazi načinjen je prijelaz s jednostupnjevitog na dvostupnjeviti. Time se mogao pokriti viši raspon brzina, te lokomotive koristiti i u putničkoj i u teretnoj vuči. Zatim je dvostupnjevitom mjenjaču dodana hidraulična kočnica, smještena u posebnom kućištu. Nakon toga uslijedila je primjena dvostupnjevitog mjenjača za svaki smjer vožnje, čime je otpao do tada korišten mehanički međuprijenosnik. A na kraju uvedena je hidraulična kočnica izvedena suprotno rotirajućim mjenjačima.

U oštroj konkurenciji s električnim, trend razvoja hidrauličnog prijenosnika orjentiran je na povećanje snage po jedinici težine, na smanjenje cijene po jedinici snage, na povećanje raspoloživih vučnih sila i na odstranjivanje rotacijskih oscilacija turbinskih kola u hidrodinamičkim mjenjačima [8]. Danas se gradi za snage do 2200 kW po jedinici.

3. ELEKTRIČNI PRIJENOSNIK

Nasuprot hidrauličnom, električni prijenosnik doživljava vrlo intenzivan razvoj započet napuštanjem sistema istosmjerne i uvođenjem sistema trofazne struje, a nastavlja se usavršavanjem njegovih komponenata. Uvedeni trofazni generator znatno je lakši i manjih dimenzija od istosmjernog, a trofazni asinhroni kavezni motori, koji su zamijenili istosmjerne serijske, najjednostavnija su i najjeftinija vrsta motora.

Ugradnjom asinhronih motora otpali su problemi vezani uz kolektor, a smanjio se gabarit motora, kao i ogibljene mase u okretnim postoljima. Ovi su motori jednostavnije konstrukcije, jeftiniji, pouzdaniji u radu i traže manju brigu u održavanju od istosmjernih.

Primjena asinhronih motora poboljšala je i vučne osobine lokomotiva omogućivši razvijanje relativno visokih početnih vučih sila bez vremenskog ograničenja, dalje postizanje visokih vučnih sila i pri maloj snazi dizel-motora, izbjegavanje proklizavanja pojedinih osovina lokomotive uz istovremeno povoljnije korištenje adhezije, smanjenje otpora vožnje zbog odsutnosti kolektora i četkica, i na kraju, postizanje veće korisnosti cjelokupnog pogona [9].

Kod elektroničkih pretvarača, preko kojih se iz trofaznog generatora napajaju trofazni asinhroni kavezni motori i čiju osnovnu strukturu čine poluvodičke diode i tiristori, razvoj se nastavlja primjenom GTO-tiristora i mikroprocesorskog upravljanja [10], [11]. Mikroprocesorsko upravljanje lokomotivom povećava opću sigurnost vožnje, smanjuje troškove održavanja, omogućava optimiranje potroška energije i olakšava dijagnozu kvarova.

Električni prijenosnik koristi se za snage veće od 450 kW, a iznad 1500 kW gotovo dominira.

4. USPOREDNA ANALIZA

SR Njemačka se može danas smatrati nosiocem razvoja obaju prijenosnika. U njoj je nastao i najveći broj analiza o njihovoj prodobnosti. Prvu usporednu analizu načinile su Njemačke savezne željeznice [12], zatim drugi korisnici [1], [13] i na kraju proizvođači prijenosnika koji su ujedno i direktni konkurenti [14], [15], [16].

Načiniti cjelovitu usporednu analizu lokomotiva s ovim prijenosnicima, a i samih prijenosnika, nezahvalan je zadatak, jer je teško primjeniti objektivne kriterije na sve elemente njihove različitosti, posebno u uvjetima primjene koji se razlikuju od onih u zemlji njihova razvoja.

Tako npr. ako se uzmu u obzir zemlje u kojima se na velike udaljenosti i po prugama koje dozvoljavaju velike osovinske pritiske prevoze teški vlakovi, kao što je to slučaj sa SAD, SSSR i Kanadom, tradicija počiva na primjeni električnog prijenosnika. Sporadični pokušaji primjene hidrauličnog nisu dali ohrabrujuće rezultate.

Suprotno tomu, u Evropi i Japanu, a time i u našoj zemlji, gdje se grade i koriste lakše dizel-lokomotive, potrošnji goriva i optimalizaciji vučnih parametara te iskoristivosti adhezije oduvijek se posvećivala puna pažnja. Ovdje brzohodni i visokoprehrambeni dizel-motori laganije konstrukcije lokomotiva imaju prednost pred pouzdanošću i troškovima održavanja. Tu su našli primjenu oba analizirana prijenosnika [17].

4.1. Usporedba tehničkih značajki i vučnih osobina

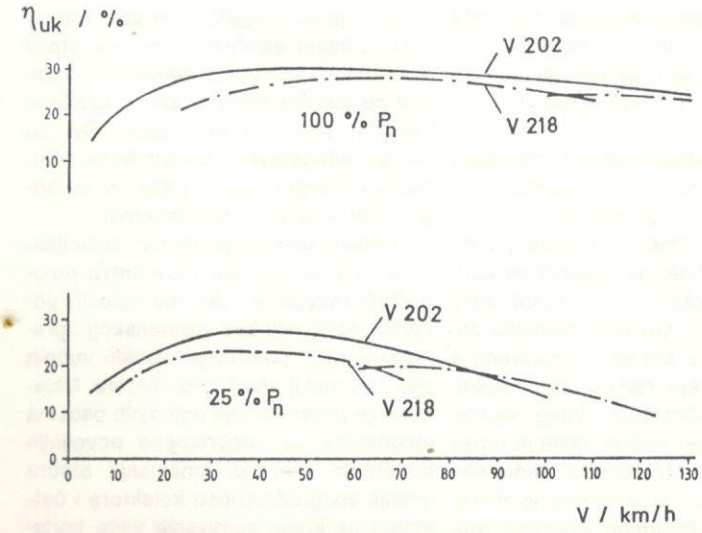
Oba se prijenosnika mogu sistematizirati prema glavnim značajkama. Električni prema vrsti struje, a hidraulični prema tome omogućava li mijenjanje režima i smjera mehaničkim uklopnim elementima ili punjenjem i pražnjenjem hidrodinamičkih mjenjača uljem [7]. Uz to oba se mogu uvesti u tri osnovne koncepcije, električni (kao prijenosnik istosmjerne struje), izmjenično-istosmjerni prijenosnik ili kao prijenosnik trofazne struje, a hidraulični (s jednim mjenjačem, s dva mjenjača za mijenjanje režima ili s dva mjenjača za mijenjanje režima i dva za mijenjanje smjera vožnje).

Usporedbu vučnih osobina ima smisla izvesti samo između najmodernije koncipiranog hidrauličnog prijenosnika i električnog prijenosnika trofazne struje. Zbog toga u daljnjem izlaganju korištene spoznaje nastale nakon 1974. godine.

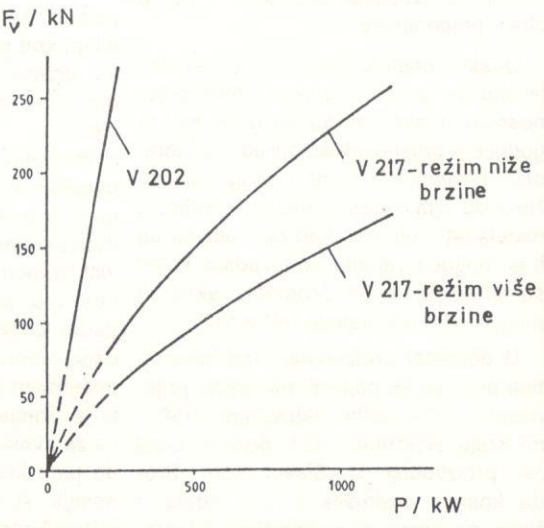
Pri prestrukturiranju vuče s parne na dizelsku neke su se zemlje orijentisale na električni, a neke na hidraulični prijenosnik. Tako su se npr. francuske željeznice odlučile za električni, jugoslavenske za oba, a njemačke samo za hidraulični koristeći povoljna predratna iskustva s tom vrstom prijenosnika. Pojavom prijenosnika trofazne struje ovo se stajalište njemačkih željeznica počelo mijenjati, pa su se već ispitivanja prve lokomotive s trofaznim prijenosnikom počela koristiti za usporedbu s tadašnjim dizel-hidrauličnim lokomotivama [12].

Usporedna ispitivanja dizel-električne lokomotive V 202 i dizel-hidrauličnih lokomotiva V 217 i V 218 iste kategorije snaga, provedena na njemačkim željeznicama 1974. i 1975. godine, pokazala su da je ukupna korisnost prijenosa snage kod lokomotive V 202 puno povoljnija, kako pri punom, tako i djelomičnom opterećenju, u cijelom voznom području (slika 1). Ukupna korisnost izračunata je iz potrošnje goriva dizel-motora i snage izmjerene na kuki. [12], [17].

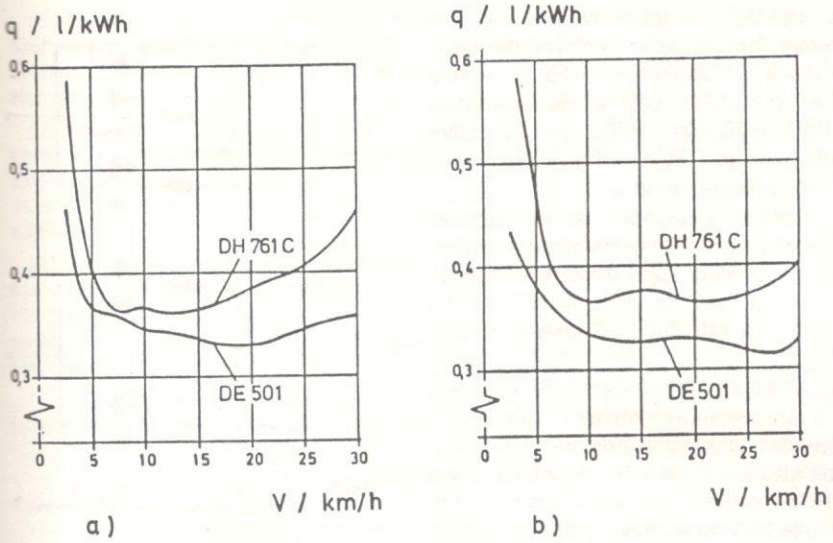
Za istih ispitivanja utvrđena je i razlika u snagama dizel-motora potrebnim za razvijanje početnih vučnih sila. Motor dizel-hidraulične lokomotive morao



Slika 1 – Usporedba ukupne korisnosti lokomotiva V 202 i V 218 pri punom i djelomičnom opterećenju



Slika 2 – Usporedba potebne snage za istu početnu vučnu silu lokomotiva V 202 i V 217



Slika 3 – Specifični potrošak goriva lokomotiva DH 761 C i DE 501 pri 50% (slika a) i 100% nazivnog opterećenja (slika b)

je dati znatno veću snagu, koja je kod nekih početnih vučnih sila bila i do 8 puta veća od snage koju je davao motor na dizel-električnoj lokomotivi, slika 2 [12], [17].

Pri ovim ispitivanjima utvrđene su slijedeće prednosti električnog prijenosnika:

– veća ukupna korisnost,

– manja potrebna snaga za postizanje iste početne vuče sile,

– postizanje visokih vučnih sila i pri mirovanju lokomotive bez ikakvog vremenskog ograničenja,

– potpuna iskoristivost raspoložive snage dizel-motora, time da se dio koji se ne koristi za vuču može upotrebiti za napajanje vlaka,

– djelotvornost električne kočnice do zaustavljanja lokomotive.

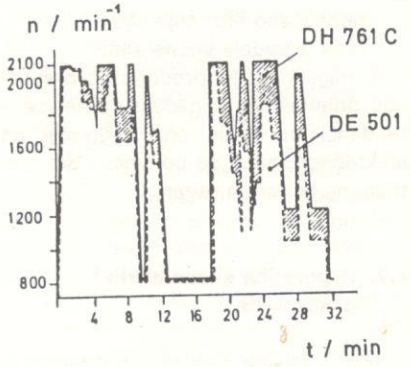
I teoretska istraživanja mogućnosti primjene i ekonomičnosti obaju prijenosa snage, koja su zatim uslijedila kod Njemačkih saveznih željeznica, istakla su prednosti električnog nad hidrauličnim prijenosnikom [12].

Zanimljivu usporedbu načinio je posjednik idnustrijske željeznice u Ruhrskoj oblasti 1981. godine, odučivši usporediti vučne osobine dizel-električne lokomotive DE 501, snage 500 kW, i dizel-hidraulične lokomotive DH 761 C, iste snage i težine, te približno istih dimenzija [13]. Lokomotive su uz to imale i isti dizel-motor, isti razmak osovina, a razlikovale su se u maksimalnoj brzini. Lokomotiva DH 761 C je bila izvedena za 30 km/h, a lokomotiva DE 501 za 45 km/h. Lokomotiva DE 501, firmi Mak/BBC, imala je električni prijenosnik trofazne struje, a lokomotiva DH 761 C, firmi Mak/Voith, imala je najmoderniji hidraulični prijenosnik firme Voith, tipa L4r4/z U2.

Lokomotiva DE 501 odlikovala se većim vučenim teretima, ostvarenjem veće vučne sile u cijelom voznom području i dužim izvlačenjima tereta pri istim brzinama. Uz to imala je manji potrošak goriva pri svim opterećenjima, počevši od punog opterećenja, pa sve do praznog hoda, a i lakše posluživanje. Rezultati mjerenja potrošnje goriva pri 50% i 100% punog opterećenja prikazani su na slici 3. [1] [13].

Na slici 4. objašnjena je razlika u potrošnji goriva, prikazan je rezultat niza mjerenja u kojima je utvrđeno s kojim se brzinama vratio dizel-motor na obje lokomotive pri identičnim režimima vožnje i s istim vučenim teretima. Dizel-motor lokomotive DE 501 je u dužim vremenskim periodima radio s nižim brzinama vrtnje od onog na lokomotivi DH 761 C [1].

Proizvođači lokomotiva s električnim prijenosnikom trofazne struje, ohrabreni rezultatima ispitivanja Njemačkih saveznih željeznica počeli su ukazivati na bolje korištenje energije kod dizel-električnih lokomotiva. Industrijske lokomotive srednje klase snaga u dizel-električnoj izvedbi razvijaju početnu vučnu silu po jedinici snage od 5,38 kN/kW, a u dizel-hidrauličnoj izvedbi svega 1,01 kN/kW [16]. To znači da dizel-hidraulična izvedba treba 5 puta više energije za postizanje jednake vučne sile pri istim eksploatacijskim uvjetima od dizel-električne.



Slika 4 – Usporedba režima rada dizel-motora na lokomotivama DE 501 i DH 761 C

Za suvremene dizel-električne lokomotive nisu karakteristični samo mali gubici pri polasku i povećana korisnost prijenosa snage koji smanjuju ukupnu potrošnju energije, nego i to da se energija kočenja može koristiti za napajanje vlaka. Općenito se smatra da se ušteda postiže u gorivu od 10 do 25% [16].

Iskazuju se i slijedeće dodatne prednosti dizel-električnih lokomotiva s prijenosnikom trofazne struje:

– one razvijaju visoke vučne sile i pri maloj snazi i maloj brzini vrtnje dizel-motora, što u manevarskoj službi znači nižu potrošnju goriva, smanjenu buku i mala trošenja u dizel-motoru;

– postižu automatsku prilagodbu vučnih sila stvarnom opterećenju po pojedinim kolnim slogovima.

Utvrđeno je da pri laganoj vožnji i punom opterećenju omjer potrošnje goriva dh- i de-lokomotive iznosi 3:2, a u vožnji bez tereta i 5:3 [15].

I zagovornici dh-lokomotiva priznaju eksploatacijske prednosti de-lokomotiva s prijenosnikom trofazne struje. Ukupna korisnost dh-lokomotiva manja je za 3 do 5% od ukupne korisnosti de-lokomotiva, a potrošnja goriva veća je za oko 10% [14]. No, pri tom se naglašavaju i neke prednosti suvremenog hidrauličnog prijenosnika, i to prije svega [8]:

– kompaktnost izvedbe, manje dimenzije i manji troškovi proizvodnje no do sada;

– poboljšanje karakteristike kočenja i smanjenje potrebne snage motora pri hidrodinamičkom kočenju;

– poboljšano filtriranje ulja;
– brza izgradnja vučne sile.

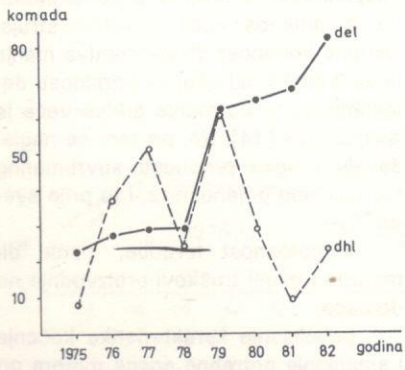
U naglašavanju prednosti hidrauličnog prijenosnika u načelu se ne ide s tendencijom da je on kvalitetniji od električnog, nego se pokušava dokazati da mu je barem ravan.

4.2. Usporedba ekonomskih pokazatelja

Trend razvoja električnog prijenosnika popraćen je i s pozitivnim ekonomskim efektima, pa su npr. usporedna praćenja istog tipa de-lokomotiva, jednih u novoj trofaznoj i drugih u klasičnoj mješovitoj tehnici s istosmjernim vučnim motorima, pokazala da smanjeni troškovi održavanja i potrošnje goriva, te smanjena imobilizacija zbog kvarova nadmašuju povećana investicijska ulaganja u novu tehniku [18].

Zagovornici dh-lokomotiva ukazivali su da je u fazi uvođenja trofazne tehnike negdje 1978. godine, troosovinska industrijska dh-lokomotiva od 60t i brzine od 40 km/h bila jeftinija za 3%, dvije godine kasnije za oko 8%, a još dvije godine kasnije čak za 20% od adekvatne de-lokomotive. Time se želi pokazati da su proizvođači modernih de-lokomotiva naplatili početna ulaganja, kada su vidjeli uspješnost primjene nove tehnike [8]. Zagovornici dh-lokomotiva su uz to naglašavali da je povećana nabavna cijena de-lokomotive kasnije kompenzirana smanjenim potroškom goriva i smanjenim troškovima održavanja [15].

Kao pokazatelj prodora prijenosnika trofazne struje mogu poslužiti i podaci njemačkog izvoza dizel-lokomotiva u periodu 1975–82. godine, slika 5 [20]. Poznato je uz to da je SR Njemačka u



Slika 5 – Izvoz dizel-lokomotiva iz SR Njemačke u periodu 1975–82. godine

posljednjih 30 godina izvezla oko 50% svoje lokomotivske proizvodnje. Isporučene dh-lokomotive (slika 5) su snage 250–1500 kW, a de-lokomotive 1000–3000 kW. Među de-lokomotive ubrojeno je i 35 komada s prijenosnikom trofazne struje.

Uočeno je također, da su korisnici lokomotiva u SR Njemačkoj u vremenu od 1980–82.g. kupili dvostruko više dizel-električnih no dizel-hidrauličnih lokomotiva (40 de- i 20 dh-lokomotiva) [8].

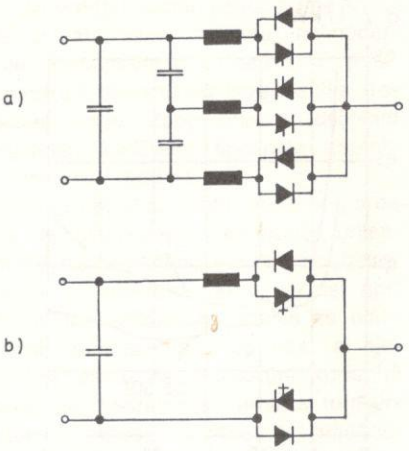
Preko 240 čvrstih narudžbi i ponuda za novim de-lokomotivama, koje je proizvođač električnih prijenosnika trofazne struje – firma BBC Mannheim imala 1983. godine, bitan je pokazatelj orjentacije kupaca na novu vrstu prijenosnika [16].

U 15 godina primjene električnog prijenosnika trofazne struje, više od 20 zemalja odlučilo se za tu vrstu prijenosnika i već oko 1500 vozila u cijelom svijetu potvrđuju njegove kvalitete [19].

5. RAZVOJNE MOGUĆNOSTI I ZAKLJUČAK

Dok je pojava najnovije izvedbe hidrauličnog prijenosnika nastala kao rezultat kontinuiranog razvoja i nije doživljena kao revolucionarno dostignuće, dotle je pojava električnog prijenosnika trofazne struje označila novo razdoblje u željezničkoj vuči. On je danas priznat kao najbolji pogonski sistem u željeznici.

Podatke o njegovom koštanju treba stalno korigirati, jer neprestano pojeftinjuju poluvodički elementi, a time i elektronički uređaji, bitni sastavni dijelovi ovog sistema. Tako npr. za izvedbu izmjenjivača za napajanje asinhronih vučnih motora za dizel-lokomotive snage 2400 kW, 1970. godine trebalo je 96 tiristora, 1980. godine 24, a 1987. svega 6, i to GTO-tiristora [2]. To znači da je u 17 godina za 16 puta smanjen broj potrebnih tiristora. Oni ne samo da su postali snažniji, nego kod GTO-tiristora otpada i uređaj za komutiranje. Time je cjelokupni pretvarač postao jednostavniji, manji, lakši i jeftiniji. Ovo pojednostavljenje potkrepljuje i usporedni prikaz jedne izlazne faze pretvarača izvedene s klasičnim i s GTO-tiristorima, slika 6 [3].



Slika 6 – Spoj jedne izlazne faze pretvarača
a) s klasičnim tiristorima i uređajem za komutiranje
b) s GTO-tiristorima

Najnoviji razvoj električnog prijenosnika trofazne struje dovodi u pitanje daljnju primjenu hidrauličnih prijenosnika. Sve prednosti koje su oni do sada imali u pogledu težine, iskoristivosti adhezije i minimalne kritične brzine prešle su na stranu električnog.

Novije narudžbe pokazuju da su se korisnici usmjerili na električni prijenosnik i kod manevarskih i kod voznih lokomotiva. Zbog činjenice da električni prijenos trofaznom strujom omogućuje gradnju veoma snažnih lokomotiva s mnogim unificiranim uređajima, područje primjene hidrauličnog prijenosnika postupno se svodi na lagane motorne vlakove i lokomotive malih snaga [17].

LITERATURA

[1] Maliß K.J.: Einsatz von Lokomotiven mit Drehstrom–Leistungs–übertragung bei den NE, ETR – Eisenbahntechnische Rudschau 37 (1988), H. 11–november, 717–722.

[2] Teich W.: Drehstromantriebstechnik: Entwicklung – heutiger Stand – Ausblick, 25. Tagung Moderne Schienenfahrzeuge, TU Graz, 2–5.4.1989.

[3] Gratzfeld P.: Moderne dieselelektrische Lokomotiven mit GTO–Wechselrichtern, ETR 38(1989), H.12–dezember, s. 745–750.

[4] Despotović P., Valter Z.: Trendovi razvoja dizel.vuče u svetu, časopis Železnice Beograd, br. 9/1988, str. 944–950.

[5] Valter Z.: Dizel-električne lokomotive, udžbenik Sveučilišta u Zagrebu, Školska knjiga, Zagreb 1985.

[6] Ladanyi O.: Stand der Technik in der Kraftübertragung bei dieselhydraulischen Lokomotiven, ZEV–glas. Ann. 95. Jahrgang, Heft 7/8–1971, s.223–229.

[7] Paetzold W.: Hydrodynamische Kraftübertragung für Diesel-rangierlokomotiven, ETG–Fachberichte 4, Schienenverkehr – Zukunft mit Vernunft, VDE–Verlag Berlin 1979, s.253–263.

[8] Paetzold W.: Der heutige Stand der hydrodynamischen Leist–ungsübertragung für Dieselrangierlokomotiven, Ein Gesamtüberblick in 3 Teilen, Voith–Druck 11/1982, Heidenheim

[9] Teich W.: Electrische Übertragung für Diesel – und Gastur – binenfahrzeuge mit Umrichter und Asynchronmotoren, ZEV – Glas. Ann. 95(1971) nr. 7/8 juli/august, s.213.222.

[10] Bange G.: Der Einstaz von Mikrocomputern auf Schienenfahrzeugen, ZEV – Glas. Ann. 106(1982) nr. 2/3, s. 110–117

[11] Dreiman K.: GTO–Thyristoren neue Bauelemente für Traktions-stromrichter, 23. Tagung Moderne Schienenfahrzeuge, TU Graz, 6–9.4.1986.

[12] Thomas K.: Vergleich zwischen Drehstrom- und hydrodynamischer Leistungsübertragung, ETR (30)9–1981, s.639–646.

[13] Schwerdtfeger H., Maiβ K.J.: Erprobung einer neuen dieselelektrischen Lokomotive in Drehstromtechnik bei den Zechenbahnund Hafenbetrieben Ruhr–Mitte der RAG, Systemvergleich mit dieselhydraulischer Lokomotive, ETR 31(1982), H.1/2, s.83–90.

[14] Müller H.: Der Entwicklungsstand des hydrodynamischen Lokomotivantriebes in Gegenüberstellung zur Drehstromantriebstechnik, Elektrische Bahnen 80(1982) Heft 10, s.280–285.

[15] Teich W.: Energieeinsparungen durch Einstatz von Lokomotiven mit thyristorgespeister BBC–Drehstromantriebstechnik – Mittlere Leistungsklasse, Industrielokomotiven, Elektrische Bahnen 80. Jahrgang 1982, Heft 11, s.308–314.

[16] Teich W.: Energieeinsparungen durch Drehstrom–Antriebstechnik bie Diesel-und Industrielokomotiven, BBC–Nachrichten 65 (1983) Heft 2, s.58–66.

[17] Despotović P., Gačić, P.: Tendencije u savremenom razvoju dizel-lokomotiva u svetu, časopis Železnice Beograd, br. 2/1985, str. 7–13.

[18] Zander C.P.: Neue dieselelektrische Lokomotiven für die Türkische Staatsbahn – ein Kooperationsmodell für den Know-how-Transfer, ZEV – Glas. Ann. 111 (1987), nr. 11/12, s.449–457.

[19] Wagner R.: Weiterentwicklung der Drehstrom–Antriebstechnik, ZEV – Glas. Ann 111 (1987) nr. 11/12 nov./dezember, s.418–427.

[20] Görlitz W.,Kademann S., Schwärzler P.: Exportacion de locomotoras Diesel alemanas, RTF – Revista technica de los ferrocarriles, Darmstadt Alemania, nr. 22/1983–84, p. 19–24.

(Adresa: prof. dr Zravko VALTER, Sveučilište u Osijeku, trenutno gostujući profesor na Visokoj školi i Bremenu, SR Nemačka)

NOVO — AKTUELNO!

U okviru Izdavačkog plana Zavoda za NIP delatnost JŽ predviđeno je izdavanje EKONOMIJE RAZVOJA ŽELEZNIČKOG SAOBRAĆAJA, autora dr Slobodana Vojvodića, višeg naučnog saradnika, poznatog stručnjaka iz oblasti ekonomije železničkog saobraćaja.

Rad obuhvata saznanja i obrađuje problematiku razvoja ekonomije železničkog saobraćaja u poslednjih četvrt veka.

Sagledavajući procese razvoja železničkog saobraćaja u kontekstu razvoja saobraćajnog sistema u Jugoslaviji i Evropi, autor analizira ostvarene ekonomske efekte na bazi kompleksne i stručne dokumentacije.

Knjiga predstavlja istraživački rad i zasnovana je na velikom teorijskom i empirijskom znanju.

Materija je obrađena kroz sledeća poglavlja:

UVODNE NAPOMENE

1. DEO: KARAKTERISTIKE RAZVOJA RESURSA

1.1. TEHNIČKI PROGRES KAO OSNOVA RAZVOJA
- 1.1.1. Globalna obeležja
- 1.1.2. Karakteristika angažovanih materijalnih resursa
- 1.1.3. Izbor strategije tehnološkog razvoja
- 1.1.4. Pravci tehnološkog progresa železnice u Evropi

1.2. MODERNIZACIJA ŽELEZNIČKOG SAOBRAĆAJA KAO IZRAZ TEHNOLOŠKOG PROGRESA
- 1.2.1. Tehnološki proglas u planovima razvoja
- 1.2.2. Ostvareni rezultati modernizacije

1.3. INTEGRACIJA ŽELEZNIČKE INFRASTRUKTURE

1.4. KAKO USMERITI RAZVOJ ŽELEZNICE

2. DEO: EKONOMIJA RESURSA

2.1. GLOBALNI REZULTATI

2.2. TROŠKOVI SREDSTAVA ZA RAD

2.3. EKONOMIJA OBRTNIH SREDSTAVA

2.4. EKONOMIJA ŽIVOG RADA
- 2.4.1. Dinamika razvoja kadrova
- 2.4.2. Neka obeležja mobilnosti kadrova
- 2.4.3. Neka pitanja sadašnjeg stanja i daljeg razvoja kadrova

2.5. EKONOMIJA RESURSA NA PRIMERU MALOG ŽTP (PRIŠTINA)
- 2.5.1. Na početku investicionog ciklusa
- 2.5.2. U toku investicionog ciklusa

2.6. ŽELEZNICA — OSLONAC ZA PREVAZILAŽENJE EKONOMSKE KRIZE

3. DEO: GLOBALNI USLOVI ZA RAZVOJ

3.1. STRUKTURNE KARAKTERISTIKE SAOBRAĆAJNOG SISTEMA ZEMALJA ZAPADNE EVROPE

3.2. STRUKTURNE KARAKTERISTIKE SAOBRAĆAJNOG SISTEMA JUGOSLAVIJE

3.3. POLOŽAJ ŽELEZNIČKOG SAOBRAĆAJA U DINAMICI STRUKTURE SAOBRAĆAJNOG SISTEMA

3.4. POLITIKA INVESTIRANJA KAO PODLOGA ZA RAZVOJ SAOBRAĆAJNOG SISTEMA
- 3.4.1. Finansiranje razvoja insfrastrukture u zemljama zapadne Evrope
- 3.4.2. Finansiranje razvoja infrastrukture u Jugoslaviji
- 3.4.3. Finansiranje razvoja transportnih kapaciteta

3.5. TROŠKOVI KAO KRITERIJUM ZA HARMONIZACIJU SAOBRAĆAJNOG SISTEMA
- 3.5.1. Uticaj transportnih troškova na cenu robe i usluga
- 3.5.2. Uticaj potrošnje energije na strukturu saobraćajnog sistema
- 3.5.3. Uticaj eksternih troškova

3.6. MERE SAOBRAĆAJNE POLITIKE ZA RAZVOJ SAOBRAĆAJNOG SISTEMA
- 3.6.1. U zemljama EEZ, Austriji i Švajcarskoj
- 3.6.2. U Jugoslaviji

S obzirom na karakteristike, rad je korisna stručna literatura neophodna svim planerima, analitičarima, kreatorima poslovne i razvojne politike železničkog saobraćaja i saobraćajnog sistema u celini, kao i saobraćajnim stručnjacima raznih zanimanja.

Knjiga će izaći iz štampe početkom 1990. godine na srpskohrvatskom jeziku (latinica), u formatu B-5, obima oko 350 stranica, u broširanom povezu.

Narudžbe prima izdavač:

ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ

11000 BEOGRAD, Nemanjina 6. pošt. fah 498.

Vijčani jednostepeni kompresori i agregati za primjenu u Jugoslovenskim željeznicama

UDK 621.512/.515:625.282/.286–004.14(083.7)

Mr Ljubo MILUTINOVIĆ, dipl. inž.

1.1. Istorijski razvoj

Vijčani kompresori su rotacione toplotne mašine zapreminskog djelovanja. Ideju njemačkog inženjera Krugara iz 1873. godine o sprezi dva krupnomodulna specijalno ozubljena zupčanika realizovao je Šveđanin Lysholm 1937. godine.

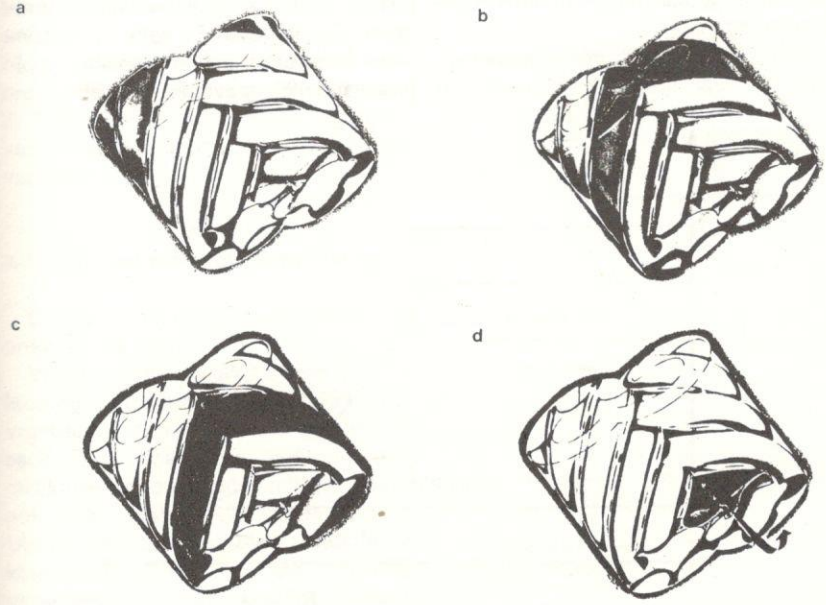
U dosadašnjem razvoju primjenjivani su različiti tipovi profila vijaka. Danas su kružni, eliptički i cikloidni profili prevaziđeni, a u primjeni su ostali jednostrano i dvostrano asimetrični sa različitim kombinacijama broja zuba vodećeg i vođenog vijka.

1.2. Princip rada

Vijci zajedno s kućištem kompresora obrazuju kompresione komore, čija se zapremina mijenja okretanjem vijaka. Okretanje vijaka se odvija sa ili bez međusobnog dodira, zavisno o tome da li se radi o kompresorima s ubrizganim uljem ili o suhoradnim kompresorima.

Nakon usisavanja, odnosno zatvaranja otvora između kompresione i usisne komore, nastaje faza komprimiranja »zarobljenog« gasa do momenta spajanja kompresione i tlačne komore.

Nakon spajanja komora počinje faza istiskivanja gasa i traje do momenta izjednačenja pritisaka u njima.



Slika 1 – Princip rada vijčanog kompresora

1.3. Podjela kompresora

Prema prisustvu sredstava za hlađenje u kompresionim komorama, vijčani kompresori se dijele na:

– kompresore mokrog dejstva i
– kompresore suhog djestva.

Za kompresore suhog dejstva, odnosno suhoradne, karakteristično je da poseban par precizno obrađenih zupčanika obezbjeđuje okretanje vijaka bez međusobnog dodira.

Kod mokrih kompresora ulje ili voda hlade gas u fazi komprimiranja i potiskivanja. Kompresori hlađeni ubrizganom vodom, takođe, imaju poseban par zupčanika radi okretanja vijaka bez dodira. Ubrizgano ulje ima trostruku ulogu: da hladi gas u fazi komprimiranja, da podmazuje pokretne elemente i da zaptiva neminovne zazore između komora različitog pritiska.

U zavisnosti od svojstva i količine ubrizgane tečnosti, kompresori mokrog dejstva se dijele na:

– kompresore s malom količinom ubrizgane tečnosti, najčešće voda, radi zaptivanja i hlađenja i
– kompresore sa znatnom količinom ubrizgane tečnosti, najčešće ulje, radi hlađenja, zaptivanja i podmazivanja.

Suhoradni kompresori se, takođe, dijele u dvije grupe:

– kompresore sa intenzivnim opstrujavanjem vazduha radi hlađenja i
– kompresore sa vanjskim hlađenjem kućišta tečnošću, najčešće ulje, ili dvostrukom stjenkom kućišta radi cirkulacionog hlađenja, najčešće vodom.

Prema broju stepeni kompresori mogu biti:

– jednostepeni i
– višestepeni.

1.4. Osnovne karakteristike

Uljni kompresori za vazduh su efektivnog kapaciteta, mjereno na usisnoj strani, najčešće 1 do 70 m^3/min i radnog pritiska:

– do 15 bar u jednostepenoj,
– do 24 bar u dvostepenoj i
– do 42 bar u trostepenoj izvedbi.

Obodna brzina vodećeg vijka je od 10 do 50 m/s.

Suhoradni kompresori, takođe, za vazduh, su obično kapaciteta 10 do 120 m^3/min i radnog pritiska:

– do 3,5 bar u jednostepenoj i
– do 10 bar u dvostepenoj izvedbi.

Obodna brzina vodeće vijka je od 20 do 100 m/s.

Treba istaći da se donja granica uljnih kompresora spušta danas i do 0.6 m^3/min, a gornja granica kod suhoradnih posebne namjene ide čak do 800 m^3/min.

2. UPOREDBA VIJČANIH I KLIPNIH KOMPRESORA

2.1. Prednosti vijčanih kompresora

Odlikuju se vrlo dobrim dinamičkim uravnoteženjem, tako da u radu skoro i nema vibracija. Ta osobina je iskorištena za maksimalno povećanje radnog broja okretaja, praktično do graničnog broja okretaja ugrađenih vrlo kvalitetnih kotrljajućih ležaja.

Zbog visokog broja okretaja pulzacije komprimiranog vazduha su zanemarive, tako da se isporuka kompresora može smatrati kontinualnom. U nekim slučajevima primjene ta osobina je vrlo bitna, a sa konstrukcionog stanovišta pojednostavljuje problem, jer nisu potrebni vrlo skupi usisni i tlačni ventili.

Integralni dio kompresora je multiplikator sa izmenljivim parom zupčanika radi maksimalnog iskorištenja raspoložive snage pogonskog motora. Prema potrebnom radnom pritisku i raspoloživom pogonskom motoru, koristeći tabele tehničkih karakteristika kompresora, izračuna se prenosni odnos multiplikatora.

Za iste tehničke karakteristike vijčani kompresor je četiri do pet puta lakši od klipnog. Razlog takvom odnosu je činjenica da vijčani kompresor radi na daleko višim brojevima okretaja u odnosu na klipne, kao i činjenica da je vijčana izvedba oslobođena elemenata za pretvorbu kružnog u pravolinijsko kretanje klipa.

Zbog malog broja pokretnih elemenata, vrlo visokog stepena tačnosti izrade i kvaliteta obrade ugrađenih elemenata, kompresor može vrlo pouzdano raditi najmanje trideset hiljada radnih sati. U odnosu na klipne to je povećanje od najmanje 100%.

Sa aspekta specifične snage, vijčani uljnopodmazujući kompresori su bolji od klipnih jednostrukog dejstva sa vazdušnim hlađenjem, a lošiji od klipnih dvostrukog dejstva sa vodenim hlađenjem. Naravno, uporeditati se mogu samo kompresori približno istog efektivnog kapaciteta i istog radnog pritiska.

Vijčani jednostepeni uljnopodmazujući imaju stepen kompresije maksimalno 15, a klipni jednostepeni maksimalno 3 do 4 za veće kapacitete.

2.2. Nedostaci vijčanih kompresora

Obrada vijaka je vrlo skupa radi strogih konstrukcionih zahtjeva u pogledu tačnosti profila vijaka i kvaliteta obrade. Tehnološka oprema je specijalne namjene i danas samo dvije fabrike u svijetu proizvode provjereno kvalitetne specijalne glodalice za izradu vijaka. Kućište kompresora i drugi elementi se rade u relativno višem stepenu tačnosti u odnosu na klipne.

Remont vijčanog kompresora se može raditi samo u servisu proizvođača, a na terenu može raditi samo proizvođač ovlaštene servisne radionice.

I danas, pored niza primijenjenih poboljšanja na profilu radi boljeg unutrašnjeg zaptivanja, vijčani kompresori imaju lošiji zapreminski stepen dobave,posebno u području manjih obodnih brzina vodećeg vijka.

Vijčani kompresori imaju konstrukciono definisan stepen kompresije, što znači da mogu raditi sa unutrašnjom kompresijom koja daje pritisak veći ili jednak radnom pritisku agregata, ili daje pritisak manji od radnog; i u tom slučaju je prisutna vanjska kompresija. Vanjska kompresija ima za posledicu porast temperature i specifične snage.

3 TD–KOMPRESORI

3.1. Tehničke karakteristike

Familiju vijčanih jednostepenih kompresora TD čini pet osnovnih tipova. U granicama obodnih brzina vodećih vijaka od 10 do 50 m/s pokriva područje efektivnih kapaciteta od 0.6 do 46.5 m^3/min, sa radnim pritiscima od 5 do 15 bar. Optimalno područje obodnih brzina je od 20 do 40 m^3/min. To su uljnopodmazujući kompresori sa pet zuba na vodećem i šest na vođenom vijku.

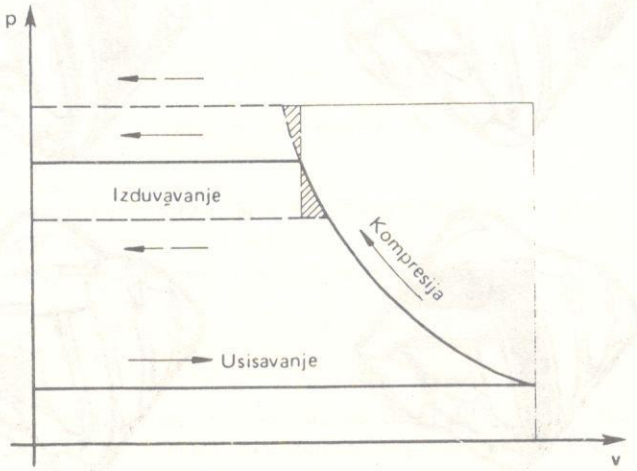
Izlazna temperatura komprimiranog vazduha iznosi od 80 do 90 C° za ulaznu temperaturu vazduha 20 C°, usisni pritisak 1 bar i relativnu važnost 70%.

U sljedećoj tabeli date su osnovne tehničke karakteristike kompresora za radni pritisak 7 bar obodnu brzinu vodećeg vijka od 10 do 50 m/s.

3.2. Konstrukcione izvedbe

Zavisno od primjene i koncepcije vijčanih agregta, kompresori se proizvode u različitim varijantama.

M – izvedba podrazumijeva integralno ugrađen multiplikator sa širokom lepezom lakoizmenljivih zupčanika. Kompresor se koaksijalno veže sa pogonskim motorom pomoću elastične spojnice i spojničkog zvona.



Slika 2 – p–V dijagram vijčanog kompresora

Tip kompresora	Područje kapaciteta m^3/min	Snaga na vratilu kompresora kW	Broj okretaja vodećeg vijka 1/min
TD53M, TD53R	0.6 – 3.6	3.6 – 25.9	2 523 – 12 615
TD75M, TD75R, TD75MP	1.1 – 7.2	6.1 – 50.7	1 783 – 8 913
TD95M, TD95R, TD95MP	1.7 – 11.6	10.2 – 78.0	1 407 – 7 037
TD132M, TD132R, TD132D	3.3 – 22.4	18.8 – 139.7	1 013 – 5 065
TD190M, TD190D	6.9 – 46.5	38.4 – 285.1	704 – 3 519

R – izvedba je namijenjena za remenu vezu kompresora i motora. Ulogu multiplikatora ima remeni prenos.

D – izvedba je bez multiplikatora, a kao i M – izvedba koaksijalno se veže za pogonski motor.

MP – izvedba kompresora sa multiplikatorom i prirubnicom za montažu kompresora unutar separatora ulja. Veza sa pogonskim motorom je ista kao za M i D izvedbe.

U standardnoj izvedbi kompresori su namijenjeni za komprimiranje vazduha u normalnim radnim uslovima. Za tropske, eksplozivne i druge uslove rada, kao i za komprimiranje drugih tehničkih gasova neophodno je konsultovati razvojne službe proizvođača. Kompresori se uz odgovarajuće konstrukcione izmjene mogu upotrijebiti za široko područje različitih namjena, uključujući i područje rashladne tehnike.

Priključne mjere kompresorskih blokova su određene prema uobičajenim svjetskim normama, tako da se bez većih problema mogu koristiti kod svih proizvođača, kompresorskih agregata ili kod remonta postojećih agregata kao zamjena kompresora drugih proizvođača.

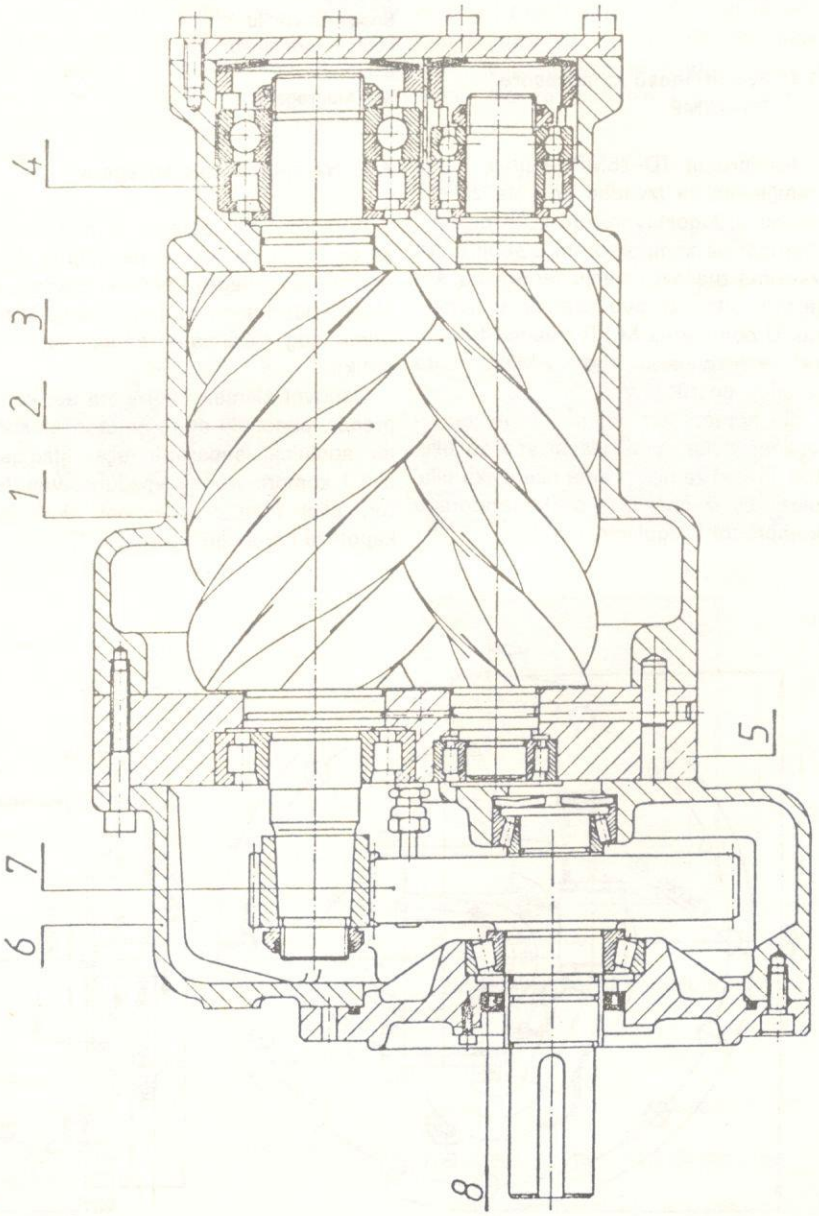
3.3. Osnovni elementi kompresora

Osnovni elementi kompresora su prikazani na slici 3.

Vodeći i vođeni vijak se rade od kvalitetnog ugljeničnog čelika Č.1431, podvrgnutog tretmanu uzastopnih normalizacija radi postizanja perlitno-feritne strukture odgovarajuće veličine zrna i potrebnih mehaničkih karakteristika. Ulazna kontrola materijala, međufazna kontrola i završna kontrola sprezanja garantuju identičan kvalitet svakog para spregnutih vijaka.

Kućište, nosač ležaja, kućište multiplikatora, pokloci i odstojnici se rade od sivog liva SL 25, suženog dijapazona dopuštene tvrdoće u odnosu na standardne vrijednosti. Svi odlivci se grubo obrađuju i podvrgavaju tretmanu žarenja radi otklanjanja unutrašnjih naprezanja i postizanja dimenzione termostabilnosti u toku eksploatacije kompresora.

Sa svjetskim proizvođačima je usaglašena lista ležaja za svaki tip kompresora. Kvalitet ležaja garantuje rad-



1. Kućište kompresora
2. Vodeći vijak
3. Vođeni vijak
4. Ležaji
5. Nosač ležaja
6. Kućište multiplikatora
7. Zupčasti par
8. Zaptivači

Slika 3 – Osnovni elementi kompresora M izvedbe

ni vijek kompresora od minimalno 30.000 radnih sati, uz propisanu zamjenu ulja, uljnih filtera i separatora vazduh–ulje.

Osovinski silikonski zaptivač kliže po fino brušenoj cementiranoj košuljici radi zaštite vodećeg vijka zupčanika.

Zupčasti par multiplikatora se radi od legiranog čelika Č.4734 u odgovarajućem visokom kvalitetu tačnosti određenog standardom JUS M.C1.031. Zupčanici malog modula sa kosim ozubljenjem povećavaju stepen sprezanja i smanjuju buku.

3.4. Specifičnosti kompresora TD–75MP

Kompresor TD–75MP je prije svega namijenjen za izvedbe agregta za primjenu u Jugoslovenskim željeznicama. Agregat sa kompresorom u separatoru zauzima značajno manju zapreminu, što je vrlo bitno za ovu specifičnu namjenu. U odnosu na M i R izvedbe temperatura vazduha na izlazu iz kompresora je od 5° do 10° C viša.

Sa kompresora su na prirubnicu izvedeni: usisni vod, ulazni vod za ulje, izlazni vod za ulje prema hladnjaku ulja, ulaz ulja iz čašice finog separatora u kompresor i regulacioni vod.

4. KOMPRESORSKI AGREGAT E1VK–103,0 LP

4.1. Tehničke karakteristike

Efektivni kapacitet	3.0	m^3/min
Radni pritisak	8.0–10.0	bar
Relativna vlažnost vazduha na usisiu	70	%
Temperatura okoline	– 40 do + 50	°C
Temperatura smješe na izlazu, max.	115	°C
Usisni pritisak	1.0	bar
Snaga na vratilu kompresora na 10 bar	25.0	kW
Masa agregata	880	kg

4.2. Namjena i opis agregata

Kompresorski agregat je namijenjen za ugradnju na lokomotive serije 441, proizvođač »Rade Končar« Zagreb, u sklopu postrojenja za proizvodnju komprimiranog vazduha određenih karakteristika.

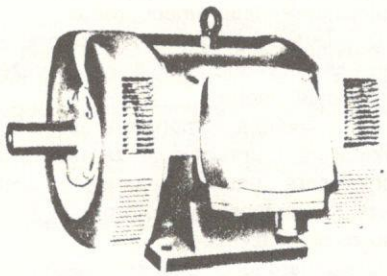
Osnovni elementi agregata su: kompresor, pogonski elektromotor, elastična spojnica, separator ulja, hladnjak ulja i komprimiranog vazduha, ventilator, uljni filter, regualcioni elementi, kapotaža i postolje agregata.

Kompresor

Tip kompresora	TD–75MP, teh.podaci na str. 4.
Prenosni odnos multiplikatora	2.879
Proizvođač	Trudbenk–Doboj

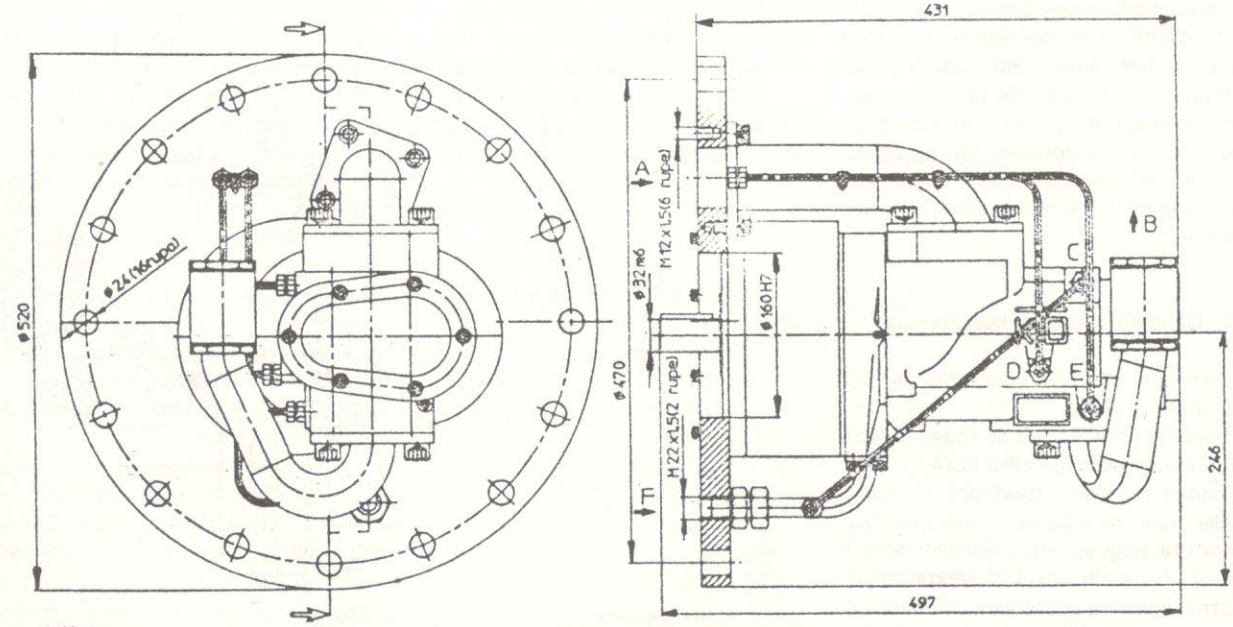
Pogonski elektromotor

Tip	4Aa 200 M–4, napon 380 V/5oHz
Snaga	42 kW
Broj okretaja	1450 1/min
Klasa izolacije	F
Mehanička zaštita	IP21



Slika 5 – Pogonski elektromotor 4Aa 200 M4

Elektromotor je sa dva izlaza vratila, jedan za vezu sa kompresorom preko elastične spojnice i na drugi je montiran ventilator rashladnog vazduha.

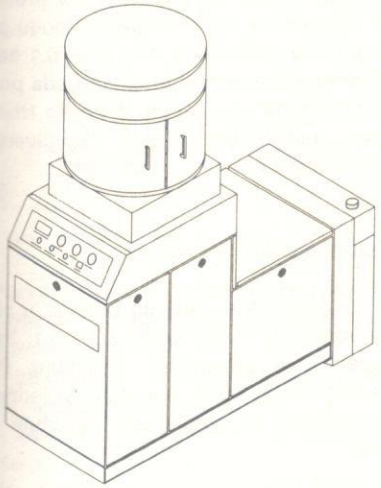


Priključci:
A – usisni vod
B – tlačni vod
C – ulaz ulja u kompresor iz hladnjaka ulja, M12 x 1.5
D – ulaz ulja iz separatora, M12 x 1.5
E – impulsni priključak, M12 x 1.5
F – ulaz ulja u kompresor i multiplikator iz hladnjaka ulja

Slika 4 – Ugradbene mjere kompresora TD–75MP

Elastična spojnica

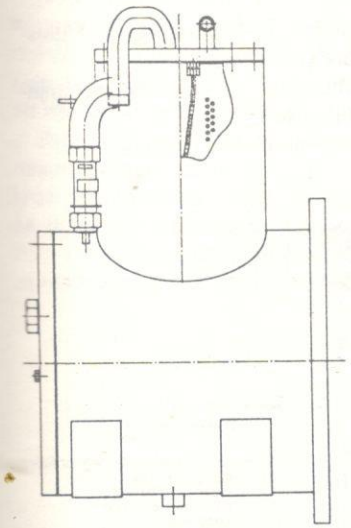
Tip	PM 2280, periflex, pločasta
Proizvođač	Pobeda – Novi Sad



Slika 6 – Kompresorski agregat E1VK–103.0 LP

Separator ulja

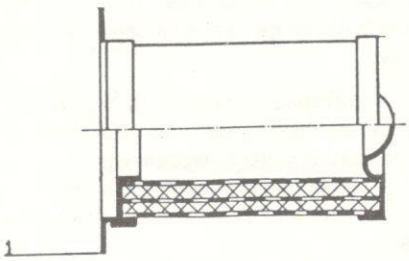
Separator ulja ima višestruku funkciju i kompaktnu konstrukciju. istovremeno je nosač kompresora i separatora vazduh–ulje, rezervoar ulja i komprimiranog vazduha.



Slika 7 – Separator ulja

Separator vazduh–ulje

Artikal broj	4900050121
Proizvođač	Pobjeda–Tešanj

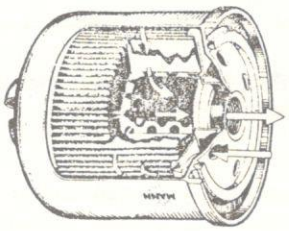


Slika 8 – Separator vazduh–ulje

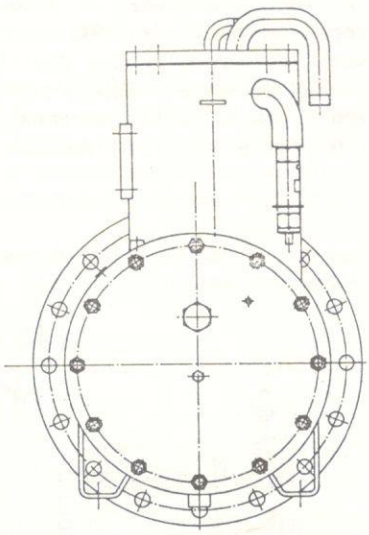
Separator vazduh–ulje služi za separaciju čestica ulja iz komprimiranog vazduha. Nakon separacije u vazduhu ostaje 5–10 ppm ulja u odnosu na vazduh. Količina ulja u vazduhu zavisi od radne temperature i pritiska, brzine strujanja i viskoziteta upotrijebljenog ulja.

Uljni filter

Oznaka	W 950
Proizvođač	Pobjeda–Tešanj



Slika 9 – Uljni filter



Uljni filter odstranjuje nečistoće veće od 10μm.

Termostat

Oznaka	1/2 CM 55–65
Proizvođač	Amot Controls – Engleska

Termostat služi za održavanje temperature ubrizganog ulja u kompresor iznad tačke rosišta zbog eliminisanja mogućnosti kondenzacije vodene pare u česticama zaostalog vazduha u ulju nakon separacije ulja.

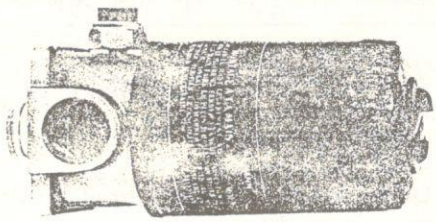
Hladnjak ulja

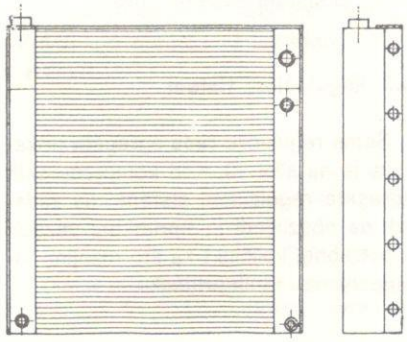
Oznaka	HUV
Proizvođač	Steeb

Kombinovani Al–hladnjak omogućava punu radnu sigurnost i kod okolne temperature od 50 °C. Veći dio hladnjaka je predviđen za hlađenje ulja, a manji dio za hlađenje komprimiranog vazduha.

Vazdušni filter

Oznaka	FWG 06–5151
Oznaka uloška	PM–9775
Proizvođač	TPR–Rogatica





Slika 10 – Hladnjak ulja

Vazdušni filter odstranjuje nečistoće veće od 10 μm.

Ventilator

Oznaka	ELISA 600/171–TIP 3L
Proizvođač	LTH–Škofja Loka

Ventilator ostvaruje potreban protok rashladnog vazduha kroz hladnjak. Moguća je zamjena svakog krilca ponaosob, što olakšava održavanje agregata.

Cirkulacija ulja

Cirkulciju ulja obezbjeđuje razlika pritisaka između separatora i kompresione komore na mjestu ubrizgavanja. Pri hladnom startu kompresora termostatski ventil ne dozvoljava protok ulja kroz hladnjak sve dok temperatura ne pređe 55°C. Iz separatora ulje teče kroz termostatski regulator,hladnjak ulja u uljni filter u kompresor.

Prva izmjena ulja se obavlja nakon 300 radnih sati, a svaka naredna nakon 2.000 radnih sati, ili jednom godišnje. Ulje se ispušta iz separatora u toplom stanju.

S obzirom na mehanička i toplotna naprezanja, neophodno je koristiti visokokvalitetna hidraulička i turbo ulja. Višestruka uloga zahtijeva sljedeća svojstva:

– potrebnu viskoznost s obzirom na temperaturu ubrizgavanja i konaćnu temepraturu smjese vazduh–ulje,
– visoku oksidacionu stabilnost,
– visok indeks viskoziteta (najmanje 95),
– otpornost protiv stvaranja stabilnih emulzija,
– Sposobnost lakog otpuštanja vazduha i
– malu sklonost stvaranja pjene.

Uzimajući u obzir navedene osobine ulja preporučuje se upotreba sljedećih ulja:

Standard	ISO UG–46	ISO UG–68
Kinematski viskozitet na 40 °C, cSt	41.4–50.6	61.2–74.8
Tačka plamišta COC, °C	iznad 210	iznad 220
Za temperaturu ubrizgavanja ulja u kompresor, °C	oko 60	oko 70
Tačka stinjavanja je za 5°C ispod najniže temperature okoline		

Za ovaj tip agregata preporučuju se ulja domaće proizvodnje:
– INA TURBO 46 zimi i
– INA tURBO 68 ljeti.

Ljetna temepratura je 15°C iznad otvora u usisni filter, a zimska ispod 15°C. U sistem staje 60 l ulja.

4.3. Regulacioni sistem

Šema regulacije rada agregata prikazana je na slici 10. Kod kompresorskih agregata regulacioni sistem ima zadatak da obezbijedi komprimirani vazduh u potrebnoj količini i sa što manjim odstupanjima radnih pritisaka.

Pokretanje kompresora

Kada pritisak vazduha u mreži padne na 8 ± 0.1 bar aktivira se tlačna sklopka TS. Leptirasti zatvarač LZ je u zatvorenom položaju i kompresor startuje sa oko 40% maksimalnog efektivnog kapaciteta. Preko elektromagnetnog ventila EMV i ventila snižavajućeg pritiska VSP rasterećuje se separator–uljni odvajač UO do pritiska 0.4–0.6 bar, radi smanjenja potrebne snage za pogon kompresora. Nakon završene faze pokretanja elektromotora zatvara se VSP, LZ se otvara i kompresor radi punim kapacitetom.

Dobava kompresora u mrežu

Dobava kompresora u mrežu se počinje ostvarivati dostizanjem pritiska u separatoru od 3.5 bar, kada se otvara ventil minimalnog pritiska VMP. Prvo se puni instalacija uređaja za pripremu komprimiranog vazduha do pritiska od oko 8 bar, a potom se otvaranjem nepovratnog ventila NV puni rezervoar lokomotive.

Prazan hod kompresora

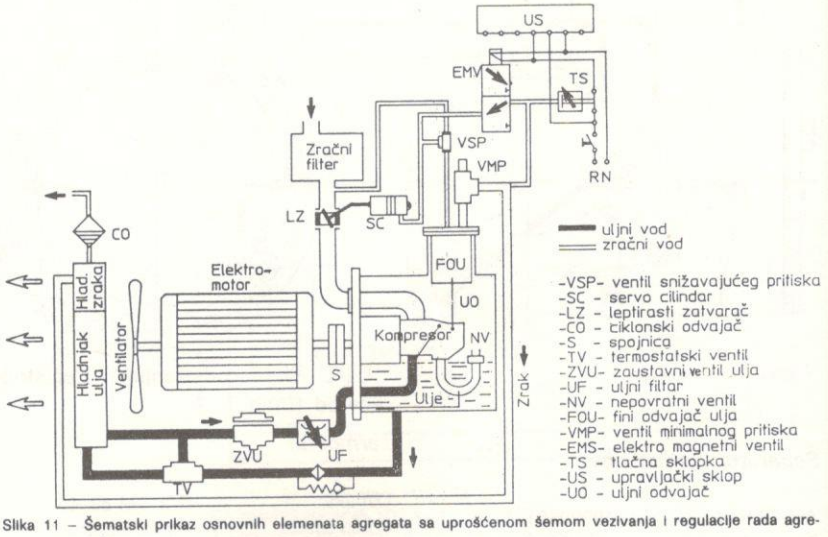
Tlačna sklopka TS preko EMV prevodi agregat na rad na praznom hodu pri pritisku u rezervoaru od 10 ± 0.1 bar. Vremenski je period praznog hoda programiran na oko 3 min, čime se izbjegava nedozvoljeno često uključivanje elektromotora.

Zaustavljanje kompresora

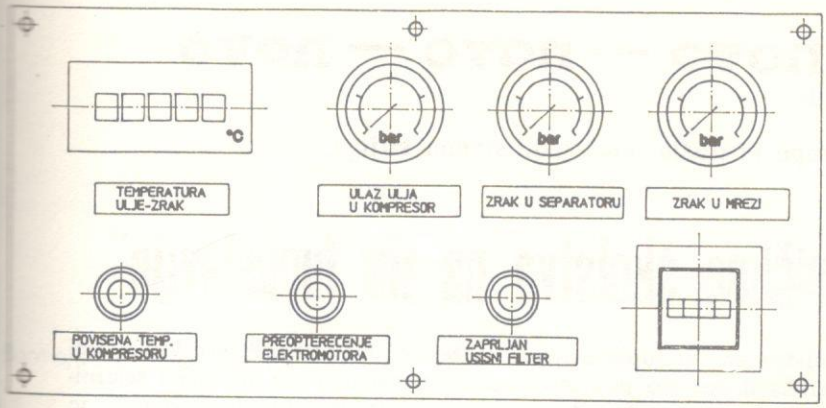
Ukoliko u tom periodu pritisak u rezervoaru ne padne ispod 8 ± 0.1, bar agregat se automatski isključuje. Pri padu pritiska ispod navedene vrijednosti agregat se automatski uključuje u rad.

4.4. Kontrolni instrumenti i zaštite

Na kontrolnoj tabli su postavljeni sljedeći instrumenti:
– manometar pritiska ulja na ulazu u kompresor,
– manometar pritiska vazduha u separatoru,
– manometar pritiska vazduha u mreži,
– signalna sijalica zaprljanosti usisnog filtera (50 mbar),
– termometar za temperaturu smjese vazduh–ulje i
– brojač radnih sati agregta.



Slika 11 – Šematski prikaz osnovnih elemenata agregata sa uprošćenom šemom vezivanja i regulacije rada agregata



Slika 12 – Kontrolna tabla

Pored kontrolnih pokazatelja radnih parametara na agregatu su postavljene sljedeće zaštite:

– zaštita od previsoke temperature smjese vazduh–ulje na 120°C i

– zaštita od preopterećenja elektromotora.

Na agregat se mogu ugraditi zaštite od:

– prevelikog pada pritiska ulja,

– prevelikog pada pritiska kroz separator ulja,

– zaprljanosti usisnog filtera i

– pada nivoa ulja.

4.5. Održavanje agregata

Prva izmjena ulja je nakon 300 radnih sati, a svaka sljedeća je nakon narednih 2.000 sati ili najmanje jednom godišnje. Ulja različitog tipa i viskoznosti nije dozvoljeno miješati.

Separator vazduh–ulje se mijenja nakon porasta pada pritiska vazduha kroz separator od 2 bar. Ta aktivnost se uglavnom poklapa s drugom i svakom narednom zamjenom ulja. Uz prvu zamjenu ulja treba obavezno oprati separator u trihloretilenu, na taj način što je potopljen u trihloretilen, oko 2 sata, a zatim se izvadi, potpuno izduva i osuši komprimiranim vazduhom. Separator vazduh–ulje se može samo jednom oprati.

Uz svaku izmjenu ulja treba zamijeniti uljni filter, a i ranije ako je pad pritiska kroz isti veći od 2 bar. Ne preporučuje se pranje uljnog filtera.

Zamjena usisnih filtera je obavezna ako se upali signalna lampica zaprljanosti. Znači da je podpritisak kroz usisni filter veći od 50 mbar. U normalnim radnim uslovima usisni filter može trajati godinu dana.

Jednom godišnje preporučuje se zamjena membrane u servocilindru, membrane u zaustavnom ventilu za ulje i O–prstena u ventilu snižavajućeg pritiska.

Nakon 15.000 radnih sati (oko 5 godina) treba zamjeniti osovinski zaptivač i zaštitnu čauru na vodećem zupčaniku i istovremeno prekontrolisati ležaje instrumentom za mjerenje vibracija.

Nakon 30.000 radnih sati (oko 10 godina) preporučuje se zamjena ležaja kompresora, osovinskog zaptivača i zaštitne čaure na vodećem zupčaniku. Sve operacije na samom kompresoru može izvesti, kako je već rečeno, samo servis proizvođača ili ovlaštena servisna radionica u zemlji.

5. KOMPRESORSKI AGREGAT E1VK–101.5 LP

Ovaj kompresorski agregat se nalazi u završnoj fazi konstrukcione razrade.

5.1. Tehničke karakteristike

Efektivni kapacitet – 1.2 m³/min

Radni pritisak – 8.0–10.0 bar

Relativna vlažnost vazduha na usisu 70%

Temperatura okoline – 40 do + 50°C

Temperatura smjese na izlazu, max. – 115°C

Usisni pritisak 1 bar

Pogonski elektromotor 4AZ 160M, 3x220V/50Hz

Regulacija zaustavljanjem pogonskog elektromotora

5.2. Namjena agregata

Agregat je namijenjen za ugradnju na elektromotorne vozove serije 412/416 kao zamjena za agregate BBC, tip KV900.

(Adresa: Ljubo MILUTINOVIĆ, dipl. inž., »Trudbenik«, Doboj, Sarajevska 58)

novo — novo — novo — novo

Iz štampe je izašla nova jedinstvena knjiga

„Stoleće železničkog školstva na tlu Jugoslavije"

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

Ipak, ona prevashodno predstavlja svojevrstan prikaz istorijskog razvoja železničkog školstva na tlu Jugoslavije. Da li ste znali da je u Beogradu 1881. godine osnovana Knjaževska srpska železnička i trgovačka škola, prva ove vrste na Balkanu, jedna od svega nekoliko u ondašnjoj Evropi? Pruge još nije bilo, izgrađena je 1884. godine do Niša, no — škola je potrebna. Njeni osnivači su govorili da među narodom može biti nepismenih, ali železnicu mogu voditi samo obrazovani i iškolovani. Radila je samo dve školske godine i sa dva školska odeljenja, dovoljno da se njeno ime nađe na stranicama istorije železnice i železničkog školstva kod nas i u svetu, uz visoke ocene stranih železničkih stručnjaka o znanju i sposobnostima našeg prvog školovanog železničkog podmlatka.

Školska železnička tradicija je nastavljena posle četiri decenije prekida. U Beogradu je 1922. godine osnovana Državna saobraćajna železnička škola, posle mnogih otpora onih za kojе je škola namenjena železničarima nepotreban i skup trošak za siromašnu zemlju. Za 19 godina rada (ukinuta je aprila 1941. godine) dala je preko 1.600 školovanih železničara, vrsnih znalaca teških, odgovornih i složenih železničkih poslova, visoko cenjenih i poštovanih među kolegama stranih železničkih uprava.

Oni su bili prvo železničko osoblje Partizanskih železnica, jedine slobodne železnice koja nije bila pod upravom hitlerovske soldateske već pod komandom partizana. Organizovane su i partizanske škole za železničare, u kojima se uz pušku učilo o signalu i predsignalu, upotrebi Morzeove azbuke i korišćenju pištaljke i loparića.

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

Dale su hiljade školovanih železničara, koji su nastavili svetlu tradiciju ranijih generacija. Škole su postepeno prerasle u tehnikume, a oni u samoupravne vaspitno-obrazovne ustanove. Nastava je savremenija, školski kabineti opremljeniji, a predavači rečima i gestom bliži svojim učenicima.

Poseban kvalitet ove knjige čine više od stotinu crno-belih fotografija iz svih perioda našeg železničkog školstva. A slike neretko govore više od reči. Knjiga sadrži i spisak svršenih učenika železničkih saobraćajnih škola u periodu od 1922. do 1962. godine, kao i »đački spomenar«, prigodnu slikovnicu ljudi i događaja u 100 godina dugoj tradiciji železničkog školstva na tlu Jugoslavije.

Ocenjujemo da ova knjiga po sadržajnim kvalitetima, uz njen reprezentativni i umetnički oblikovan izgled i visok kvalitet štampe, zaslužuje vidno mesto u svakoj biblioteci pa vam je svesrdno preporučujemo. Slobodno se može reći da je to knjiga kojoj se svako obraduje kao poklonu i ne ostavlja ga ravnodušnim kad otvori njene prve i sklopi poslednje stranice.

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

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

Tendencije razvoja teretnih vagona za saobraćaj velikim brzinama

UDK 625.24:621.135.4.004.68/.69:656.221.1

Borivoje NIKOLIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Železnički saobraćaj sve više dobija na značaju kao ekonomična vrsta prevoza koja najmanje zagađuje životnu okolinu. Sve zemlje u svetu izgrađuju nove, brze pruge, vučna i vučena vozila, kako bi povećale kapacitet i brzinu vozova.

Jugoslovenske železnice nastoje da ne zaostanu za savremenim svetom i ulažu dosta napora da osposobe svoje pruge i vozila za nove uslove transporta. Razvojni i proizvodni kapaciteti u zemlji osposobljavaju se za proizvodnju sredstava saobraćaja koji će i u budućnosti moći da saobraćaju u svetu u uslovima saobraćaja koji će tada biti na snazi.

Brzina saobraćaja postaje odlučujući faktor pri izboru vrste prevoza putnika i robe. Zbog konkurencije drumskog i avio-prevoza, velika brzina postaje imperat i u razvoju železničkog saobraćaja. Do sada se o velikim brzinama u železnici razmišljalo uglavnom kada se razmatrao prevoz putnika, dok je prevoz robe smatran konvencijalnim gde brzina nema bitnog uticaja. Poslednjih godina i u ovoj oblasti došlo je do promene pristupa brzini, pa se uveliko radi na razvoju i ispitivanju teretnih vagona za velike brzine.

2. STANDARDNE BRZINE TERETNIH VAGONA I VOZOVA

Teretni vagoni imaju vek trajanja 30, pa i više godina. Zbog toga se javlja velika šarolikost u voznom parku železnica u pogledu sposobnosti za određenu brzinu saobraćaja vozova. Stari vagoni građeni su za takozvani običan režim – 80 km/h, pa su im i trčeći stroj i kočnica prilagođeni tim uslovima saobraćaja.

Šezdesetih godina počinje gradnja vagona za brzine do 100 km/h, takozvani »S« – režim. Kod njih je poboljšan sistem vešanja i ogibljenja, a ugrađuje se i kočnica brzog dejstva (»P« režim), pa ovi vagoni mogu da saobraćaju 100 km/h sa 18 t po osovini.

Od 1981. god. obavezna je novogradnja teretnih vagona za »S« režim sa punim opterećenjem od 20 t po osovini. Kočnica ovih vagona ima minimalni procenat kočne mase 65% u tovarenom stanju, dok kod praznog vagona on iznosi $> 100\%$, što dozvoljava saobraćaj praznih vagona brzinom 120 km/h.

Specijalni vagoni grade se i za takozvani »SS«–režim, 120 km/h. Njihova osobenost je kočnica koja obezbeđuje 100% kočne mase za sve uslove tovarenja i maksimalnu brzinu.

Pravilnik RIV definiše brzine vozova u međunarodnom saobraćaju, a, takođe, definiše i karakteristike vagona da bi nosio oznaku »RIV«, odnosno da bi vagon mogao da saobraća van granice.

Brzina kojom vagon može da saobraća, kao i opterećenje za određenu kategoriju pruge označeni su znakom (tablica tovarenja):

	A	B	C	D
90				
S				
SS				
120	00.0 t			

Tablica obavezno sadrži kolone kategorije pruga A, B i C. Kategorija D dobija se samo u zemljama koje imaju pruge za 22.5 t/os.

Prva vrsta se ispisuje na vagonima građenim pre 1.1.81. god. i određuje nosivost vagona za određenu kategoriju pruge za običan režim. Oznaka 90* se dodaje jer od 1.1.1990. god. »RIV« vagoni saobraćaju sa 90 km/h u običnom režimu.

Druga vrsta »S« se ispisuje na vagonima građenim za »S« režim. Kod vagona građenih pre 1.1.81. god. nosivost za kategoriju »C« je ista kao i za »B«, jer je procenat kočne mase $< 65\%$.

Treća vrsta »SS« se ispisuje na vagonima građenim za »SS« režim. Nosivost u kategoriji »C« je ista kao i za »B« zbog termičkog opterećenja standardne kočnice sa papučama i točkova.

Vrsta »120« se ispisuje na vagonima »S« koji u praznom stanju imaju procenat kočne mase 100%.

Međunarodna unija železnica predviđa da od 1.1.2000. god. u međunarodnom saobraćaju mogu saobraćati samo vagoni »S« sa 20 t/os. Vagoni sa »G« kočnicom i oznakom 100 će se tolerisati do 31.12.97. god., a vagoni »S« sa 18 t/os. do 31.12.99. god.

3. OSOBINE KOJE ODREĐUJU MAKSIMALNU BRZINU VAGONA

Da bi jedan vagon bio deklarisan za saobraćaj određenom brzinom mora da poseduje takve osobine i uređaje koji obezbeđuju potrebnu mirnoću hoda, stabilnost kretanja i sigurnost od iskliznuća na prugama predviđenim za te brzine.

4. STANDARDNI ELEMENTI TRČEĆEG STROJA

Dugogodišnjim razvojem i ispitivanjima železničkih teretnih vagona dostignut je nivo tipizacije i standardizacije osnovnih elemenata trčećeg stroja za S i SS režim. Propisima UIC 510–517 definisane su karakteristike osovinskih sklopova, vešanja, ogibljenja i prigušenja oscilacija za dvoosovne i četvoroosovne vagone. Projektanti su sada u mogućnosti da još u fazi planiranja novog tipa vagona za brzine do 120 km/h računaju na gotovo sigurno zadovoljavanje kriterijuma kvaliteta i sigurnosti trčanja.

4.1. Trčeći stroj dvoosovinskih vagona

Objavom UIC 517 definisani su osnovni parametri elemenata:

– vođenje kućišta osovinskih ležišta u vodećim vilicama (šerama),

– gibanjski potpor (čapak),

– dvostruke karike gibnja,

– gibnjevi različitih oblika, krutosti, dimenzija, nosivosti (trapezni sa linearnim i progresivnim karakteristikama, paraboličnl).

4.2. Trčeći stroj četvoroosovinskih vagona

Sačinjavaju ga dva dvoosovinska obrtna postolja na koja se oslanja postolje sa sandukom vagona. Obrtno postolje sadrži elemente vođenja kućišta osovinskih ležišta, ogibljenja (primarno, sekundarno ili obadva), vešanja i za prigušenje oscilacija.

Na vagonima evropskih železnica za S i SS režim uglavnom se primenjuju dva tipa obrtnih postolja: Y 25 i DB.

Kod Y 25 obrtnog postolja poprečni zazor u vođicama ležišta je 10 mm. Ogibljenje je izvedeno kao primarno (na osovini) sa paketima zavojnih opruga. Prigušenje oscilacija obavlja se suvim trenjem u vođicama po sistemu »LENOIR«.

Kod DB postolja vođenje osovinskog ležišta je izvedeno kao kod dvoosovinskih vagona. Ogibljenje i prigušenje oscilacija obavljaju trapezni lisnati gibnjevi (primarno ogibljenje).

5. PROGRAM »BUDUĆE BRZINE« U EVROPI

Vodeće evropske železnice i one koje nastoje da ne zaostanu za njima izgradile su viziju buduće gradnje teretnih vagona i njihovih osnovnih karakteristika.

Od 1995. god. kao osnovna ponuda gradiće se vagoni za 100 km/h, mase po osovini 22,5 t. Saobraćaće na magistralnim prugama u vozovima dužine do 700 m i bruto-mase do 1 600 t.

Od 2 000. god. saobraćaće i vozovi brzine 120 km/h i masom po osovini 20 i 22,5 t. Kao naročite ponude gradiće se vagoni za 140 km/h i 20 t/os, kao i vagoni za 160 km/h i 16–18 t/os.

Dosadašnjim propisima nisu utvrđeni parametri za RIV vagone:

– dvoosovinske za 100 km/h i 22.5 t/os,

– četvoroosovinske za 120 km/h i 22.5 t/os.

Očekuje se da oni budu uskoro izrađeni i za ove i za vagone sa višim karakteristikama, čim budu poznati rezultati eksperimenata sa većim brzinama.

6. STANJE U RAZVOJU TERETNIH VAGONA ZA VELIKE BRZINE

Francuske železnice su prve u Evropi uvele u saobrćaaj teretne vozove velikih brzina. Voz sa 140 km/h 1979. god. uveden je na novim prugama sa zaustavnim putevima većim od 1 300 m. Od 1987. god. uvele su i teretne vozove brzina 160 km/h. Sa njima se na 1 000 km pruge postiže ušteda u vremenu od 90 min u odnosu na voz brzine 120 km/h.

Holandske železnice su, takođe, 1978. god. obavile eksperimente sa uključivanjem dvoosovinske poštanskih vagona u vozove brzinama do 160 km/h.

Nemačke železnice, za razliku od Nacionalnog udruženja Francuskih železnica, razmatraju mogućnost da i dvoosovinski vagoni budu zastupljeni u teretnim vozovima velikih brzina. Pored eksperimenata sa četvoroosovinskim plato-vagonima (za kontejnere) do brzine 180 km/h, u Nemačkim saveznim železnicama su ispitivani i dvoosovinski vagoni tipa Hb. Planira se da oni budu uključeni u saobraćaj kao poštanski i prtljažni vagoni za prevoz ekspres pošiljki brzina 140 i 160 km/h i smanjenim osovinskim opterećenjem na oko 10 t zbog primene elemenata SS kočnice.

Nemačke savezne železnice će druge u Evropi (posle Nacionalnog udruženja Francuskih železnica) uvesti u redovan saobraćaj od 1991. god. teretne vozove brzine 160 km/h na novim i rekonstruisanim prugama.

6.1. Razvoj dvoosovinskih vagona

Eksperimenti sa dvoosovinskih vagonima obavljaju se užurbano u Nemačkim saveznim železnicama i u Nacionalnom udruženju Francuskih železnica. Britanske železnice, takođe, isprobavaju neka svoja rešenja i najavljuju dobre rezultate.

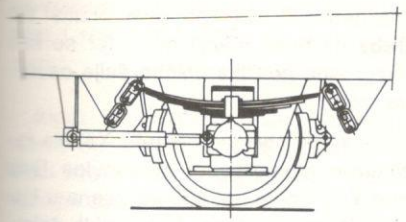
Nemačke savezne železnice stavljaju akcenat na već standardna rešenja vođenja, ogibljenja i vešanja, prema UIC 517. Razvoj je razumljiv, jer se lisnati gibanj, dvostruko vešanje i vođenje ležišta sa podužnim i poprečnim zazorom 22,5/20 mm, primenjuje i kod obrtnih postolja Nemačkih saveznih železnica. Ispitivanja su dokazala da dvoosovinski vagoni mogu bez problema da saobraćaju brzinama od 100 i 120 km/h i 20 t/os, na prugama Nemačkih saveznih železnica koje imaju šine sa nagibom 1:40.

Ispitivanja sa 100 km/h i 22,5 t/os rađena su sa paraboličnim gibnjevima i na prugama Nemačkih saveznih železnica dala su dobre rezultate i u krivinama sa nadvišenjem 130 mm. Ovde razlika razmaka venaca i razmaka šina nema uticaja iako iznosi i 40 mm (proširenje koloseka). U toku su ispitivanja sa 120 km/h i 22,5 t/os.

Ispitivanja sa brzinama većim od 120 km/h, sa rešenjima prema UIC 517, pokazala su da vagoni imaju lošu stabilnost. Javlja se velika bočna sila između točka i šine, uz mogućnost prekoračenja granične vrednosti. Takođe je naglašeno sinusoidno oscilatorno kretanje osovinskog sklopa u podužnom pravcu, pa je potrebno primeniti neki sistem za prigušivanje oscilacija koji neće sprečavati radijalno postavljanje osovinskog sklopa u krivinama. Isprobana su dva sistema prigušivanja:

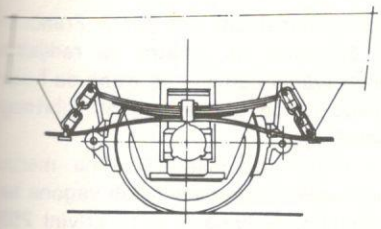
– sa hidrauličnim amortizerima (slika 1);

– sa specijalnim lisnatim gibnjem (sa paraboličnom karakteristikom), gde se donji list ne oslanja na susedni, već je



Slika 1 – Prigušivanje hidrauličnim amortizerom

produžen i oslanja se na specijalnu frikcionu ploču na sistemu vešanja (slika 2).



Slika 2 – Prigušivanje paraboličnim gibnjem

Rezultati ispitivanja sa ovim rešenjima su zadovoljavajući pri brzinama čak do 180 km/h na pravoj pruzi, odnosno do 120 km/h u krivinama radijusa 450 i 700 m, sa nadvišenjem šina 130 mm. Za brzine 150–180 km/h dobijena je mirnoća hoda po Sperlingu Wz = 2,4 – 3,3. Kod brzina 160 km/h i više i masu po osovini 18 t primenjena je disk-kočnica.

Nacionalno udruženje Francuskih železnica je, takođe, ispitivalo dvoosovinske vagone sa trćećim strojem po UIC 517, na svojim prugama gde je nagib šina 1:20. Ispitivanja sa 22,5 t/os i 100 km/h sa paraboličnim gibnjevima nisu dala dobre rezultate. Mirnoća hoda po Sperlingu je Wz > 4,25, a bočne sile premašuju Prud' hommeov kriterijum, kada je u krivinama sa nadvišenjem šina 130 mm razmak šina veći od 1 450 mm i razmak točkova manji od 1 420 mm (zazor > 30 mm). Do brzine 90 km/h kriterijum za stabilnost kretanja je zadovoljen, dok faktor mirnoće hoda već premašuje graničnu vrednost. Ovim rešenjima će se u toku 1990. god. obavljati ispitivanja vagona brzina 120 km/h i 22,5 t/os.

Nacionalno udruženje Francuskih železnica obavilo je i ispitivanja dvoosovinskih vagona sa novim, originalnim rešenjem firme AFR (patentirano) za trćeći stroj.

Ispitivanja su obavljena sa 120 km/h i 22,5 t/os, kao i sa vagonom za prevoz automobila sa 15 t/os koji je trčao 150 km/h. Ovo rešenje po koncepciji se zasniva na rešenju koje je primenjeno kod obrtnih postolja Y25 Or, kod kojih se obavlja usmeravanje osovinskog sklopa u krivini (sl. 3).

Sastoji se iz:

– kliznice, koja je zavarena za postolje i koja obavlja vođenje kućišta ležišta sa podužnim i poprečnim zazorom kao kod rešenja UIC 517 (22,5/20 mm), poz. 1;

– kućišta ležišta osovine s oslonci ma ogibljenja, poz. 2;

– paketa zavojnih opruga s progresivnom karakteristikom, poz. 3;

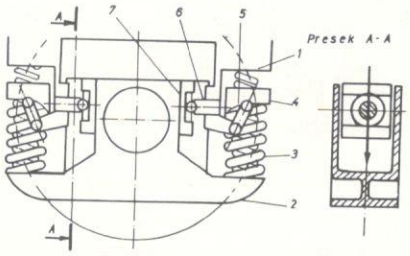
– kape, preko koje se kliznica oslanja na spoljnu oprugu paketa, poz. 4;

– karike za vešanje kliznice o kapu, poz. 5;

– zglobnog elementa za prenos horizontalnih sila, poz. 6;

– kliznog elementa za prigušenje oscilacija po sistemu »LENOIR«, poz. 7.

Ovakav način vođenja i rešenja obezbeđuje vrlo dobro radijalne postavljanje osovine u krivini. U dvostrano postavljenom sistemu za prigušivanje »LENOIR« ugrađeni su klizači od specijalnog materijala sa malim koeficijentom trenja. Uz pomoć opruga, karika i kapa, u zavisnosti od opterećenja, ostvaruje se odnos vertikalnog i poprečnog trenja oko 0.7. Time je obezbeđena vrlo dobra mirnoća hoda i konforna vožnja. Zglobni elementi, koji omogućavaju radijalno postavljanje osovina, po izlasku vagona na pravu prugu vraćaju osovinu u srednji položaj u kliznicama. Ovo rešenje se ocenjuje kao vrlo perspektivno.



Slika 3 – Novo rešenje trćećeg stroja dvoosovinskih teretnih vagona – AFR

Britanske železnice na svojim prugama obavile su ispitivanja sa 120 km/h i 22,5 t/os. Primenile su rešenje slično rešenju Nacionalnog udruženja Francuskih železnica sa zavojnim oprugama i prigušivanjem oscilacija i dobile vrlo dobre rezultate. Svoje rešenje Nacionalnog udruženja Francuskih železnica su ponudile ORE bez nadoknade, tako da će i ostale železnice moći uskoro da ga primenjuju i ispituju.

6.2. Razvoj četvoroosovinskih vagona

Perspektiva saobraćaja teretnih vozova velikih brzina zasniva se na gradnji četvoroosovinskih vagona sa dvoosovinskim obrtnim postoljima novije generacije. Za brzine do 120 km/h, koje će se primenjivati u bližoj budućnosti, razmatra se mogućnost primene poznatih, najrasprostranjenijih tipova obrtnih postolja: Y25 i DB 65. Za brzine do 160 km/h, koje se planiraju za redovan teretni saobraćaj posle 2 000. godine, razmatra se mogućnost primene već poznatog rešenja obrtnog postolja Y 37 sa modifikacijama. Neke železnice imaju u planu i razvoj novih tipova obrtnih postolja uz korišćenje već primenjivanih elemenata. Na ORE se već razmatraju i pripremaju tehnički uslovi za obrtna postolja za brzine veće od 120 km/h.

Obrtno postolje Y25 L, koje je standardizovano u ORE za 22,5 t/os i S režim, moći će da se koristi i za brzine do 120 km/h sa 18 t/os. Za njega još nije standardizovana kočnicu sa kočenjem prema teretu.

Varijanta obrtnog postolja **Y25 Lsi**, sa ugrađenom kočnicom u sebi, primenjivaće se kod vagona gde nije moguće ugraditi kočnicu ispod postolja (vagoni istresači, vagoni sa spuštenim podom za kamione i velikogabaritne terete). Poljske železnice obavljaju ispitivanja kočnice ovih obrtnih postolja sa ugrađenim tandem-cilindrom.

Obrtno postolje Y25 Or, sa radijalnim podešavanjem osovina, predloženo je za standardizaciju za 120 km/h i 22,5 t/os.

Obrtno postolje DB 65 razvija DB za 22,5 t/os i brzinu 120 km/h. Njegova ispitivanja se sprovode na prugama Čehoslovačke i u Rumuniji na zamor.

Obrtno postolje Y37 Nacionalno udruženje Francuskih železnica ustupiće uskoro ORE za standardizaciju, za brzine 160 km/h. Njegovo ispitivanje obavljeno je u Nacionalnom udruženju Francuskih železnica i rezultati ispitivanja su zadovoljavajući. U Nemačkim saveznim železnicama od 1991. god. proizvodiće se ova obrtna postolja, jer su njihova ispitivanja pokazala sledeće:

– mirnoća hoda i stabilnost kretanja su dobri u pravcu, dok se u krivini ja-

vljaju malo veće bočne sile zbog krutog uzdužnog vođenja;

– efikasnost kočnice za 18 t/os je dobra u kombinaciji disk/papuča. Na velikim i dugim padovima dobre rezultate dala je kočnica sa tri diska na osovini.

Pored gradnje ovih obrtnih postolja u osnovnoj varijanti i u varijanti sa radijalnim usmeravanjem osovine, Nemačke savezne železnice radiće na razvoju obrtnih postolja sa standardnim gabaritnim merama (razmak osovina 1 800 mm).

Obrtno postolje Y37 (slika 4) razvijeno je u Nacionalnom udruženju Francuskih železnica u osnovnom obliku sa sledećim karakteristikama:

– kruto uzdužno vođenje sa standardnim primarnim ogibljenjem i amortizerom »LENOIR«,

– ogibljena kolevka sa vešalicama dužine 490 mm i poprečnim zazorom ± 58 mm,

– razmak osovina povećan na 2 300 mm da bi se povećao zakretni moment i smanjilo zmijoliko kretanje vagona, kao i da bi se dobio prostor za ugradnju elemenata kočnice.

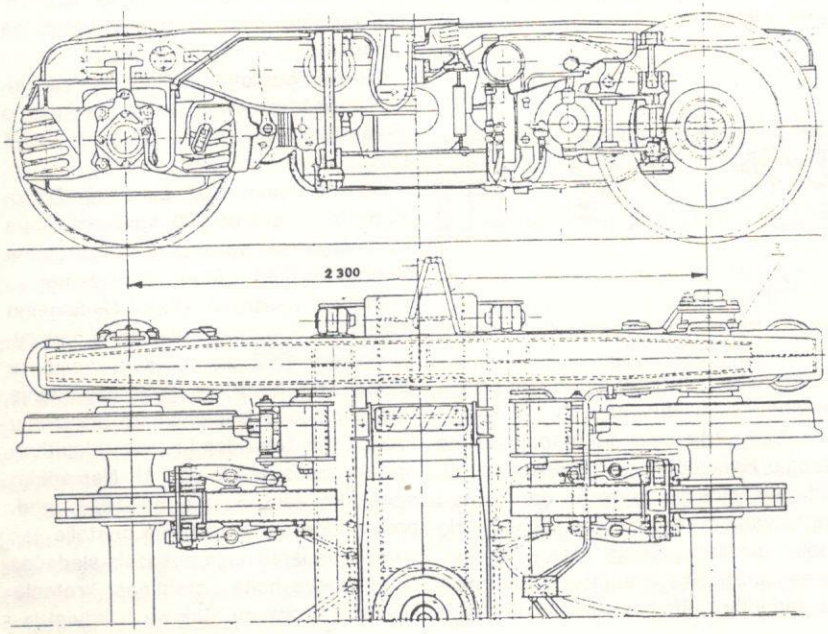
Ovakvo obrtno postolje ispitivano je sa brzinama preko 200 km/h na pravoj pruzi i zadovoljilo je sve kriterijume mirnoće hoda i stabilnosti kretanja koje propisuje UIC 432.

Kočnica je u osnovnoj varijanti izvedena sa jednim diskom prečnika 610 mm i jednom papučom po točku od LG. Dobijen je procenat kočne mase 146%.

Rezultati ispitivanja mirnoće hoda obrtnog postolja Y37 brzina 170 km/h, prikazani su u tabeli:

Nagib šina	Prazan vagon		Tovaren sa 18 t/os	
	Wz vert.	Wz horiz.	Wz vert.	Wz horiz.
1/40	2,7 – 2,9	2,2 – 2,3		
1/20	2,5 – 2,8	2,1 – 2,4	2,6 – 3,2	2,5 – 2,6

Obrtno postolje Y37



Smatra se da kod ovih brzina Wz treba da bude manje od 3, jer se kao ekspresna pošiljka obično šalje osetljiva roba.

Varijanta obrtnog postolja **Y37 sa radijalnim usmeravanjem** osovine (kao kod Y25 Or) je, takođe, razvijena u Nacionalnom udruženju Francuskih železnica (slika 8). Ona će se primenjivati u zemljama sa brdskim prugama. Kod nje je smanjena bočna sila u dodiru točak–šina, što poboljšava stabilnost kretanja.

U Nacionalnom udruženju Francuskih železnica se smatra da radijalno usmeravanje osovine ne treba da bude presudno kod izbora varijante obrtnog postolja, jer:

– obrtno postolje Y25 ima manje bočne sile od dvoosovinskih vagona sa razmakom osovina 9 m (u krivini 250 m Y25 ima Fy = 35 kN, a dvoosovinski vagon Fy = 50 kN);

– usmereni osovinski sklopovi uzrokuju lošu mirnoću hoda u poprečnom pravcu (Y25 ima pri V = 130 km/h Wzy = 2.78, a Y25 Or ima Wzy = 3.1).

Posle svih sprovedenih ispitivanja sa obrtnim postoljima Y37 (i sličnim na putničkim vagonima) došlo se do sledećih optimalnih rešenja:

– poboljšane dinamičke osobine, uvođenjem poprečnog vešanja kolevke (bez sopstvenih napona, kutijasti podužni nosači),

– kombinacija diska i papuče kao izvršnih elemenata kočnice,

– ugradnja sferičnih ležajeva radi smanjenja radne temperature na 60°C (povećan vek trajanja na 3 000 000 km sa 18 t/os),

– smanjena buka toliko da iznosi kod 160 km/h isto kao kod obrtnih postolja Y32 i Y25 kod 120 km/h (vešanje kolevke i disk kočnice).

Cena obrtnog postolja Y37 je 3 puta veća od klasičnih obrtnih postolja (uglavnom zbog kočnice), ali je na 1 000 000 km devet puta ređe izbacivanje iz saobraćaja (zbog papuča) i tri puta je duži vek terajanja točka.

7. ZAKLJUČAK

Iz izloženog materijala zaključuje se da je saobraćaj teretnih vagona i vozo-

va velikim brzinama vrlo bliska budućnost i realnost koja se ne sme zanemariti.

Jugoslovenske železnice moraju na vreme obezbediti vagone sa kojima će moći svoje vozove uključivati u međunarodni saobraćaj.

Projektanti i rpoizvođači teretnih vagona već sada moraju ovladati dosadašnjim saznanjima u svetu i uz svoja iskustva i ideje primenjivati ih u novogradnji, kako bi njihovi proizvodi bili konkurentni u zemlji i svetu.

Zajedničkim snagama proizvođači i JŽ se moraju aktivno uključiti u radne grupe i potkomisije ORE i UIC, kako bi dali svoj doprinos u razvoju i bili u toku razvojem ove oblasti.

LITERATURA

1. Pravilnik JŽ 91 – RIV
2. Objave UIC: 432, 510, 517, 530–2
3. Propisi ORE
4. Zbornik predavanja na kolokvijumu ORE B12 i ORE B36 od 11.7.1989. god. u Utrechtu
5. Izveštaji sa 150. i 151. sastanka ORE B12, 1989. god.
6. Izveštaj sa 5. komisije UIC, juni 89. god.
7. Časopisi ETR – Francuska

(Adresa: Borivoje NIKOLIĆ, dipl. inž.
Mašinska industrija Niš)

novo — novo — novo — novo

»ORGANIZACIJA PREVOZA I KOMBINOVANI INTEGRALNI SISTEMI TRANSPORTA«

od Dr Ljubivoja Čarapića

U pripremi za štampu nalazi se nova stručna knjiga:

Knjiga sadrži multidisciplinarnu oblast najsavremenijih rešenja u oblasti transporta, posebno u pogledu primenjene tehnike, tehnologije i organizacije kod kombinovanih integralnih sistema transporta.

Tematski sadržaj ove knjige približan je kako naučnoj tako i pratkičnoj upotrebi. Stoga je namenjena ne samo obrazovnim i naučnim organizacijama već i proizvodnim, skladišnim, prometnim i drugim.

Knjiga se sastoji iz dva dela:

I deo — Organizacija prevoza stvari

Organizacije i funkcionisanje transportnog procesa, uloga i podobnosti pojedinih grana saobraćaja u procesu prevoza, poznavanje stvari i transport i priprema za uključivanje u transportni proces, ambalaža, pakovanje i formiranje transportno-manipulativnih jedinica, tokovi prevoza i njihovo planiranje, načela za određivanje prevoznog puta, organizacija prevoza komadnih i kolskih pošiljaka, industrijski koloseci, stabilni i mobilni kapaciteti za rad sa pošiljkama, tehnološki proces rada, i normativna regulativa od uticaja na organizovanje procesa prevoza u pojedinim fazama. Posebno će u ovom poglavlju biti obrađeni aktuelni sadržaji u smislu primene industrijskih koloseka, »Kargo sistem« kod ponekih pošiljaka, režima prevoza i dr.

Poseban prostor biće posvećen prevozu opasnih materija, naročitih pošiljaka, brzopokvarljivih i živih životinja, komisionim poslovima i dr. Svi ovi sadržaji biće ilustrovani i matematički interpretirani.

II deo — Kombinovani integralni sistemi transporta

Kombinovani integralni sistemi transporta, materijalna osnova pojave ovih sistema i njihova uloga u sistemu transporta;

Početni sistem transporta (sredstva i oprema paletizacije, izbor sredstava i primena kod prevoznika i korisnika transporta);

Kontenerski sistem transporta (sredstva i oprema, izbor i proračun sredstava, infrastruktura), tehnologija prevoza i formiranje kontenerskog lanca, carinske i druge formalnosti, kodeks ponašanja i dr.; Kombinovani suvozemni i vodni sistemi transporta (drum — železnica — drum, RO-RO, SEEABE, BACAT i LACH), primenjena tehnika, tehnologija, organizacija i njihova primena u složenom sistemu transporta;

Koncentracija rada i formiranje robno-transportnih centara na principu geografskih zona, uloga grane saobraćaja i njihovo povezivanje među sobom u jedinstven sistem transporta, određivanje gravitacionog područja u funkciji zahteva korisnika prevoza i kvaliteta pružanja transportne usluge;

Objekti infrastrukture neophodni za primenu kombinovanih sistema i povezivanje grana saobraćaja (luke, pristaništa hucke-pack stanice, skladišta); transportno-ekonomski efekti i značaj kombinovanih integralnih sistema transporta za racionalizaciju transportno manipulativnog procesa;

Povezivanje unutrašnjeg i spoljnjeg transporta — logistika transporta;

Organizovanje procesa prevoza u uslovima neposredne ratne opasnosti i u uslovima rata;

Primena kibernetike kod kombinovanih integralnih sistema u pogledu prikupljanja, obrade podataka, izdavanja rezultata i iznalaženje optimizacije transportnih procesa.

Celokupno gradivo biće prikazano kroz slike, klišea, modeli i projekcije tako da će čitaocu omogućiti lakše razumevanje i stvaranje novih ideja.

Knjiga će se raditi na srpskohrvatskom jeziku, u formatu B-5, obima oko 350 stranica i u broširanom povezu.

Narudžbe prima izdavač:

ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ
11001 BEOGRAD — Nemanjina 6, pošt. fah 498.

Usavršavanje konstrukcije specijalnog vagona za prevoz rude

UDK 625.242.002.22+23.004.14(497.2)

Asistent Valeri STOILOV, dipl. inž.
Docent Željo DIMITROV, dipl. inž.
Prof. Todor KARADŽOV, dipl. inž.

1. UVOD

Za potrebe metalurške industrije NR Bugarske 1986 godine je projektovan specijalni vagon za prevoz rude i rastresitih materijala. Proizvodnja nije otpočela, jer se posumnjalo u ekonomsku opravdanost njegove eksploatacije. Za glavni nedostatak se smatralo, da konstrukcija vagona nije usaglašena sa predstojećim povećanjem osovinskog opterećenja od 22,5 t/osovina. Celishodno je bilo izvršiti poboljšanje prototipa vagona u pogledu glavnih dimenzija koša i minimiziranje sopstvene težine kod povećanja nosivosti. To bi dovelo do bitnog povećanja prevozne mogućnosti vagona i manjih troškova eksploatacije.

Pri katedri »Železnička tehnika« na VMEI »V.I.LENIN« – Sofija razrađena je nova olakšana varijanta specijalnog vagona, koji ima veći efekat u eksploataciji.

2. POBOLJŠANJE TEHNIČKIH PARAMETARA SPECIJALNOG VAGONA

Svrsishodni tehničko-ekonomski parametri vagona kod povećanja osovinskog pritiska određuju se iz uslova maksimalnog korišćenja zapremine koša i širine kinematskog gabarita (4). Taj gabarit se preporučuje od UIC-a za novograđene vagone, jer daje mogućnost za povećanje korisne širine koša.

Suština urađene optimizacije se sastoji u istovremenom rešavanju dva osnovna zadatka:

– određivanje racionalne relativne zapremine koša i

– određivanje svrsishodne vrednosti linijskih dimenzija vagona.

Racionalna relativna zapremina se dobija kroz minimiziranje tovarnog koeficijenta tare.

Svrsishodne linijske dimenzije (osnova, prepust, širina i dužina vagona) dobijaju se iz uslova maksimalnog korišćenja širine kinematskog gabarita pri prolazu vagona u krivini. Proračuni su rađeni računarom pomoću specijalno razrađenih programa za tu svrhu. Važniji parametri optimiziranog vagona dati su u tabeli 1, gde su radi upoređivanja navedeni i podaci prvobitne varijante vagona.

TABELA 1 – Najvažniji parametri vagona

Parametri	Prototip vagona	Optimizir. varijanta
Dužina vagona (m)	10,300	10,000
Visina koša (m)	2,055	2,055
Širina koša (m)	2,850	3,108
Korisna zapremina (m^3)	55,643	63,869
Razmak svornjaka obrt. p. (m)	6,500	6,200
Prepust postolja (m)	1,900	1,900
Tehnički koeficijent tare	0,270	0,260
Tovarni koeficijent tare	0,280	0,260
Osovinski pritisak (t/os)	20,000	22,500
Korisna nosivost (t)	61,70	71,777

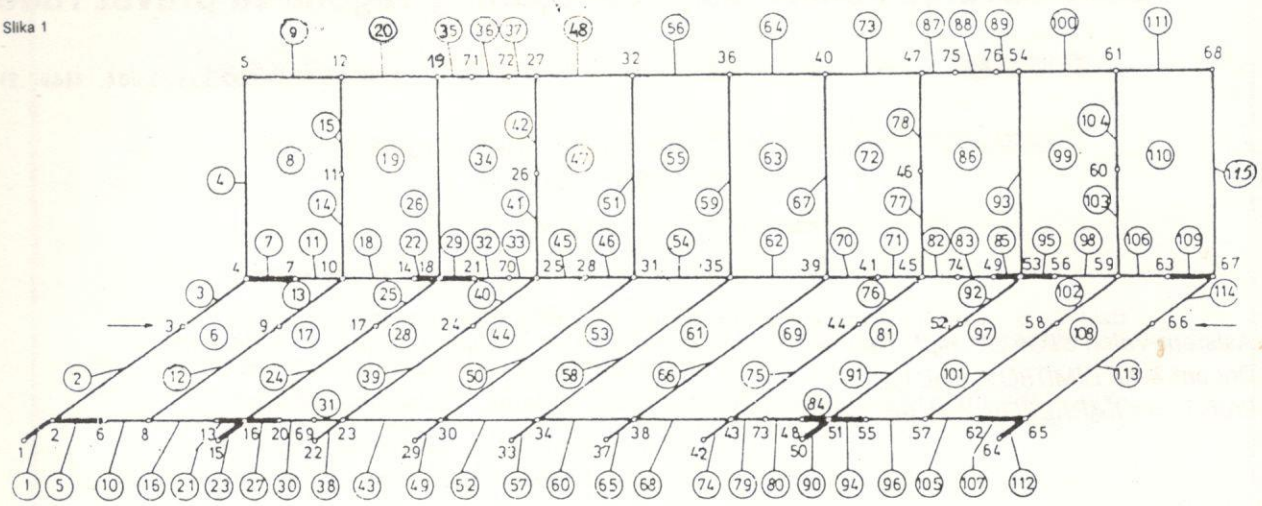
3. ISPITIVANJE NAPREGNUTOG STANJA KONSTRUKCIJE KOŠA

Rezultati proračuna prototipnog vagona (1,2) i podatke statičkog ispitivanja čvrstoće u štandu (3) pokazuju, da je veći deo elemenata konstrukcije predimenzionisan. Naponi su znatno niži od dozvoljenih za taj materijal, što dozvoljava da se vrši olakšavanje čak i kod predviđenog povećanja osovinskog pritiska. Imajući u vidu uslove eksploatacije (istovar kipovanjem, udari pri utovaru rude, hemijski uticaj rude i dr.), nije svrsishodno menjati parametre gornjeg pojasa koša i debljinu bočnih podnih opšivki. Smanjenje sopstvene težine može se postići zamenom standardnih bočnih i srednjih (profila manjim i lakšim).

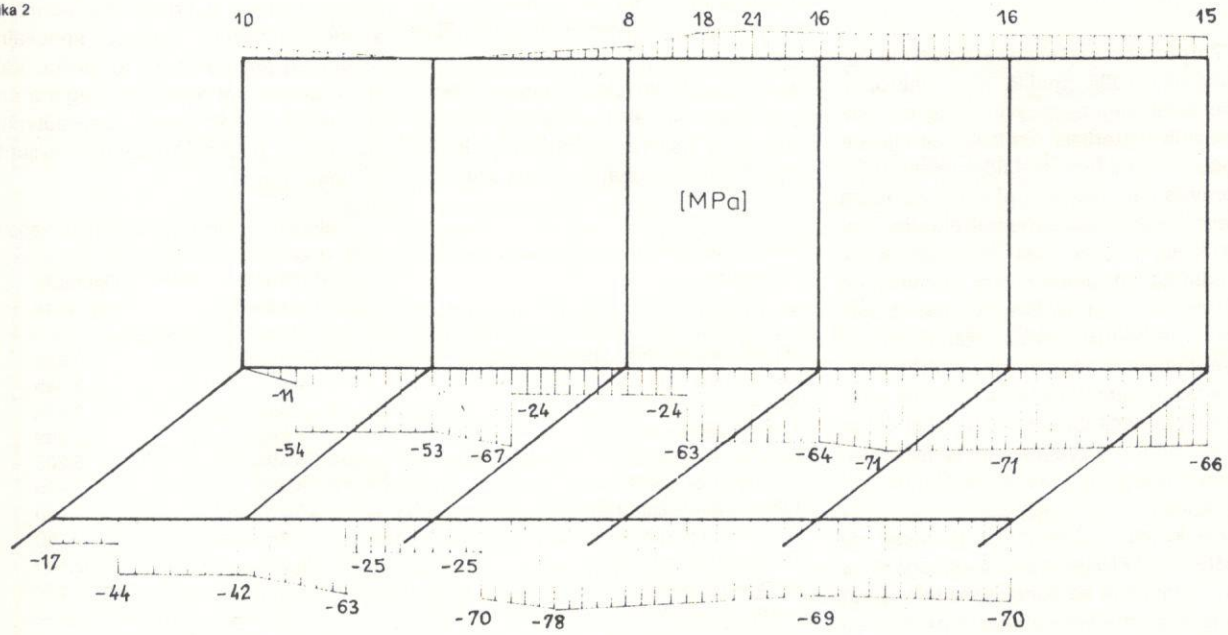
Analiza čvrstoće rađena je metodom konačnih elemenata, pri čemu je korišćen program INTEGRATED INGINERING SISTEM – SAD. Za statičke i dinamičke proračune korišćen je u principu isti proračunski model (slika 1), koji se sastoji od 76 čvorova i 115 elemenata. Preko njega su dobijeni rezultati napona, koji se neznatno razlikuju od registrovanja putem eksperimenta (1). Ovaj model karakterišu sledeće osobine:

1. Korišćenjem simetrije prema podužnoj osi posmatrana je polovina konstrukcije, pri čemu su u mestima preseka (čvorovi 1, 15, 22, 29, 33, 37, 42, 50 i 64) uvedena ograničenja pomeranjima. To dozovljava bitno smanjivanje broja čvorova i elemenata, a isto tako i vreme proračuna.

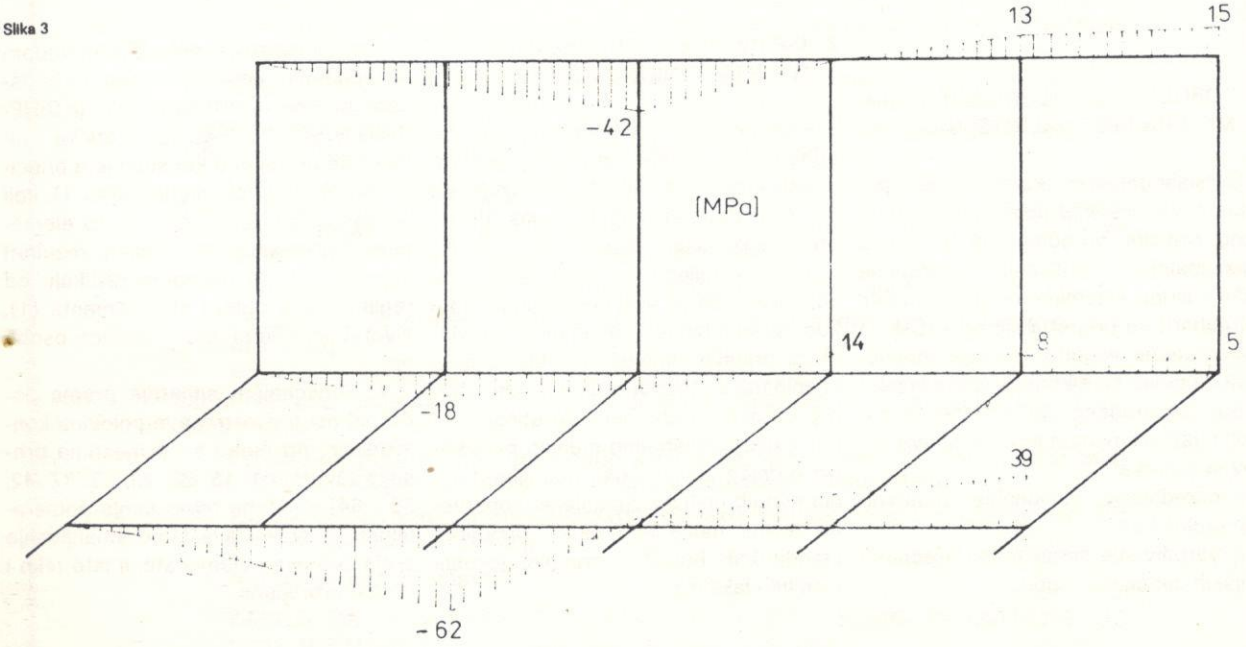
Slika 1



Slika 2



Slika 3



2. Konstrukcija je predstavljena kao sistem nosača i ljuske. Nosači su raspoređeni u centru težišta realnih nosača, sa geometrijskim karakteristikama koje odgovaraju stvarnom preseku nosača.

Oplate poda i bočnih zidova su oblikovani pomoću ljuski, što dozvoljava registrovanje uticaja svih komponenata na pomeranje kod isptivanja naponskog i deformacionog stanja. Modelom (slika 1) napravljeni su proračuni u više varijanata sa postepenim korišćenjem profila (27, [24a i [24 prema BDS 6176–75 za glavne podužne nosače (kod prototipa [30) i profila [22, [20 i [16a za bočne podužne nosače (kod prototipa [24). Na osnovu dobijenih rezultata napona izabrani su 24 za srednje podužne nosače, i 16a za bočne podužne nosače.

Podaci dobivenih napona u nekim delovima nosećih elemenata koša od osnovnih režima opterećenja su navedeni u tabeli 2, a na slikama 2 i 3 prikazan je raspored napona odgovarajuće režimu pritiska na odbojnike i vertikalnog opterećenja.

TABELA 2 – Podaci o dobijenim naponima

Broj čvora	Naponi i (MPa)		
	Pritisak na odbojnike	Pritisak na aut.kvačila	Vertikalno opterećenje
8	– 58	– 203	– 32
13	– 63	– 215	– 31
16	– 25	– 82	– 61
19	+ 8	+ 14	+ 45
20	– 25	– 164	+ 58
23	– 74	– 171	+ 8
25	– 73	–123	+ 12
27	+ 14	+ 24	– 12
30	– 69	– 158	– 24
31	– 71	– 126	+ 8
32	+ 16	+ 31	– 33
34	– 68	– 144	+ 39
35	– 66	– 123	+ 5
36	+ 15	+ 30	– 34

Maksimalni naponi u elementima ljuske sa brojevima 6, 17, 28, 44 itd. patosa vagona, registrovani su u čvorovima 8, 13, 20, 23, 30, 34 i dr., kod režima pritiska u osi automatskog kvačila. Njihove vrednosti ne prelaze 194 MPa i znatno su niži od dozvoljenih za čelik 09G2B koji je korišćen.

Dinamička analiza konstrukcije vršena je pomoću modela (slika 1) pri sledećim uslovima:

1. Kod punog vagona zadata je gustina elemenata ljuske, koja odgovara zbirnoj masi podne obloge i korisnog tereta.

2. Opružno ogibljenje vagona aproksimirano je elestičnim elementima, raspoređenih u čvorovima broj 15 i 50. Na taj način je izbegnuto modeliranje trćećeg stroja vagona.

Dinamičkom analizom dobijeni su »proširene forme treperenja« optimiziranog vagona, koje daje informaciju za sopstveni frekvenciju konstrukcije a isto tako relativne vrednosti za: pomeranja, deformacije, sile, naprezanja i energetske deformacije. U tabeli 3 date su sopstvene frekvencije prvih deset formi treperenja, praznog (I) i punog (II) vagona.

TABELA 3 – Sopstvene frekvencije praznog (I) i punog (II) vagona

Forma treperenja		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Učestalost	I	4,64	7,1	12,49	12,5	16,4	16,8	31,5	53,6	54,0	54,6
	II	7,3	4,6	12,38	12,47	15,8	16,0	23,8	37,4	39,2	52,4

Od dobijenih rezultata za relativne vrednsoti pomeranja i maksimalne energije deformacije su utvrđene karakteristike osnovnih treperenja (oscilacija) vagona – »poskakivanje« i »galopiranje«. Ispitivane su isto mogućnosti pojave procesi rezonacije kod različitih kombinacija brzine kretanja i dužine talasa periodičnih neravnina puta.

Kod neravnina velike učestanosti (sa dužinom ispod 1 – 1,5 m), naprimer od »talasnog« trošenja šina, rezonanse mogu se pojaviti kod brzine kretanja ispod 20 – 30 km/h. Rezonanse od dužine periodičnih neravnina (iznad 10 – 12 m), naprimer kod nastvljenih šina, su moguće kod maksimalno dozvoljenih brzina vagona.

4. ZAKLJUČAK

Analiza rezultata ispitivanja za usavršavanje specijalnog vagona dozvoljava da budu napravljeni osnovni zaključci:

1. Kroz optimizacije tehničkih parametara vagona – povećano je osovinsko opterećenje, širina koša, korisna zapremina i nosivost, kao i smanjene dužine vagona (vidi tabelu 1).

2. Na osnovu ispitivanja napregnutog stanja konstrukcije koša, zamenjeni su srednji i bočni nosači lakšim profilima. Predložene izmene daju ravnomerniji raspored napona, čime se potpunije iskorišćava čvrstoća upotrebljenog materijala, a samim tim smanjuje sopstvena masa vagona.

3. Utvrđeno je, da se ne očekuju pojave rezonanse u eksploataciji u okviru dozvoljenih brzina kretanja vagona.

Usavršavanje specijalnog vagona dovodi do bitnog povećanja efekta njegovog korišćenja usled povećane nosivosti, smanjene sopstvene težine i koeficijenta tare, smanjene dužine vagona i dr. što znači da će ta količina tereta biti prevezena manjim brojem vagona što povećava propusnu moć železničkih postaja i stanica.

LITERATURA

1. Stoilov Valeri, Željo Dimitrov, Proračun čvrstoće otvorenog teretnog vagona metodom krajnjih elemenata. S. Transprot, broj 5, 1989 god.

2. Stoilov V., T. Karadžov. Analiza dinamičke čvrstoće metodom krajnjih elemenata koša otvorenog vagona za prevoz rude. S., »Železnički transport«, broj 2, 1990.

3. Vagon za prevoz rude i rastresitih materijala – ispitivanje. S., JEŽT, 1988.

4. UIC – Kodex – 530–5 PARIS 1980 god.

(Adresa: Valeri STOILOV, Željo DIMITROV i Todor KARADŽOV, Sofija – 1156, VMEI »V.I. LENIN«, KATEDRA »ŽELEZNIČKA TEHNIKA«)

Razvoj vagona za prevoz praškastih materijala

Prof. dr Stojadin STOJIČIĆ

1. UVOD

Jugoslovenske železnice izložene su već više desetina godina sve oštrijoj i uspešnijoj konkurenciji drumskog i vazdušnog saobraćaja. I pored toga što je ona po prirodi kičma Jugoslovenskog saobraćaja, bez obzira na to što može velike količine robe da preveze u same centre gradova i što je najekonomičnija, najmanje zagađuje okolinu, i ima niz drugih prednosti, zbog svoje neelastičnosti, sporog dotura robe, niskih brzina kretanja vozova, nedovoljnog broja specijalnih vagona sa mehanizovanim utovarom i istovarom i politike cena koju joj država nameće, naše železnice svakodnevno gube konkurentsku trku s ostalim vidovima transporta i preti im velika opasnost da ih tranzit zaobiđe.

Da bi se JŽ osposobile za efikasnu konkurentsku borbu, očuvanje i povećanje tranzita, pred našim železnicama, državom i industrijom stoje dva zadatka, koji zahtevaju mobilizaciju svih potencijala (ljudskih, mašinskih i finansijskih) i jugoslovenskih železnica i industrije, da bi se u kratkom vremenskom periodu ostvarili.

Prvi hitan zadatak je osposobljavanje naših glavnih magistrala za brzine od 160 km/h i 22.5 t osovinsko opterećenje, a ubrza posle koga i za brzine od 200 km/h. Za obavljanje ovog zadatka potrebna su velika finansijska sredstva, čiji se deo mora potražiti i u inostranstvu i koja treba da obezbedi prvenstveno država.

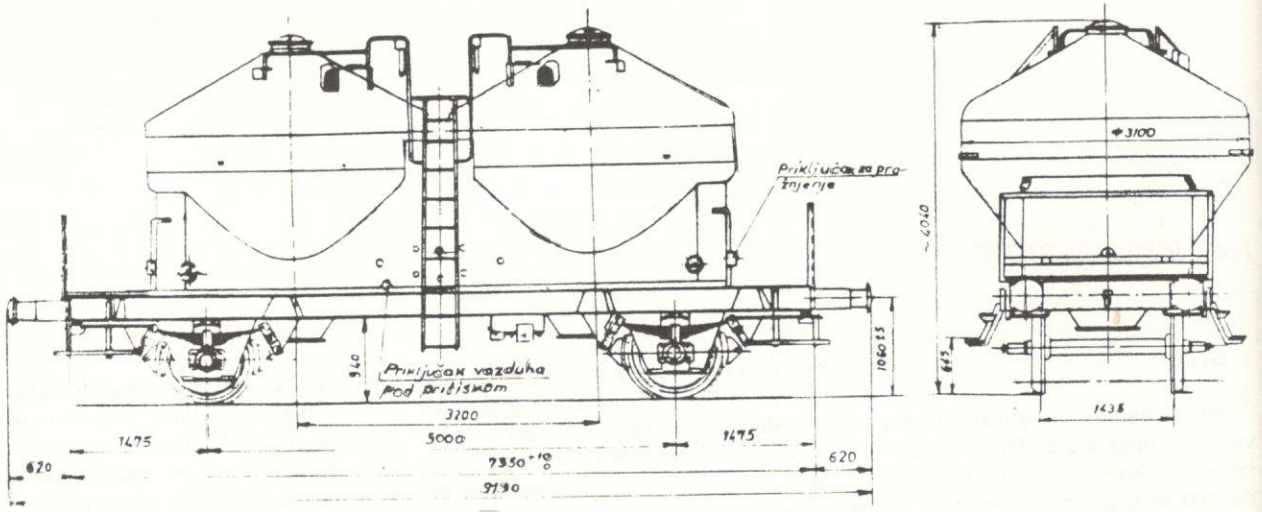
Drugi zadatak je građenje voznih sredstava za nove uslove eksploatacije pri brzinama od 160 km/h i 200 km/h. Ovaj zadatak je danas mnogo lakše ostvariti, jer su naše fabrike šinske industrije već pripremljene ili se ubrzano pripremaju za njegovo obavljanje: fabrika vagona GOŠA, već je projektovala, proizvela, ispitala i uvrstila u međunarodni saobraćaj putničke vagone za brzine od 200 km/h. Fabrike vagona već desetak godina isporučuju teretne vagone za brzine od 100 i 120 km/h za osovinsko opterećenje od 20t, i ubrzano se pripremaju za proizvodnju vagona za 22,5 tonsko osovinsko opterećenje. Međutim naša nova tiristorska lokomotiva može tračati maksimalnom brzinom 140 km/h, pa nam predstoji rad na povećanju njene brzine i prvo vreme na 160, a kasnije i na 200 km/h, što, s obzirom na kadrovski potencijal i stepen tehničke opremljenosti naše industrije, neće biti nepremostiv problem.

Vagoni za prevoz praškastih materijala su znatno doprineli konkurentskoj sposobnosti i efikasnosti Jugoslovenskih železnica. Pune gravitacijom iz bunkera u fabrikama proizvođača, a prazne pomoću sabijenog vazduha u silosima na daljini do 300 m u horizontali ili do 50 m u visini. Sposobni su za brzine 100 i 120 km/h. a u toku je projektovanje ovih vagona za 22.5 tonsko osovinsko opterećenje.

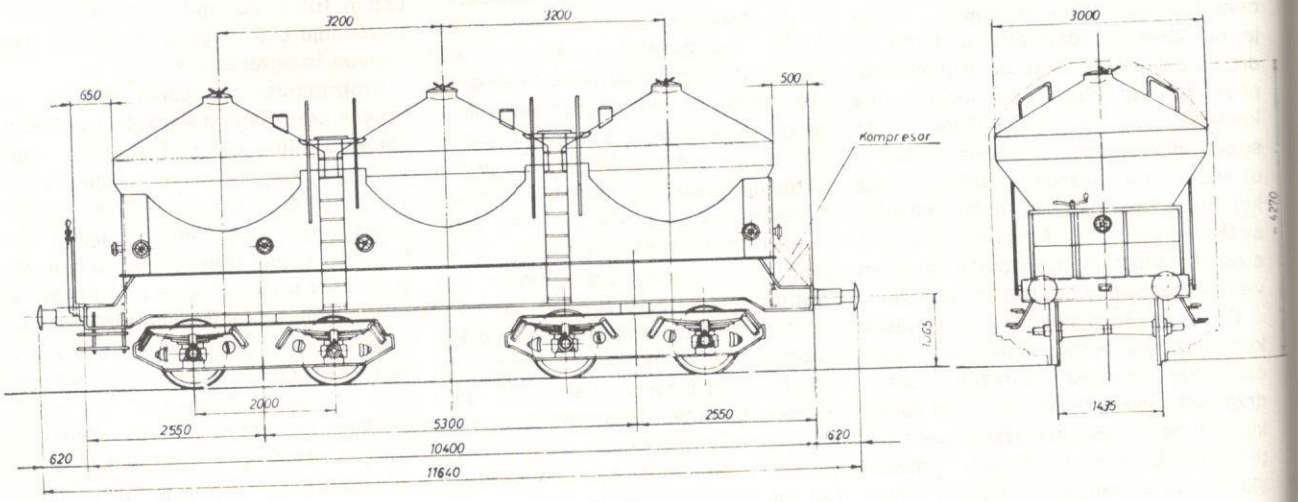
Proizvodnja specijalnih vagona za prevoz praškastih materijala u Jugoslaviji počela je 1969. godine. Prve dvoosovinske Vagone sa dva kupasta razervoara zapremine 25m^3 (slika 1) proizvela je fabrika vagona u Kraljevu. Njihov dalji razvoj preuzela je fabrika vagona MIN u Nišu, i vodi ga i danas. U MIN je najpre projektovan i izrađen četvoroosovinski vagon sa tri rezervoara za prevoz cementa zapremine 30 m^3 (slika 2), čija je noseća struktura bila izrađena od čelika Č.0361. Zatim je razvijen četvoroosovinski vagon sa četiri rezervoara zapremine 50 m^3 (slika 3), gde su noseći elementi bili izrađeni od čelika Č.0562.Dalje povećanje zapremine vagona uz smanjenje sopstvene težine, sa postojećim pneumatskim sistemom za istovar, bilo je nemoguće. Napuštanjem pneumatskog sistema za

2. OSNOVNI TEHNIČKI PODACI

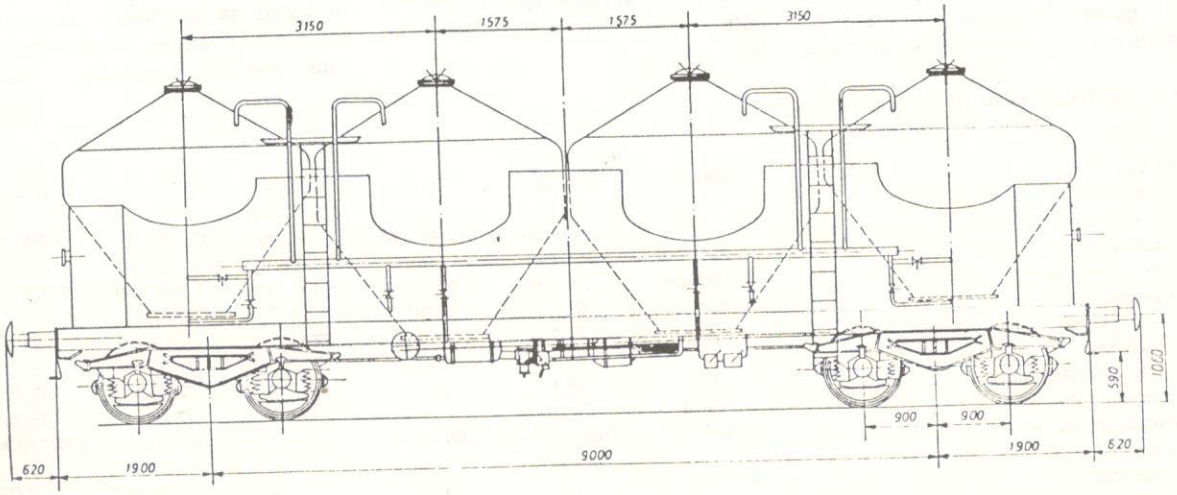
tip vag.	Slika 1.	Slika 2.	Slika 3.	Slika 4.	Slika 5.	Slika 6.
– šir. kol.				1 435 mm		
– duž. vag. preko odboj.	9,19 mm	1 2380 mm	14,100 mm	14,890 mm	19.140 mm	15.590 mm
– razmak svor.	5 000 mm	5.300 mm	9 000 mm	13 650 mm	14 100 mm	10 550 mm
– prečnik rezer.	3 200 mm	3 000 mm	3 000 mm	3 000 mm	3 000 mm	3 000 mm
– zapremina	25 m^3	30 m^3	50 m^3	60 m^3	90 m^3	70 m^3
– sop. težina	13 t	21 t	24 t	23,5 t	28,5 t	26 t
– nosivost	27 t	36 t	56 t	56,5 t	51,5 t	54 t
– lok.osov. optereć.	20 t	14 t	20 t	20,0 t	20,0 t	22,5 t
– minim. polup. kriv.	75 m	75 m	75 m	75 m	75 m	75 m
– maksim. brzina	100 km/h	100 km/h	100 km/h	100 km/h	100 km/h	100/120 km/h
– obrtno postolje		namački tip	Y25CS	Y25CS	Y25CS	Y25CS
– kočnica	O–GP–14«	O–GP–12«	O–GP–16«	O–GP–16«	O–GP–16«	O–GP–16«



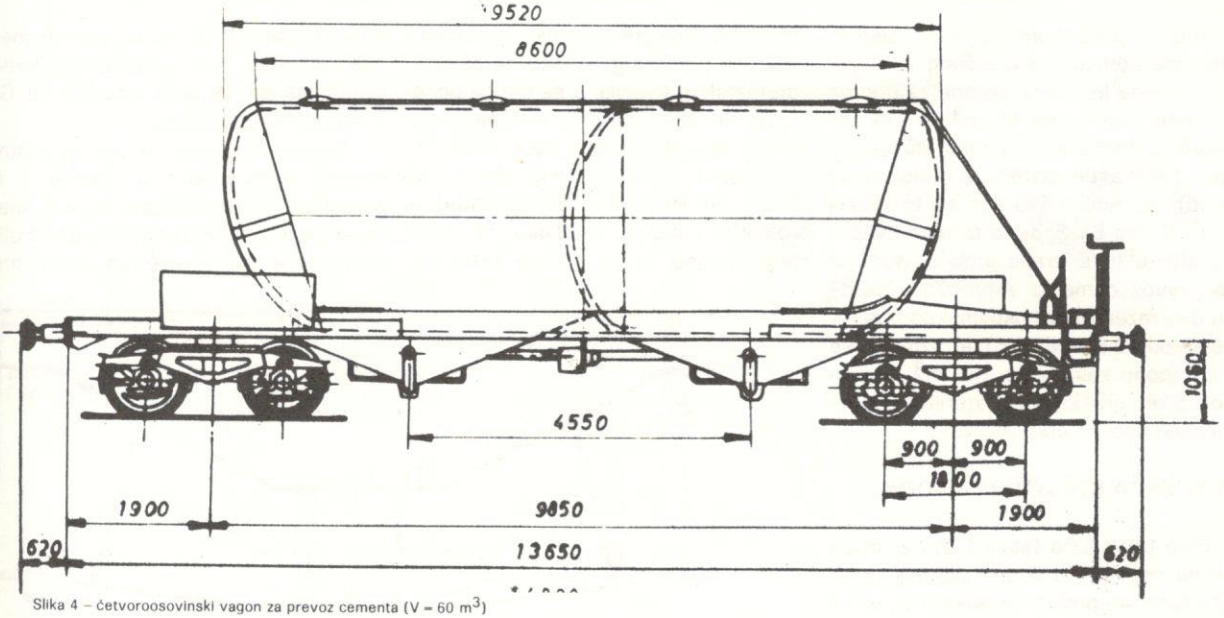
Slika 1 – dvoosovinski vagon za prevoz cementa (V = 25 m^3)



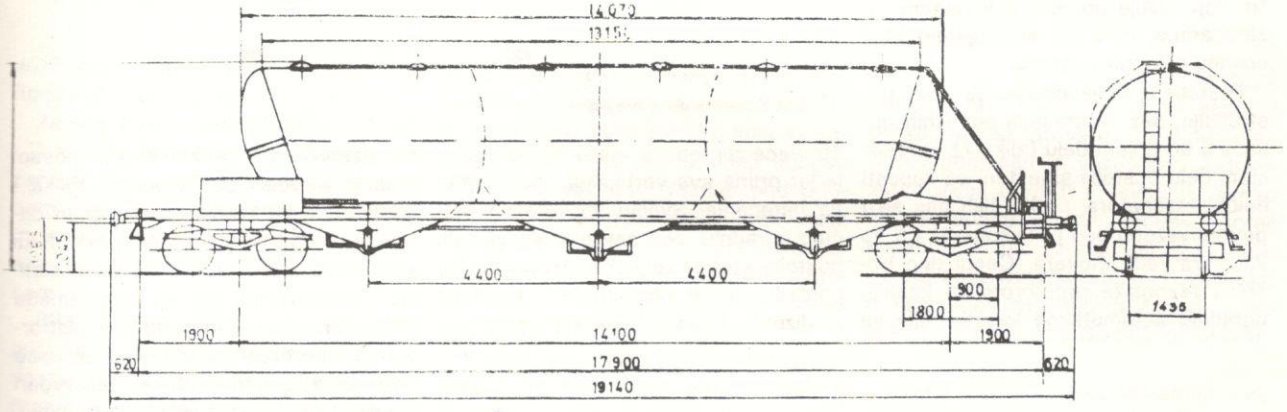
Slika 2 – četvoroosovinski vagon za prevoz cementa (V = 30 m^3)



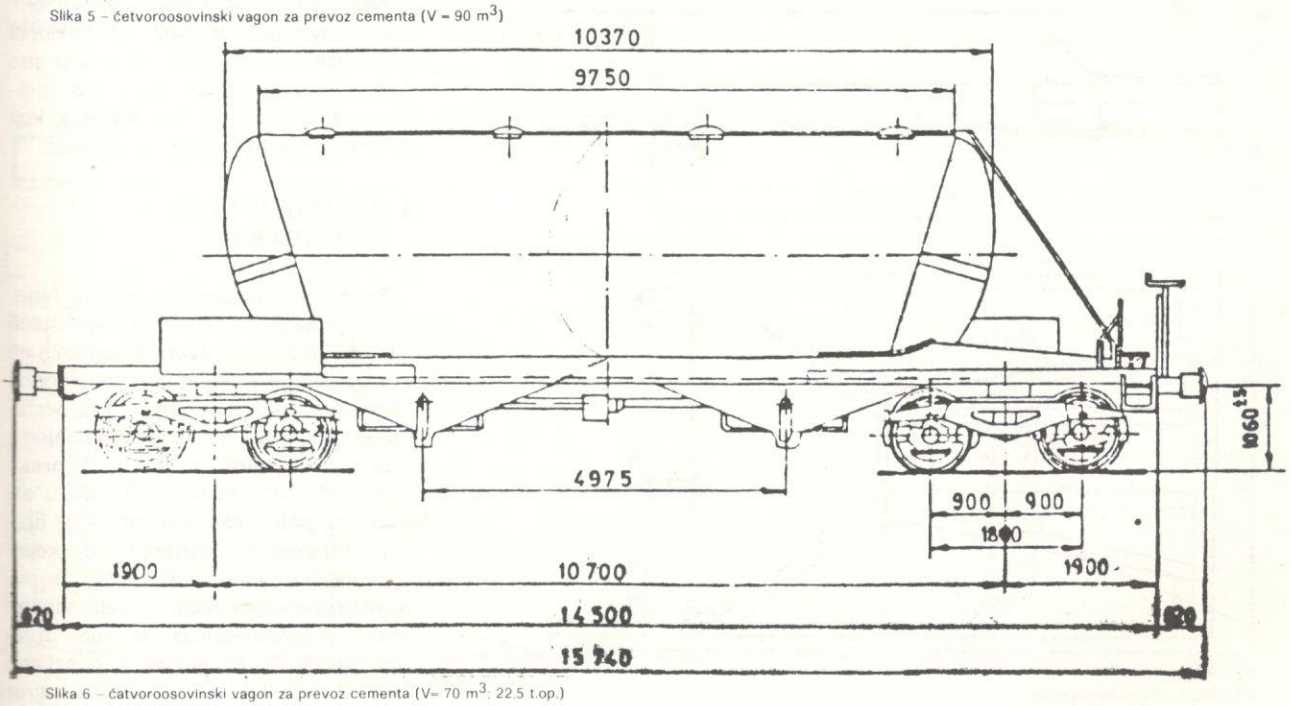
Slika 3 – četvoroosovinski vagon za prevoz cementa (V = 50 m^3)



Slika 4 – četvoroosovinski vagon za prevoz cementa (V = 60 m^3)



Slika 5 – četvoroosovinski vagon za prevoz cementa (V = 90 m^3)



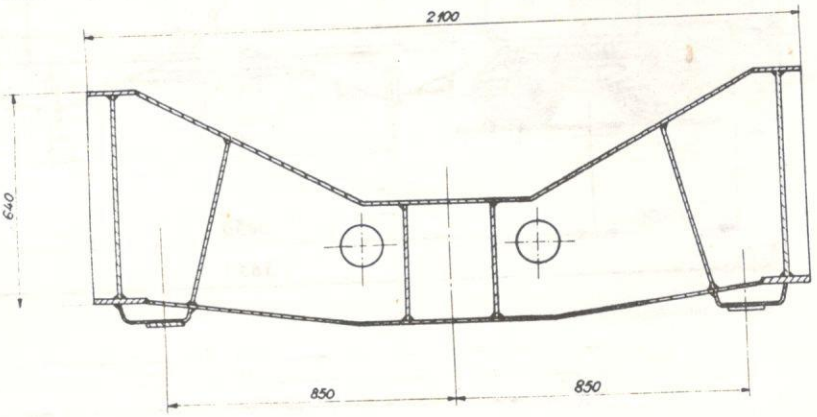
Slika 6 – četvoroosovinski vagon za prevoz cementa (V= 70 m^3, 22,5 t.op.)

istovar i prelaskom na novi sistem istovara pomoću »vazdušnog jastuka« omogućena je izrada vagona za prevoz cementa zapremine 60 m^3 sa dva rezervoara (slika 4) i vagona za prevoz lakih praškastih materijala (kalcinisane sode) zapremine (90 m^3 sa tri rezervoara (slika 5). Sada je u fabrici vagona MIN u toku izrada projekta vagona za prevoz cementa zapremine 70 m^3 sa dva rezervoara i osovinskog opterećenja od 22,5 t (slika 6), a razmišlja se i o vagonu zapremine 105 m^3 za prevoz lakih praškastih materijala i osovinskog opterećenja od 22,5 t.

3. NOSEĆA STRUKTURA VAGONA

Prva tri vagona (slike 1, 2. i 3) imaju sličnu noseću strukturu: postolje s jakim spoljnim podužnim nosačima, vezni lim koji vezuje postolje s kupastim rezervoarima, tako da svi zajedno čine noseću strukturu vagona.

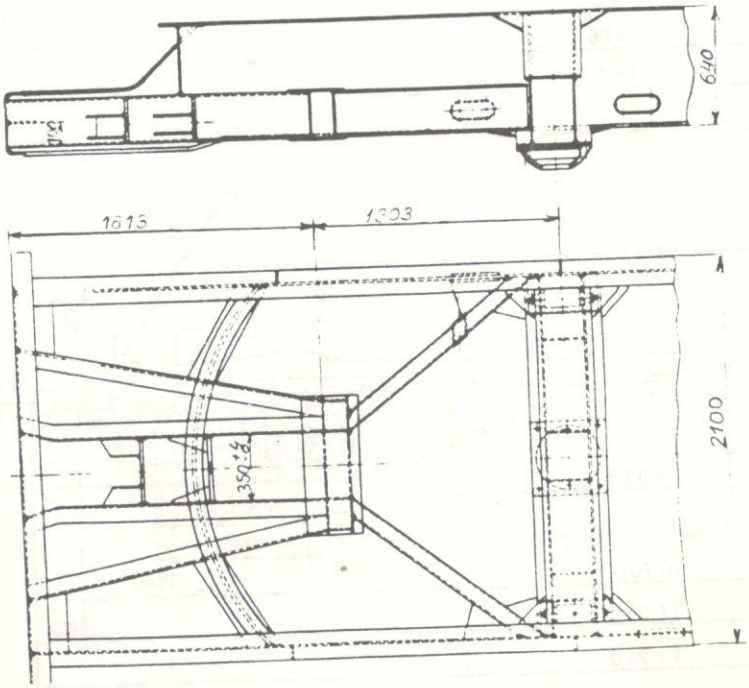
Postolje ovih vagona je robusne konstrukcije, bez unutrašnjih podužnih nosača u srednjem delu (slika 7). U srednjem delu postolja smešteni su kupasti delovi rezervoara, preko čijih dna se i dovodi vazduh pod pritiskom od 1,5 do 2,5 bara radi istovara. Čeoni deo postolja raspolaže prostorom za kasniju ugradnju automatskog kvačila. Sile sa odbojnika prenose se preko korisnika i spoljnjeg podužnog nosača na oslonac automatskog kvačila, a sa ovoga ponovo na spoljne podužne nosače neposredno ispred glavnog poprečnog nosača (slika 7). Glavni poprečni nosač izrađen je iz limova, sandučastog je preseka, upušten je kako bi iznad njega mogao da se ugradi rezervoar



Slika 8 – Presek kroz glavni poprečni nosač

što veće zapremine (slika 8). Robustan je jer prima sva vertikalna i horizontalna oštećenja. Svojim oblikom omogućuje ugradnju svih savremenih obrtnih postolja koja ispunjavaju uslove UIC u pogledu visina obrtnih šolja i bočnih poklznika. Visinom glavnog poprečnog nosača obezbeđuju se propisane mere ose odbojnika, ose automatskog kvačila i visina gornje ivice postolja od GIŠ praznog vagona.

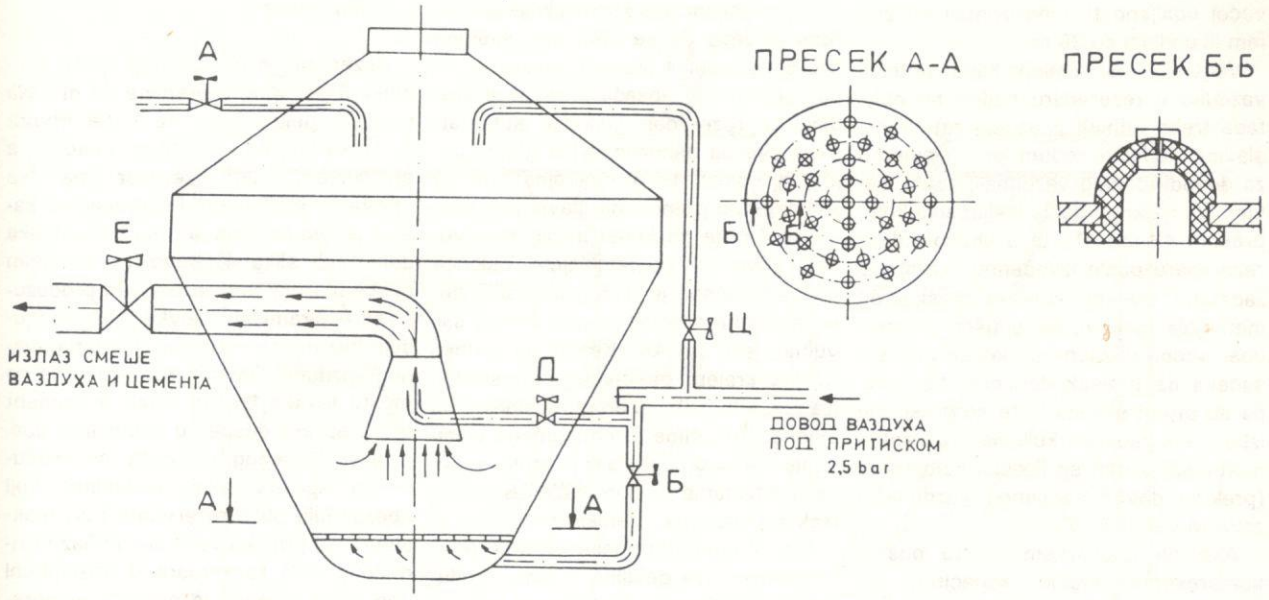
Rezervoari su preko veznih limova spojeni među sobom, a takođe, i sa postoljem vagona. Vezani lim koji spaja rezervoare sa postoljem ima paraboličke proreze, pa je njegovo zavarivanje sa rezervoarom veoma složen posao. Sami rezervoari su kupastog oblika i gore i dole sa kratkim cilindričnim delom, u sredini prečnika 3.000 mm. Radi se u specijalnim, dosta složenim alatima. Stepenicama, smeštenim između rezervoara, čovek se penje na platformu sa koje otvara ili zatvara poklopce rezervoara, preko kojih se rezervoari gravitacijom pune cementom, glinicom, krečom u prahu, gipsom itd. Poklopci hermetički zatvaraju rezervoare. U dno donjeg kupastog dela rezervoara ugrađen je brizgač sabijenog vazduha, koji se dovodi pri pražnjenju rezervoara.



Slika 7 – Čeoni deo postolja

4. PUNJENJE I PRAŽNJENJE REZERVOARA

Rezervoari vagona se pune u fabrikama proizvođača iz silosa gravitacijom, preko širokih otvora smeštenih na vrhu gornjeg kupastog dela rezervoara. Ovaj otvor služi i za nadzor i za održavanje rezervoara. Pre početka punjenja rezervoara otvara se slavina A, preko koje ističe vazduh iz rezervoara u atmosferu, potiskivan cementom (ili drugim praškastim materijalom) kojim se puni rezervoar. Neki uređaji za punjenje rezervoara imaju na sebi odušne otvore, a u tom slučaju ne treba otvarati slavinu A. Rezervoar je pun kada kroz otvor slavine A ili odušni otvor



Slika 9 – Šema pneumatskog istovara

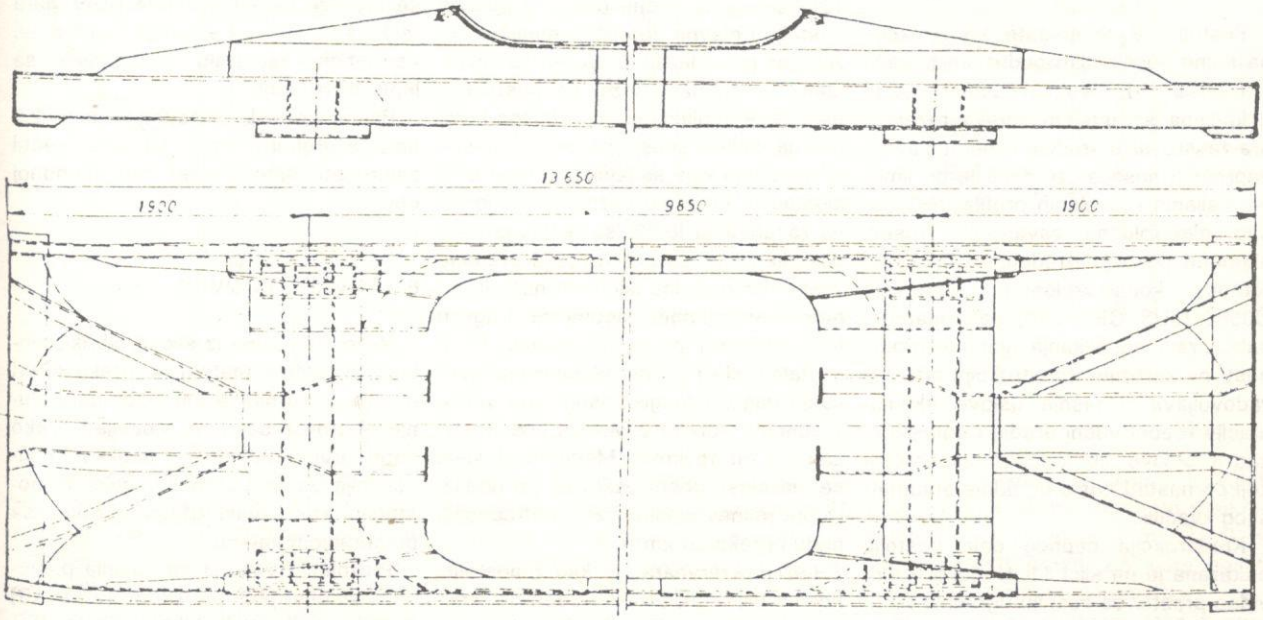
uređaja za punjenje počne da izlazi rinfuzni materijal (cement, kreč itd.).

Za sve vreme punjenja slavine E,B,C i D moraju biti zatvorene. Kada je rezervoar pun zatvara se poklopac koji hermetički zatvara rezervoar i sprečava prodor vode u rezervoar. Vagon ne sme u saobraćaj sa otvorenim poklopcem.

PRAŽNJENJE REZERVOARA – Pre puštanja kompresora vagona u rad (izvestan broj vagona ima ugrađen kompresor koji daje sabijeni vazduh za istovar) ili dovođenja sabijenog vazduha iz stabilnog postrojenja, treba proveriti da li su zatvorene slavine A,C,D i E, i otvoriti slavinu B preko koje se sabijeni vazduh dovodi u donji kupasti deo »donji vazduh«. Vazduh pod pritiskom prolazi kroz veliki broj malih otvora prečnika 10 mm i preko gumenih »dizni« koje na vrhu imaju mali prorez (slika 9) ulazi u rezervoar i meša sa praškastim materijalom.

Vazduh se upušta u rezervoar preko slavine B, sve dotle dok pritisak u njemu ne dostigne 2 bara, što se očitava na manometrima koji su postavljeni na svakom rezervoaru. Čim pritisak naraste na 2 bara, otvara se ventil E preko koga se istovaruje praškasti materijal pomešan s vazduhom. Odmah zatim treba otvoriti i slavinu C, preko koje se upušta »gornji vazduh« u gornji kupasti deo rezervoara, čiji je zadatak da što bolje izmeša praškasti materijal s vazduhom, odnosno da fuidizira praškasti materijal i olakša i ubrza istovar.

Preko slavine D koja se zadnja otvara upušta se sabijeni vazduh direktno u difuzor, čime se postiže istovar na naj-



Slika10 – Postolje

većoj udaljenosti u horizontali od 200 mm ili u visini do 30 m.

Vagon je ispražnjen kada pritisak vazduha u rezervoaru padne na nulu, tada treba odmah pristupiti zatvaranju slavine sledećim redom: prvo slavinu B za dovod »donjeg vazduha«, zatim slavinu C i na kraju posle isključenja kompresora slavine D i E. S obzirom da u rezervoaru posle izvedenog pražnjenja zaostane izvesna količina praškastog materijala, ponovo se upušta u rezervoar »donji vazduh« preko slavine B i sačeka da pritisak dostigne 1,5 bara, pa se otvori slavina E, te se preko nje izbaci sva zaostala količina praškastog materijala. Zatim se isključi kompresor (prekine dovod sabijenog vazduha) i zatvore ventili B i E.

Ako na istovarnom mestu postoji kompresorska stanica kapaciteta većeg od 20 m^3/min i pritiska 2,5 bara, mogu se istovariti svi rezervoari vagona istovremeno. Ukoliko na istovarnom mestu ne postoji kompresorska stanica tako velikog kapaciteta, to je za istovar nužno obezbediti 5–6 m^3 /min sabijenog vazduha i istovariti jedan rezervoar za drugim.

5. NOSEĆA STRUKTURA SAVREMENIH TIPOVA VAGONA ZA PREVOZ PRAŠKASTIH MATERIJALA (slika 4, 5. i 6)

5.1. Postolje

Postolje je rešetkaste konstrukcije sa samo spoljašnjim podužnim nosačima (slika 10). Ovakva konstrukcija je uslovljena smeštajem levaka rezervoara za istovar u sredinu između glavnih poprečnih nosača. Izrađeno je od limova, valjanih i savijenih profila međusobno elektrolučno zavarenih. Noseći elementi postolja izrađeni su od kvalitetnog konstrukcionog materijala Č0562 (JUS CBO 500) sa dodatkom bakra, radi poboljšanja njegove otpornosti na koroziju. Konstrukcija postolja zadovoljava današnje uslove eksploatacije (čeoni vučni uređaj i odbojnici), kao i uslove železničkgo saobraćaja koji će nastati posle ugradnje automatskog kvačila.

Konstrukcija čeonog dela postolja prikazana je na slici 11. U njoj je predviđen prostor za kasniju ugradnju automatskog kvačila (JUS 530–2).

Koncepcijom ove konstrukcije ostvarena je želja da se veći deo sabojne sile sa odbojnika preko kosnika i glavnog poprečnog nosača prenese u sredinu na rezervoar. Oslonac automatskog kvačila oslonjen je na glavni poprečni nosač, te se sabojna sila sa AK direktno prenosi na glavni poprečni nosač i dalje na konstrukciju rezervoara. Ovakvim postavljanjem oslonca AK omogućeno je dimenzionisanje nosača vlačne spreme prema manjoj sili, vučnoj sili sa AK. Kosnik je jednim svojim krajem postavljen neposredno iza ose odbojnika, a drugim oslonjen na oslonac AK, čime je omogućeno upisivanje obrtnog postolja u postolje vagona u krivinama poluprečnika 35 m bez ikakvog usecanja kosnika.

Glavni poprečni nosač izrađen je od čeličnih limova debljine 8 mm. Sandučastog je preseka. Preko njega se prenose sva vertikalna i horizontalna opterećenja, te je zbog toga i robustan (vidi slika 10. i 11). Ima oblik pravougaonika i u srednjem delu je ojačan radi prijema oslonca automatskog kvačila. Svojim oblikom omogućuje ugradnju svih tipova obrtnih postolja koji zadovoljavaju uslove UIC–510, a to su tipovi savremenih obrtnih postolja. Glavni poprečni nosač svojom visinom obezbeđuje i visinu gornje ivice postolja praznog vagona od GIŠ.

5.2. Ležaj rezervoara

Rezervoar se preko ležaja (slika 10. i 12) oslanja na bočne podužne nosače postolja i glavne poprečne nosače. Rezervoar je sa ležajem spojen zavarivanjem, a takođe, i ležaj sa postoljem, tako da je dobijena jedna robusna kompaktna celina sposobna da primi sva opterećenja koja se javljaju u toku eksploatacije. Posebna pažnja je poklonjena zavarivanju ležaja sa rezervoarom i postoljem, jer se preko njega prenose velike horizontalne sile koje nastaju pri natrčavanju jednih vagona na druge u toku vožnje i pri manevrisanju. Horizontalne sile i pri normlanom manevrisanju vagona mogu dostići vrlo velike vrednosti, i preko 2 MN pri brzini natrčavanja od 15 km/h. Međutim, dešava se, nažalost, dosta često da pri nepažljivom manevrisanju brzine natrčavanja budu i preko 20 km/h.

Ležaj rezervoara je, kao i postolje, noseći element, pa je izrađen od limova kvalitetnog čelika, Č0562.

5.3. Rezervoar

Rezervoar je cilindričnog oblika prečnika 3.000 mm, zapremine 60 m^3. Na gornjem delu nalaze se četiri otvora prečnika 500 mm za utovar i nadzor, a na donjem delu rezervoar ima dva otvora za pražnjenje. Rezervoar se sastoji iz dva nezavisno približno jednaka dela (vidi slika 4) odvojena srednjim dancem. Donji deo rezervoara produžuje se u piramidalne levke, koji omogućuju pražnjenje pomoću komprimovanog vazduha. Omotač rezervoara je na mestu levaka isečen, kako bi cement bez prepreka dospeo u piramidalni deo. Krajevi isečenog omotača su međusobno spojeni jakim nosačima, koji obezbeđuju oblik rezervoara i pri maksimalnom pritisku vazduha. Prelaz cilindričnog dela rezervoara u prizmatični deo levka izveden je pomoću usmeravajućih limova, čime su izbegnuta mesta nagomilavanja materijala i omogućeno je lako klizanje materijala usled sopstvene težineu levak. Iz istih razloga su i spoljašnja danca nagnuta za ugao od 45° (slika 13, 4, 5, 16).

Rezervoar je izrađen od čeličnih limova kvaliteta Č0361 zavarivanjem. Debljina omotača je 6 mm, a danca 7 mm. Dužina rezervoara iznosi 9.520 mm. Danca su izrađena presovanjem na toplo, korpastog su oblika, sa poluprečnikom krivine 460 mm.

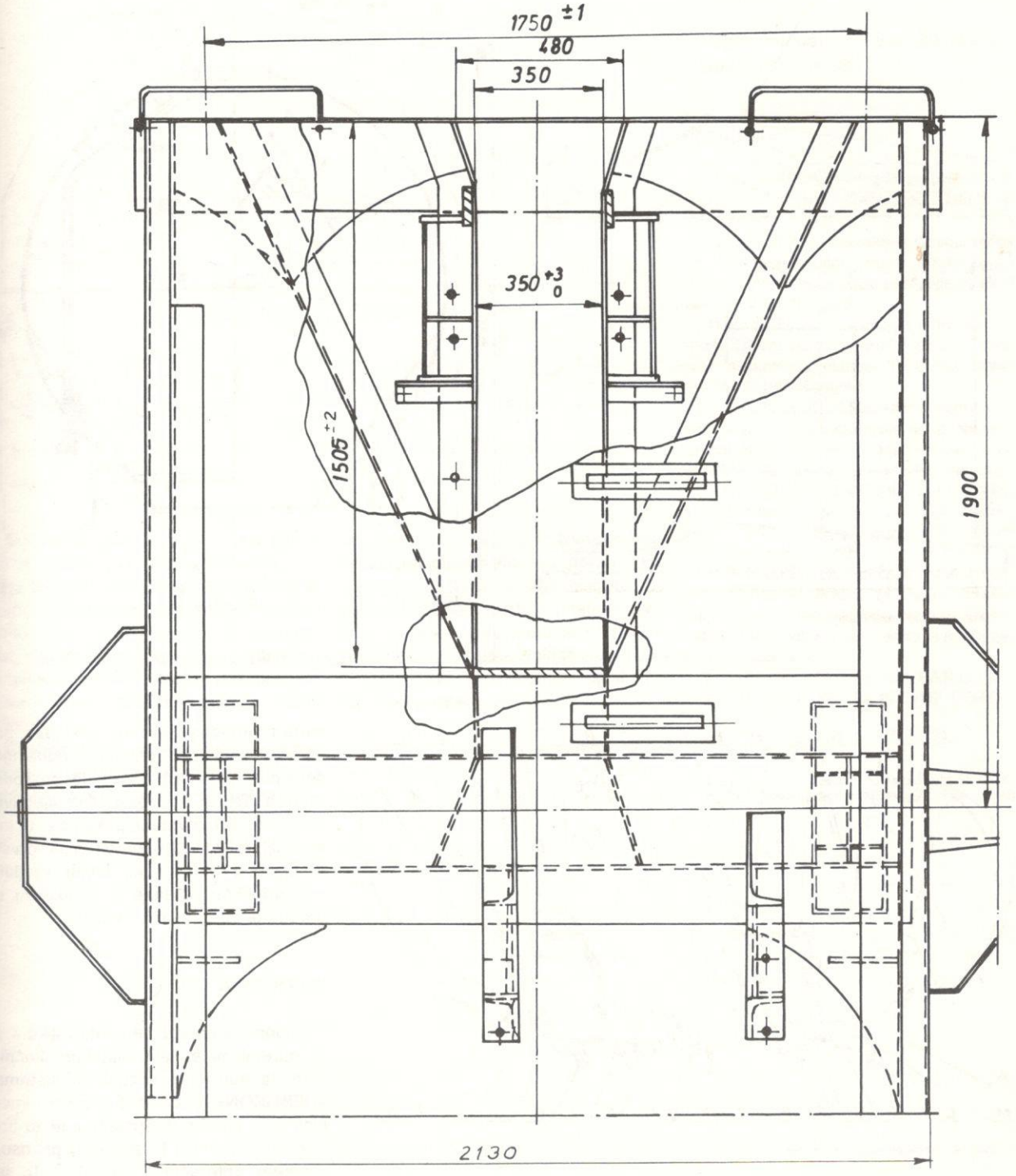
Do otvora za punjenje na gornjem delu rezervoara dolazi se sa kočničarske platforme lestvicama i stazom koja se proteže celom dužinom rezervoara (slika 4). Otvori za punjenje i nadzor se hermetički zatvaraju poklopcima sa leptir-navrtkama.

Radni pritisak vazduha iznosi 2,5 bara, a probni pritisak 3,3 bara. Ventil sigurnosti smešten je na dovodnoj cevi.

6. UTOVAR – ISTOVAR

Vagoni se pune iz silosa fabrika slobodnim padom materijala, preko četiri otvora na gornjoj strani rezervoara. Punjenje-utovar se može obavljati preko četiri otvora odjednom, ukoliko to instalacija za utovar omogućuje, ili postupno kroz svaki utovarni otvor sa pomeranjem vagona.

Pražnjenje vagona se obavlja pomoću vazduha pod pritiskom (slika 13) preko cevnih priključaka C koji su po-

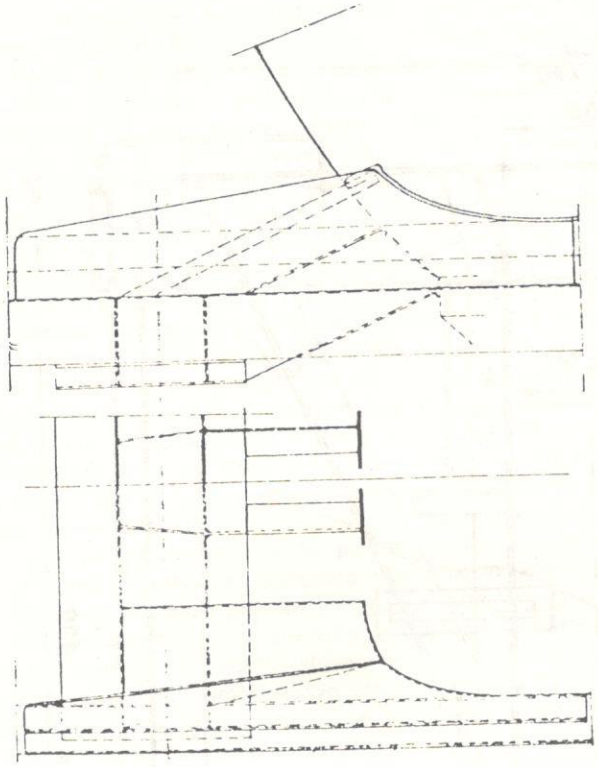


Slika 11 – Čeoni deo postolja

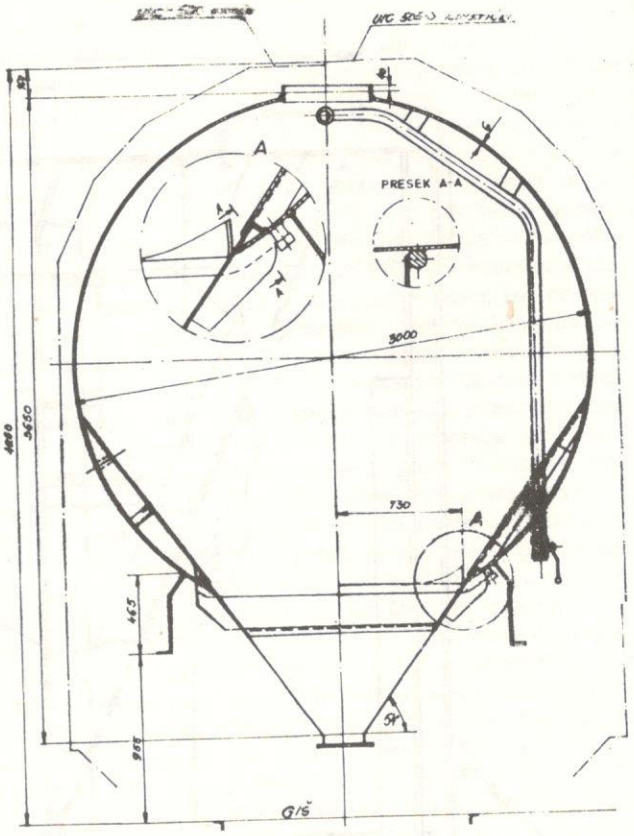
stavljeni po dva sa svake strane vagona. Vagon se može prazniti ceo odjednom, ili svaki deo rezervoara posebno – jedan za drugim. Pražnjenje rezervoara odjednom ili pražnjenje jednog pa drugog dela zavisi od raspoložive količine vazduha.

Vazduh pod pritiskom od 2,5 bara od kompresora dovodi se do priključka D, zatim se otvore slavine E, na delu koji se želi isprazniti, il sve ukoliko se želi istovariti ceo vagon istovremeno. Kada se u rezervoaru postigne pritisak od 2 do 2,5 bara, koji se očitava na manometru F, otvaraju se slavine G, posle čega nastaje istovar cementa u silose. Pritisak u rezervoaru i instalaciji ne može narasti preko 2,5 bara, jer je ograničen ventilom sigurnosti L.

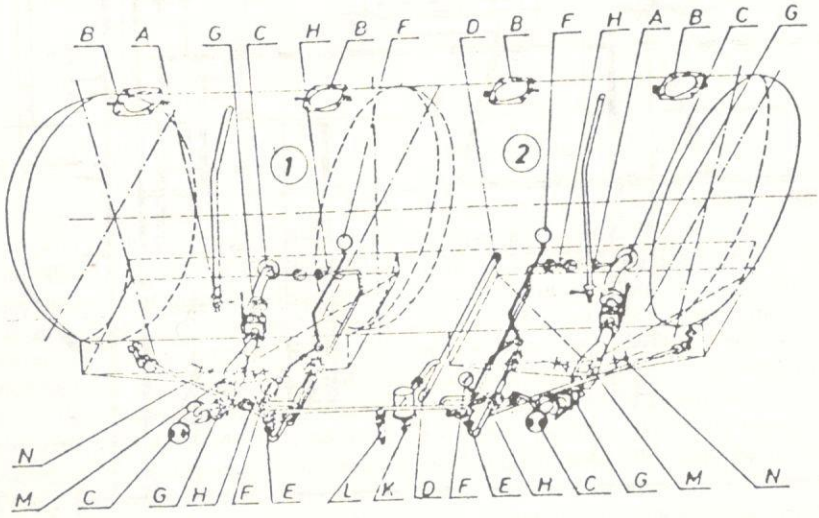
Slavine H za pomoćni vazduh otvaraju se u slučajevima kada se cement



Slika 12 – Ležaj rezervoara



Slika 13 – Levak



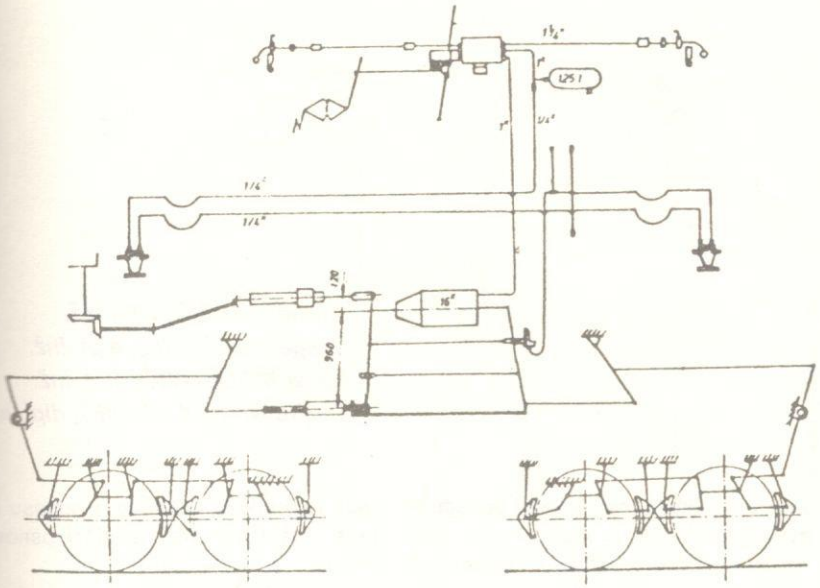
Slika 14 – Šema punjenja i pražnjenja

istovara na visini većoj od 3 m i dužini većoj od 10 m, ili kada je tovar granulacije 1,5 do 3 mm.

Kada pritisak padne na 0,5 bara, zatvara se slavina H, pa ukoliko pritisak u rezervoaru ne raste, znači da je vagon ispražnjen. Da je vagon ispražnjen pokazuju i cevi instalacije, koje više ne vibriraju – umire se. Zatim se isključi dovod vazduha i sačeka desetak minuta da se rasprašeni cement staloži na dno levka, pa proces pražnjenja ponovi, da bi se zaostali cement istovario. Pri istovaru, u slučaju žurbe,zaboravnosti ili nemarnosti radnika, može doći do zadržavanja vazduha pod pritiskom u cisterni. Vazduh pod pritiskom je vrlo opasan po radnika koji puneći cisternu mora prethodno da otvori poklopac, pri čemu vazduh pod pritiskom odbacuje poklopac, pa može doći i do povrede radnika. Da bi se obezbedila njegova sigurnost pri otvaraju poklopca, u instalaciji (slika 13) postoji mali otvor prečnika 3 mm, preko kojeg vazduh pod pritiskom istekne u atmosferu u toku puta do utovarne stanice.

7. KOČNICA

Vagoni za prevoz cementa (slika 4. i 5) opremljeni su automatskom kočnicom sa sabijenim vazduhom sistema »OERLIKON« (0–GP–16) i ručnom kočnicom na platformi. Sposobna je za brzine do 100 km/h (režim »S«) pri osovinskom opterećenju od 20 t. To je kočnica sa automatskim prebacivačem »praznotovarno« i mehaničkim prebacivačem »teretno-putničko«. Radi obezbeđenja pravilnog funkcionisanja automatskog prebacivača i sprečavanja pojave ravnih mesta pri nepravilnom tovarenju vagona, merni ventili su postavljeni dijagonalno u svakom obrtnom postolju.



Slika 15 – Šema vazdušne kočnice

Svi kočni uređaji: rasporednik Est3f: kočni cilindar 16«; regulator kočnog polužja DRV2A–HI–600; merni ventil DP2; automatski menjač sile kočenja« prazno-tovarno« L/KA; mehanički prebacivač »teretno-putnički«; čeone slavine i ostali kočni pribor su proizvod naše fabrike kočnica Metalnih zavoda »TITO« u Skoplju.

S obzirom da piramidalni delovi rezervoara (levak) zauzimaju srednji deo postolja između glavnih poprečnih nosača, kod ovog vagona je izveden veoma složen sistem kočnog polužja. Povezivanje kočnog polužja vagona sa kočnim polužjem obrtnih postolja izvedeno je preko čela postolja (vidi sliku 14) uz pomoć kratke poluge sa velikim »šlicom«, radi nesmetanog upisivanja obrtnih postolja u krivine.

Kočnica na vagonu zapremine70 m^3 (slika 6) smeštena je u obrtnim postoljima.

8. ISPITIVANJA

Vagoni su statički i dinamički ispitani prema propisima UIC i JŽS.

LITERATURA

[1] S. STOJIČIĆ – Vagon za prevoz cementa – Zbornik Tehničkog fakulteta, 1968/69

[2] S. Stojičić – Perspektiva razvoja teretnih kola (prvi naučno-stručni skup »Železničko mašinstvo«, oktobar 1984, Niš, »Železnica« br. 2/85, Beograd

[3] S. STOJIČIĆ – Vagon za prevoz cementa (Drugi naučno stručni skup »Železničko mašinstvo«, oktobar 1986, Niš, železnice br. 2–3/87, Beograd

[4] S. STOJIČIĆ, Z.MICKIĆ: Konstrukcije vagona za prevoz kalcinisane sode, Naučno stručni skup »Železničko mašinstvo«, oktobar 1988, Niš, »Železnice« br.9/88, Beograd

[5] S. STOJIČIĆ. Z.MICKIĆ, V. KOSTADINOVIĆ: Cisterna za prevoz na leki prahovodni materijali – Simpozijum o železničkom mašinstvu, Sofija, 1989.

[6] S. STOJIČIĆ, S. KEPČIJA: Jugoslovenske konstrukcije vagona za prevoz praškastih materijala, Međunarodni simpozijum povodom 150 godina rada Čehoslovačkih železnica, 1989, Brno

[7] KONSTRUKCIJE I ELABORATI O ISPITIVANJIMA VAGONA ZA PREVOZ CEMENTA

(Adresa: prof.dr Stojadin STOJIČIĆ, redovni profesor Mašinskog fakulteta – Niš)

Razvoj konstrukcije Tadns kola

UDK 625.24:629.11.011.5.004.11/.14

Aranđel BABIĆ, dipl. inž.
Dragan PETROVIĆ, dipl. inž.
Lazar MAČKOVIĆ, dipl. inž.
Dr. Ranko RAKANOVIĆ, dipl. inž.

1 UVOD

Razvoj teretnog kolskog parka u Evropi, poslednjih 10-tak godina karakterišu osvojena obrtna postolja za osovinsko opterećenje 22,5 t (Y25 Lsd i 65 sd) i brzine kretanja V = 160 km/h (Y37).

Na bazi ovih postolja poslednjih godina imamo prelazak na proizvodnju kola sa osovinskim opterećenjem od 22,5 t. Dokumentacija za osnovne sklopove ovih kola je već standardizovana od strane ORE-a. Praćenje ovog razvoja u Jugoslaviji je svedeno na nivo mogućnosti i opredeljenja pojedinih proizvođača.

Razvoj i verifikacija tehnologije proizvodnje obrtnih postolja Y25Lsd na nivou Fabrike vagona Kraljevo kao i uspešne saradnje Bratstva iz Subotice i Opitnog centra FVK su rezultirali projektovanje konstrukcije Tadns kola. S obzirom da ova kola predstavljaju jedna od najšire primenjivanih specijalnih kola na železnicama Jugoslavije i Evrope, za polaz su usvojene karakteristike kola koje omogućuju maksimalno povećanje zapremine uz što je moguće više smanjenje sopstvene težine. Usvojeni koncept Tadns kola (slika 1) u odnosu na Tads kola karakterišu sledeći osnovni podaci:

	Tadns	Tads
– dužina kola preko odbojnika	21640 mm	19040 mm
– dužina kola preko čeonih nosača	20400 mm	17800 mm
– razmak svornjaka obrtnih postolja	16600 mm	14000 mm
– dužina sanduka kola	16940 mm	14630 mm
– zapremina sanduka	80 m³	66 m³
– sopstvena težina	cca 26 t	26 t
– korisna nosivost	64 t	54 t
– osovinski pritisak	22,5 t	20 t

Zadržavanje iste težine kola uz povećanje razmaka svornjaka za 2600 mm i zapremine kola za 14 m³, postignuto je optimalnim rešenjem noseće strukture.

Danas se ovakav razvoj ne može ni zamisliti bez primene vrlo moćnih računarskih tehnologija i iskustva stečenih u velikom broju sprovedenih eksperimentalnih istraživanja.

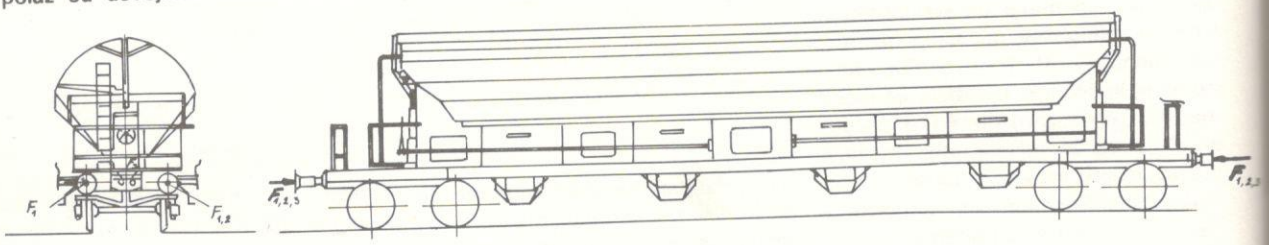
2. RAZVOJ NOSEĆE STRUKTURE

Noseću strukturu ranije izvedenih Tads kola sačinjavali su:

- dva čeona dela sa kosnicima,
- centralni nosači UNP 24,
- bočni nosači UNP 20 po celoj dužini kola,
- sanduk kola izrađen od savijenih limova spojenih sa bočnim i centralnim nosačima.

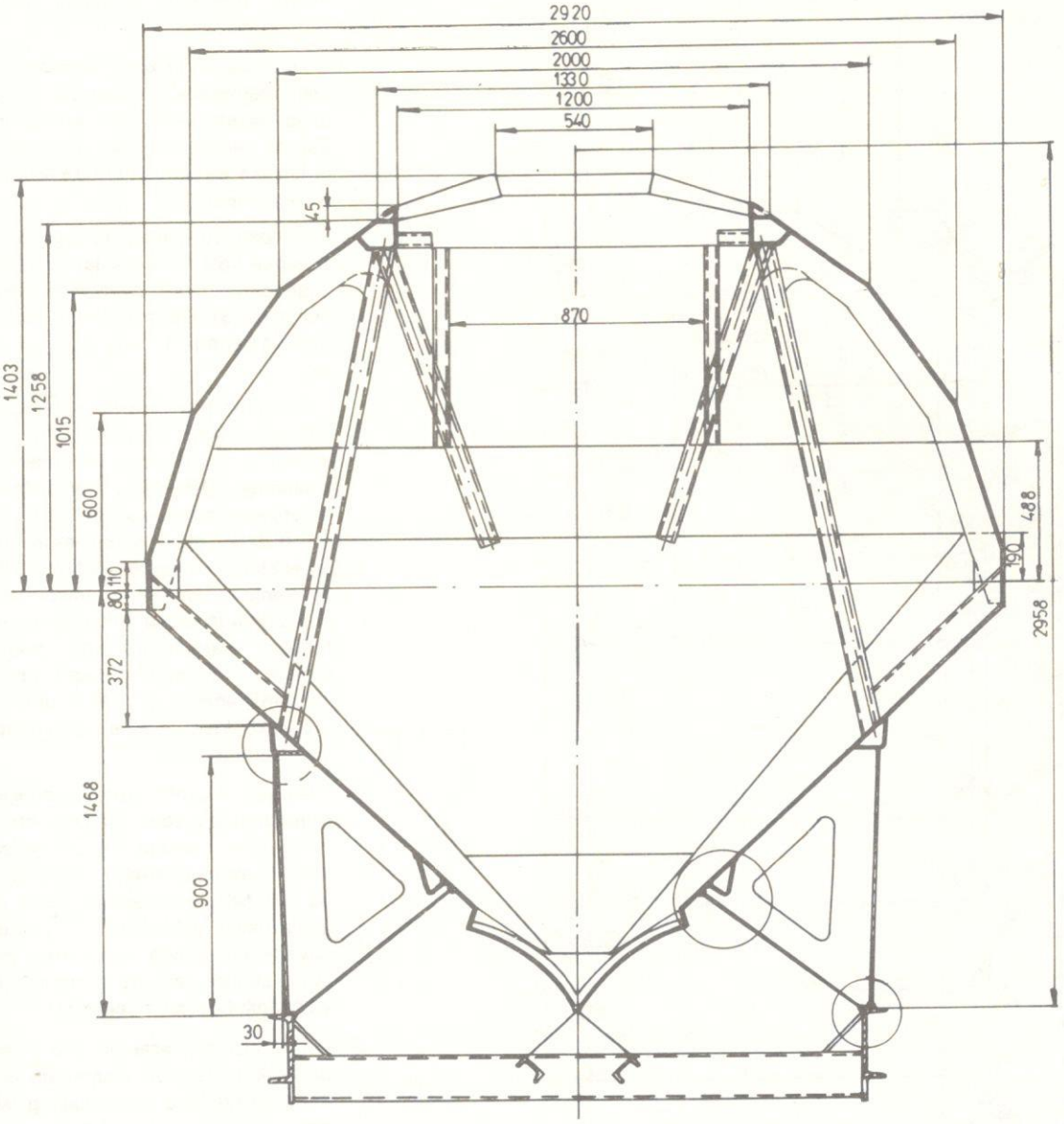
Novi koncept noseće strukture u projektovanju Tadns kola zasnovan je na značajnim izmenama, a koje se sastoje u:

- nepostojanju kosnika u čeonom delu,
- eliminaciji centralnih nosača,



F_1 = 1000 MN – opterećenje preko odbojnika (opterećenje 1)
F_2 = 400 kN – dijagonalno opterećenje (opterećenje 2)
F_3 = 2000 MN – opterećenje preko AK (opterećenje 3)
G_s = 650 kN – vertikalno opterećenje (opterećenje 4)

Slika 1 – Šema opterećenja



Slika 2 – Poprečni presek sanduka kola

– modifikaciji bočnih nosača u čeonom delu,

– formiranju prostornog rama noseće strukture sanduka kola preko tri para podužnih nosača međusobno ukroćenih cevnim elementima. Ovo je omogućilo izradu oplate sanduka od limova manje debljine.

Ovom koncepcijom noseće strukture postignuto je zadovoljavajuće povećanje krutosti poprečnog preseka sanduka kola (slika 2.) i bez centralnih podužnih nosača.

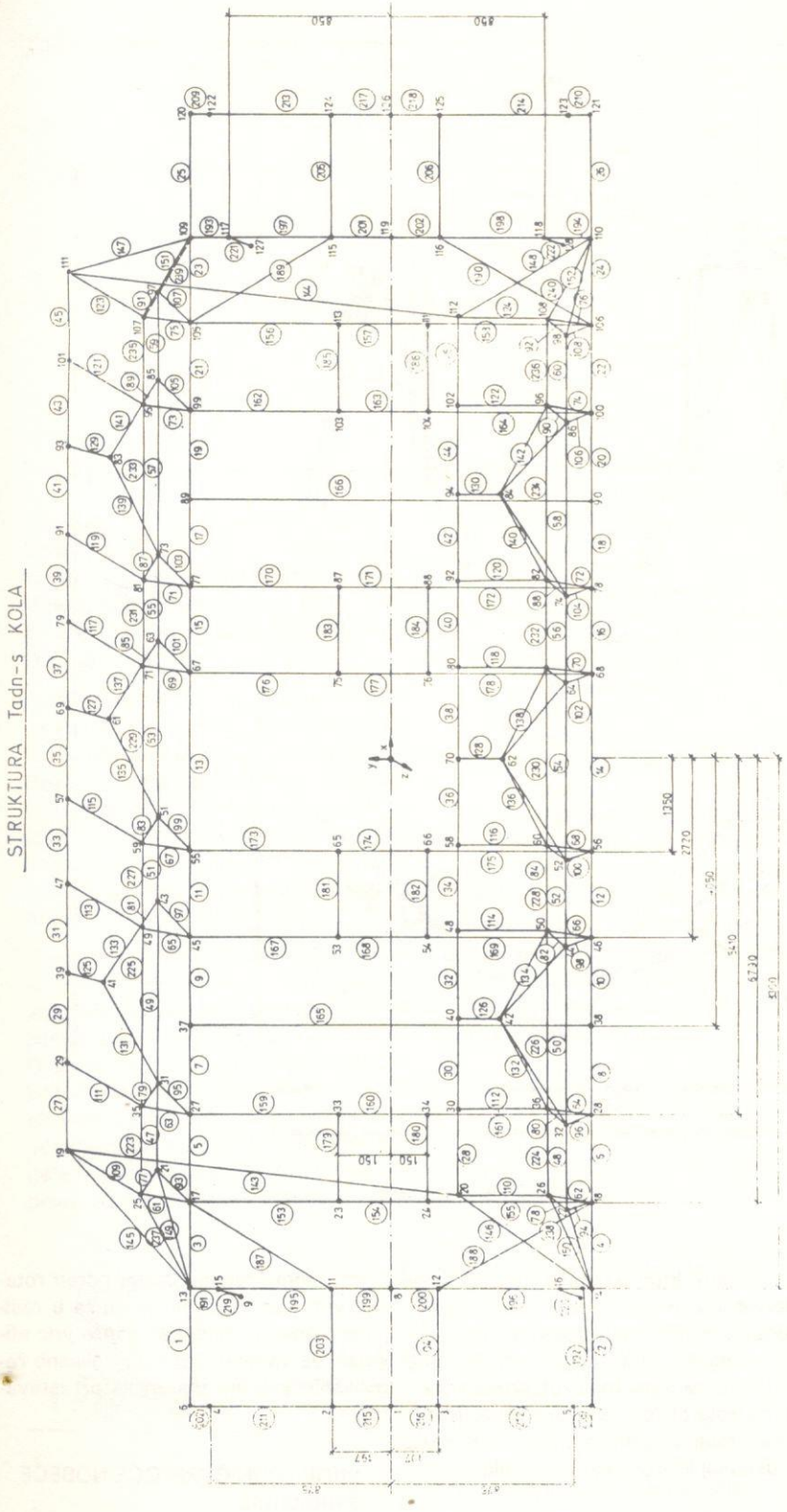
Pokretni krov sanduka kola ne učestvuje u ukupnoj krutosti noseće strukture. Konstrukcija krova je dovoljno elastična da pri kretanju preko točkića potpuno zatvara (naleže) prostor sanduka kola oivičen venčanicama. Nasuprot krovu venčanice znatno učestvuju u ukupnoj krutosti sanduka kola.

Zatvaranje i otvaranje zasuna za istovar izvodi se pomoću mehanizma koji omogućuje složeno kretanje lučnog elementa zasuna.

Pri svom kretanju zasun pored rotacije vrši i translatorno kretanje u radijalnom pravcu, čime se postiže vrlo efikasno zatvaranje kao i kontrolisano regulisanje količine materijala pri istovaru.

3. PRORAČUN ČVRSTOĆE NOSEĆE STRUKTURE

Proračun noseće strukture Tadns kola sproveden je po postupku koji je razvijen u Opitnom centru FVK i uspeš-



Slika 3

no primenjen na više desetina objekata [1, 2, 3].

Noseću strukturu Tadns kola čine donje postolje i sanduk sa cevnim ukrućenjima i venčanicom koji međusobno povezani formiraju prostorni ram.

Za proračun je korišćen metod konačnih elemenata uz primenu programskog paketa »PROLIS«, koji je instalisan na računaru PDP 11/44, pri čemu je linijska struktura formirana od grednih elemenata [4].

Na osnovu crteža donjeg postolja i sanduka kola izvršena je diskretizacija noseće strukture konačnim elementima (slika 3). Diskretizovani model ima 240-elemenata, 127 čvorova i 4 oslonca.

Proračun je rađen sa opterećenjima kojima su kola izložena tokom eksploatacije, a obuhvaćena su propisima za ispitivanje (ORE, UIC). Specifičnost diskretizacije noseće strukture se sastojala u definisanju ekvivalentne krutosti ravanskih elemenata i njihovom superponiranju sa linijskim elementima. Ovo je postignuto tačno definisanim geometrijskim karakteristikama poprečnih preseka grednih elemenata, pri čemu se verifikacija sastojala u upoređenju računskih krutosti sa eksperimentalnim vrednostima.

Analiza izlaznih rezultata dobijenih u proračunu početne varijante strukture za usvojeni koncept kola pri horizontalnom opterećenju preko odbojnika silom od 1,0 MN, pokazala je slaba mesta konstrukcije u čeonom delu postolja. Iz navedenih razloga sproveden je proračun za više varijanti poprečnih preseka čeonih i bočnih nosača.

Optimizacija karakteristika poprečnih preseka navedenih elemenata je izvedena sa gledišta maksimalnog iskorišćenja preseka uz dobijanje najvećih krutosti.

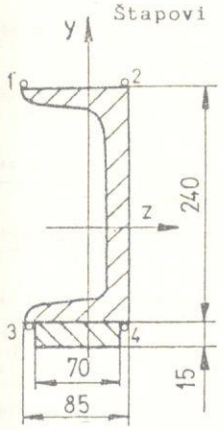
U tablicama 1, 2, 3 i 4 daju se najveće vrednosti napona dobijene u proračunu čvrstoće noseće strukture za slučajeve:

- sabijanja preko odbojnika silom 2 x 1,0 MN
- sabijanja preko AK silom 2,0 MN
- sabijanja dijagonalnom silom 0,4 MN
- vertikalno opterećenje Q = 0,65 MN

Dozvoljene vrednosti napona za horizontalna opterećenja i ugrađeni materijal Č.0562 iznosi σ_{doz} = 3600 daN/cm², a za vertikalna opterećenja σ_{doz} = 2400 daN/cm².

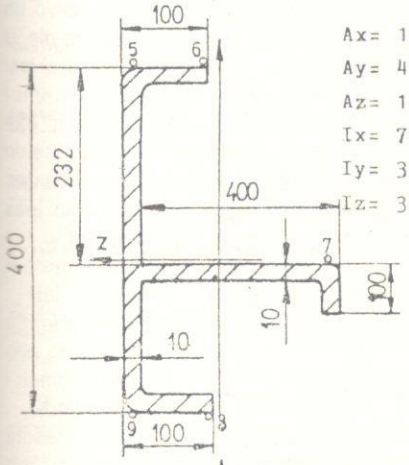
OSNOVNA VARIJANTA

Štapovi 1,2,25,26



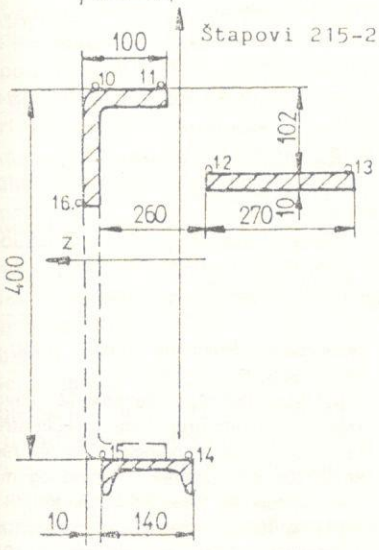
Ax= 52,2 cm²
Ay= 21,0 cm²
Az= 31,0 cm²
Ix= 25,5 cm⁴
Iy= 358 cm⁴
Iz= 4905 cm⁴

Štapovi 207-214



Ax= 168,7 cm²
Ay= 48,0 cm²
Az= 115 cm²
Ix= 78,3 cm⁴
Iy= 34090 cm⁴
Iz= 32584 cm⁴

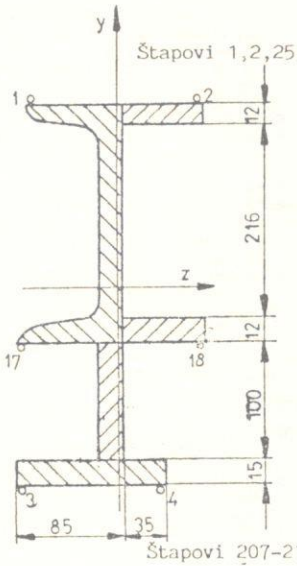
Štapovi 215-218



Ax= 72,2 cm²
Ay= 30,0 cm²
Az= 41,0 cm²
Ix= 23,0 cm⁴
Iy= 23368 cm⁴
Iz= 20295 cm⁴

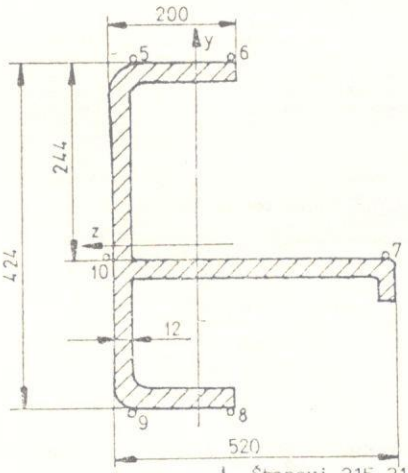
VII VARIJANTA

Štapovi 1,2,25,26



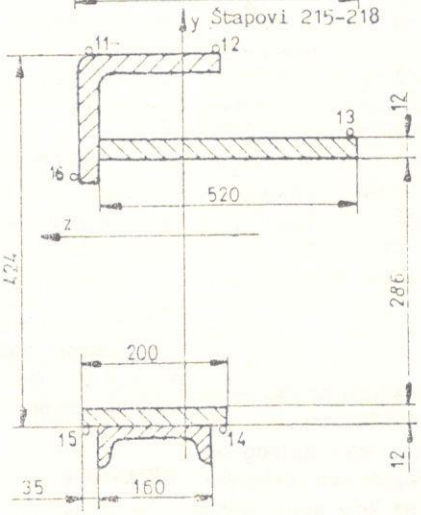
Ax= 90,0 cm²
Ay= 33,0 cm²
Az= 56,0 cm²
Ix= 50,0 cm⁴
Iy= 1095 cm⁴
Iz= 14540 cm⁴

Štapovi 207-214



Ax= 164,6 cm²
Ay= 56,0 cm²
Az= 106 cm²
Ix= 77,6 cm⁴
Iy= 44229 cm⁴
Iz= 27763 cm⁴

Štapovi 215-218



Ax= 145,7 cm²
Ay= 11,0 cm²
Az= 130 cm²
Ix= 60,0 cm⁴
Iy= 27782 cm⁴
Iz= 40859 cm⁴

Slika 4 – Početna i usvojena varijanta poprečnih preseka

Sabijanje preko odbojnika silom 2 x 1000 kN
(najvece vrednosti napona)

Tablica 1.

Stap broj 1.....Broj cvora 6			
T= 0.00 cm Y= 18.80 cm Z= -7.60 cm			
SIGMA= 14.91 kN/cm2	TAU= -0.23 kN/cm2	SI=	14.92 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 6			
T= 0.00 cm Y= 18.80 cm Z= 8.40 cm			
SIGMA= -26.02 kN/cm2	TAU= -0.23 kN/cm2	SI=	26.03 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 6			
T= 0.00 cm Y=-16.70 cm Z= 3.90 cm			
SIGMA= -20.02 kN/cm2	TAU= -0.23 kN/cm2	SI=	20.03 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 6			
T= 0.00 cm Y= -5.20 cm Z= 8.40 cm			
SIGMA= -29.76 kN/cm2	TAU= -0.23 kN/cm2	SI=	29.76 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 6			
T= 0.00 cm Y= -5.20 cm Z= -7.60 cm			
SIGMA= 11.17 kN/cm2	TAU= -0.23 kN/cm2	SI=	11.19 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 13			
T= 0.00 cm Y= 18.80 cm Z= -7.60 cm			
SIGMA= -15.59 kN/cm2	TAU= 0.23 kN/cm2	SI=	15.60 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 13			
T= 0.00 cm Y=-16.70 cm Z= -7.60 cm			
SIGMA= -18.19 kN/cm2	TAU= 0.23 kN/cm2	SI=	18.20 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 13			
T= 0.00 cm Y= -5.20 cm Z= -7.60 cm			
SIGMA= -17.35 kN/cm2	TAU= 0.23 kN/cm2	SI=	17.35 kN/cm2
Stap broj 211.....Broj cvora 2			
T= 0.00 cm Y= -1.70 cm Z=-36.70 cm			
SIGMA= -15.33 kN/cm2	TAU= 2.97 kN/cm2	SI=	15.35 kN/cm2
Stap broj 215.....Broj cvora 1			
T= 0.00 cm Y= 8.40 cm Z=-35.70 cm			
SIGMA= -21.83 kN/cm2	TAU= 0.00 kN/cm2	SI=	21.84 kN/cm2

Sabijanje dijagonalnom silom 400 kN po poduznoj osi odbojnika
(najvece vrednosti napona)

Tablica 3.

Stap broj 1.....Broj cvora 6			
T= 0.00 cm Y= 18.80 cm Z= 8.40 cm			
SIGMA= -10.43 kN/cm2	TAU= -0.10 kN/cm2	SI=	10.43 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 6			
T= 0.00 cm Y=-16.70 cm Z= 3.90 cm			
SIGMA= -8.59 kN/cm2	TAU= -0.10 kN/cm2	SI=	8.59 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 6			
T= 0.00 cm Y= -5.20 cm Z= 8.40 cm			
SIGMA= -12.18 kN/cm2	TAU= -0.10 kN/cm2	SI=	12.18 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 13			
T= 0.00 cm Y=-16.70 cm Z= -7.60 cm			
SIGMA= -7.26 kN/cm2	TAU= 0.10 kN/cm2	SI=	7.26 kN/cm2
Stap broj 203.....Broj cvora 2			
T= 0.00 cm Y= 20.00 cm Z= -8.00 cm			
SIGMA= -7.87 kN/cm2	TAU= 0.21 kN/cm2	SI=	7.88 kN/cm2
Stap broj 203.....Broj cvora 2			
T= 0.00 cm Y=-20.00 cm Z= -8.00 cm			
SIGMA= -8.15 kN/cm2	TAU= 0.21 kN/cm2	SI=	8.16 kN/cm2

Sabijanje preko AK silom 2000 kN
(najvece vrednosti napona)

Tablica 2.

Stap broj 1.....Broj cvora 6			
T= 0.00 cm Y= 18.80 cm Z= 8.40 cm			
SIGMA= -15.13 kN/cm2	TAU= -0.02 kN/cm2	SI=	15.13 kN/cm2
Stap broj 1.....Broj cvora 6			
T= 0.00 cm Y= -5.20 cm Z= 8.40 cm			
SIGMA= -16.85 kN/cm2	TAU= -0.02 kN/cm2	SI=	16.85 kN/cm2
Stap broj 211.....Broj cvora 2			
T= 0.00 cm Y= -1.70 cm Z=-36.70 cm			
SIGMA= 15.99 kN/cm2	TAU= -2.70 kN/cm2	SI=	16.66 kN/cm2
Stap broj 215.....Broj cvora 1			
T= 0.00 cm Y= 19.80 cm Z= 16.30 cm			
SIGMA= -11.16 kN/cm2	TAU= 0.00 kN/cm2	SI=	11.16 kN/cm2
Stap broj 215.....Broj cvora 1			
T= 0.00 cm Y= 8.40 cm Z=-35.70 cm			
SIGMA= 24.76 kN/cm2	TAU= 0.00 kN/cm2	SI=	24.76 kN/cm2
Stap broj 215.....Broj cvora 1			
T= 0.00 cm Y=-22.60 cm Z= 16.30 cm			
SIGMA= -11.73 kN/cm2	TAU= 0.00 kN/cm2	SI=	11.73 kN/cm2
Stap broj 215.....Broj cvora 1			
T= 0.00 cm Y= 8.00 cm Z= 16.30 cm			
SIGMA= -11.32 kN/cm2	TAU= 0.00 kN/cm2	SI=	11.32 kN/cm2
Stap broj 203.....Broj cvora 2			
T= 0.00 cm Y= 20.00 cm Z= 2.00 cm			
SIGMA= -12.64 kN/cm2	TAU= 0.10 kN/cm2	SI=	12.64 kN/cm2
Stap broj 203.....Broj cvora 2			
T= 0.00 cm Y=-20.00 cm Z= 2.00 cm			
SIGMA= -12.80 kN/cm2	TAU= 0.10 kN/cm2	SI=	12.80 kN/cm2
Stap broj 203.....Broj cvora 11			
T= 0.00 cm Y= 20.00 cm Z= -8.00 cm			
SIGMA= -15.77 kN/cm2	TAU= -0.10 kN/cm2	SI=	15.78 kN/cm2
Stap broj 203.....Broj cvora 11			
T= 0.00 cm Y= 20.00 cm Z= 2.00 cm			
SIGMA= -13.33 kN/cm2	TAU= -0.10 kN/cm2	SI=	13.33 kN/cm2
Stap broj 203.....Broj cvora 11			
T= 0.00 cm Y=-20.00 cm Z= -8.00 cm			
SIGMA= -12.19 kN/cm2	TAU= -0.10 kN/cm2	SI=	12.19 kN/cm2

Verikalno opterecenje Q=650 kN
(najvece vrednosti napona)

Tablica 4.

Stap broj 5.....Broj cvora 17			
T= 0.00 cm Y= 12.00 cm Z= -6.30 cm			
SIGMA= 2.42 kN/cm2	TAU= 0.17 kN/cm2	SI=	2.44 kN/cm2
Stap broj 5.....Broj cvora 17			
T= 0.00 cm Y= 12.00 cm Z= 2.20 cm			
SIGMA= 2.53 kN/cm2	TAU= 0.17 kN/cm2	SI=	2.54 kN/cm2
Stap broj 5.....Broj cvora 27			
T= 0.00 cm Y=-12.00 cm Z= -6.30 cm			
SIGMA= 2.66 kN/cm2	TAU= -0.17 kN/cm2	SI=	2.67 kN/cm2
Stap broj 5.....Broj cvora 27			
T= 0.00 cm Y=-12.00 cm Z= 2.20 cm			
SIGMA= 2.39 kN/cm2	TAU= -0.17 kN/cm2	SI=	2.40 kN/cm2
Stap broj 13.....Broj cvora 55			
T= 0.00 cm Y=-12.00 cm Z= 2.20 cm			
SIGMA= 2.38 kN/cm2	TAU= 0.00 kN/cm2	SI=	2.38 kN/cm2

4. ZAKLJUČAK

Dalji razvoj Tadn-s kola po završetku prototipa, čija se izrada očekuje u julu 1990. godine (prototipovi obrtnog postolja Y25Lsd su realizovani i delimično ispitani), realizuje se kroz sprovođenje sveobuhvatnog programa ispitivanja kompletnih kola. Program ispitivanja je sačinjen na osnovu važećih preporuka ORE-a i propisa UIC.

Nakon završetka kompletnih ispitivanja analizom dobijenih rezultata verifikovaće se nivo kvaliteta sprovedene optimizacije noseće strukture.

LITERATURA

[1] A. Babić i dr., »Razvoj obrtnih postolja teretnih vagona u FVK«, Železnice, 2/3 Beograd (1987) str. 183–192.

[2] T. Simović, D. Petrović, »Istraživanje najpovoljnijeg oslanjanja stabilnog ležećeg rezervoara«, Procesna tehnika 4/89, Beograd (1989) str. 27–29.

[3] M. Kalajdžić, T. Maneski, M. Glavonjić, »Moderni sistem proračuna nosećih struktura«. Proizvodne tehnologije, Zbornih radova sa 20-tog savetovanja proizvodnog mašinstva Jugoslavije, Beograd, 1986. god.

[4] A. Babić, D. Petrović, »Proračun noseće strukture Tadns kola«, Elaborat 125/90, Opitni centar FVK, Kraljevo, 1990. god.

(Adresa: Aranđel BABIĆ, dipl. inž., saradnik Mašinskog fakulteta u Kraljevu, Dragan PETROVIĆ, dipl. inž., saradnik Opitnog centra FV Kraljevo, Lazar MAČKOVIĆ, dipl. inž., šef Biroa za vagone »Bratstva« iz Subotice i dr Ranko RAKANOVIĆ, vanr. prof. Mašinskog fakulteta u Kraljevu)

Proračun noseće strukture vagona za datu tehnologiju

UDK 625.2.011.5.012.1+3:620.173/.176:621.791.052

Prof. dr Radoje LIŠANIN, dipl. inž.

I. UVOD

Savremena nauka o čvrstoći železničkih vozila zasniva se na linearnoj teoriji čvrstoće. Međutim, veliki broj praktičnih primera pokazuje da se često izlazi iz okvira linearne teorije i da je matematički aparat za određivanje naponske deformabilne slike u toj nelinearnoj oblasti veoma neprilagođen praktičnim potrebama, mada su svi fenomeni vezani za nelinearnu oblast uglavnom fizički objašnjeni i da za većinu postoji i matematička interpretacija.

Nelinearnosti, o kojima je ovde reč, su mnogostruke i posledica su tehnologije proizvodnje, karaktera konstrukcije i načina spajanja.

Obuhvatanje svih nelinearnosti je složen proces, a neobuhvatanje dovodi do veoma iskrivljene naponsko-deformabilne slike i nemogućnosti određivanja pouzdanosti i veka nosećih struktura u prvom redu i minimalne mase.

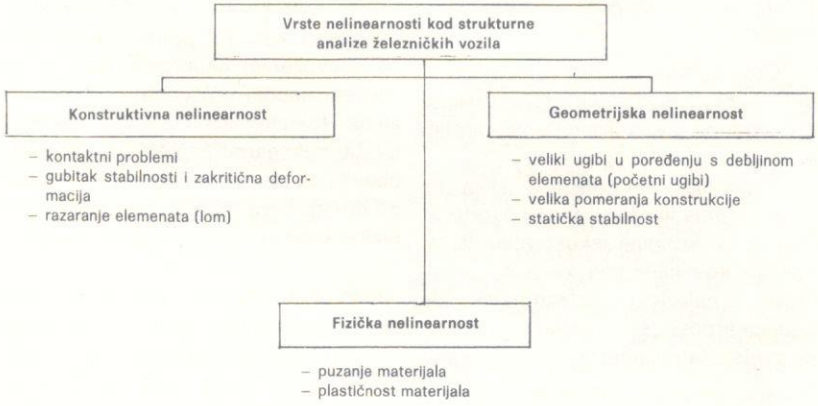
Pri savremenim strukturnim analizama napušta se dosadašnji princip proračuna linearnog naponsko-deformabilnog stanja i teži se ka pouzdanoj metodi za određivanje graničnog stanja čvrstoće noseće strukture, u skladu sa unapred postavljenim kriterijumima koji obuhvataju i nelinearne probleme.

Neophodnost rešavanja nelinearnih problema je i ranije bila prisutna, ali je tek u zadnjoj deceniji shvaćena u punoj meri zahvaljujući novim saznanjima u drugim oblastima.

Borba sa suvišnom masom vagona i sve veće tehničke mogućnosti izgleda da će i u čvrstoći železničkih vozila pokrenuti određena istraživanja u pravcu formiranja kompleksnijeg određivanja granične nosivosti za date uslove eksploatacije.

II. OBLICI NELINEARNOSTI

Moguće je klasifikovati oblike nelinearnosti koji se sreću u problemima strukturne analize železničkih vozila.



Konstruktivnu nelinearnost karakteriše izmena karaktera ponašanja ili uzajamnog dejstva konstruktivnih elemenata u procesu deformisanja. Javlja se u tačkama dodira kod složenih konstrukcija pri izmeni površine kontakta i karaktera spoja (problemi kontakta točak–šina), pri gubitku stabilnosti elemenata oplate noseće strukture pod dejstvom pritiskujućih i smičućih opterećenja, a i pri razaranju pojedinih elemenata i spojeva u složenim konstrukcijama.

Kod fizičke nelinearnosti, javljaju se nelinearne promene stanja materijala u vezi s plastičnošću i puzanjem.

Kod geometrijske nelinearnosti je nelinearan odnos pomeranje – deformacija i neophodno je izračunavanje izmene geometrije konstrukcije u procesu deformisanja. Javlja se pri velikim deformacijama i pomeranjima (pritisak silom od 2 000 kN ili 2 x 1 000 kN i vertikalno opterećenje pri ispitivanju čvrstoće noseće strukture vagona.

Statička stabilnost, kao poseban oblik geometrijske nelinearnosti, je svojstvo konstrukcije da malo menja karakter deformacije pri malom (dokritičnom) opterećenju. Dalje povećanje opterećenja dovodi do gubitka stabilnosti nekog elementa konstrukcije, pa je prelaženje kritičnih opterećenja praćeno ili gubljenjem stabilnosti cele konstrukcije ili izmenom karaktera ponašanja sistema – zakritična deformacija.

U složenim konstrukcijama, kao što su železnička vozila, moguće je istovremeno pojavljivanje svih oblika navedenih nelinearnosti, a i njihove kombinacije. Tako na primer pri proračunu nosećih struktura savremenih putničkih vagona uzimaju se u obzir i nelinearne pojave, kao što je gubitak stabilnosti i zakritična deformacija oplata koje se javlja u ekstremnim slučajevima opterećenja.

Kao značajne pojave u problemima opšte čvrstoće i nosivosti nosećih struktura vagona javljaju se plastičnost materijala i gubitak krutosti elemenata

posle gubitka stabilnosti u zakritičnom stadijumu deformisanja.

Za rešavanje problema nelinearnosti čvrstoće i krutosti konstrukcija vagona, MKE je neprihvatljivija u smislu univerzalnosti, primenljivosti na složene konstrukcije i obradu na računarima.

Iteracioni algoritmi rešavanja problema plastičnosti, puzanja i geometrijske nelinearnosti na osnovu MKE imaju svoju specifičnost i dovoljno su prikazani u literaturi.

Radovi u kojima se tretiraju složene tankozidne konstrukcije, a koji uzimaju u obzir konstrukcionu nelinearnost, praktično danas ne postoje.

III. OSNOVNE POSTAVKE I VERIFIKACIJA PRORAČUNA ČVRSTOĆE

Postojeći koncept proračuna čvrstoće oslanja se na sledeća osnovna opredeljenja.

– Opterećenje je kvantitativno određeno prema iskustvu istorijskog nasleđa i uvodi se u konstrukciju kao statičko.

– Naponsko deformabilna slika se formira prema linearnoj teoriji čvrstoće, a delimično koriguje iskustvenim ili računskim koeficijentima kada se približavamo ili nalazimo u oblasti nekih oblika nelinearnosti, što predstavlja delimičan prelaz ka nelinearnoj teoriji čvrstoće.

– Izračunati naponi se ograničavaju na T ili $k \cdot T$, gde je $k < 1$, a T – granica razvlačenja, u zavisnosti od karaktera opterećenja i većoj ili manjoj prisutnosti u delu konstrukcije.

Pouzdanost i rok je, za sada, sa ovakvim konceptom veoma teško prognozirati.

– Verifikacija ovakvog proračuna je statičko ispitivanje čvrstoće koja je osnovano na istim osnovnim principima kao i proračun čvrstoće. Pored toga, stvarna verifikacija čvrstoće se dobija u eksploataciji.

Ovakav koncept proračuna čvrstoće sigurno ne daje pravu sliku o stvarnim mogućnostima nošenja konstrukcije, o njenoj pouzdanosti i njenom veku.

Razlika između izračunate i stvarne naponske deformabilne slike je tolika da je prostor u kome se skriva pravo mesto događaja svih nepodobnosti koje dovode do otkazivanja moći nošenja delova konstrukcije veoma veliki.

Ova razlika dovodi često do otežanog tumačenja rezultata ispitivanja u odnosu na rezultate proračuna. U procesu statičkog ispitivanja čvrstoće formira se realna naponsko-deformabilna slika koja uključuje sve prisutne nelinearnosti manje-više izražene u zavisnosti od savršenosti tehnološkog procesa proizvodnje, oblika i karaktera konstrukcije i stepena opterećenosti. Međutim, ovakva realna naponsko-deformabilna slika postojećim praktičnim metodama ispitivanja ne može da se u potpunosti konstatuje i snimi, pa u tumačenju rezultata ispitivanja i njihovom upoređenju sa računskim još uvek ima puno »praznih« mesta koje treba retuširanjem popuniti. Tek sa tako retuširanom slikom naponsko deformabilnog stanja ulazi u proces verifikacije noseće strukture i eventualno sagledavanje veka i verovatnoće doživljavanje toga veka.

Ovakav koncept proračuna čvrstoće sa dozvoljenim naponima, gde su dozvoljeni naponi uglavnom u oblasti važenja Hukovog zakona, i gde se nema uvid u nelinearnu oblast gde se upravo obavlja akumulacija nepovoljnih uticaja, ne omogućava realne prognoze ni optimalne konstrukcije u pogledu mase.

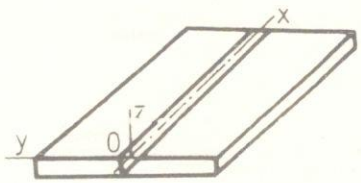
IV. FORMIRANJE REALNE NAPONSKO-DEFORMABILNE (n.d.) SLIKE

Deo n.d. slike koji se odnosi na linearnu teoriju čvrstoće formira se po poznatim metodama teorijske čvrstoće, a deo koji se odnosi na nelinearno područje formira se prema hipotezama raznih autora. S obzirom da je postupak spajanja zavarivanjem izvor većine oblika nelinearnosti, to će se na tom primeru formirati nelinearni deo naponsko-deformabilne slike stanja.

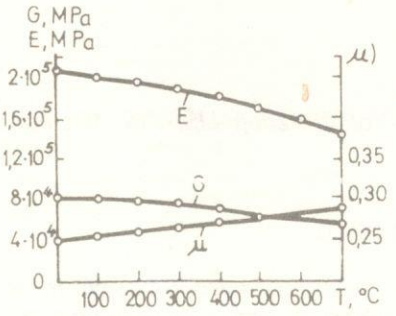
Za određivanje napona usled zavarivanja mogu, između ostalih, da se koriste i grafoanalitičke metode G.A. Nikolajeva i N.O. Okerbloma. Ove metode zavane su na sledećim pretpostavkama:

1 – Uzimanju se u obzir samo podužna naprezanja σ_x. Poprečna naprezanja σ_y i tangencijalna τ_{xy} smataju se ravnim nuli (slika 1).

2 – Poprečni procesi su ravni, ali se mogu relativno pomerati u odnosu na drugog.



Slika 1 – Koordinatni sistem u zavarenoj ravnoj ploči



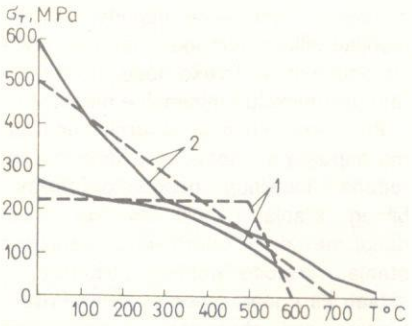
Slika 2 – Zavisnost modula elastičnosti E, G i koeficijenta Puasona μ od temperature

3 – Zavisnost granice razvlačenja od temperature za niskougljenične čelike prikazana je na dijagramu (slika 3).

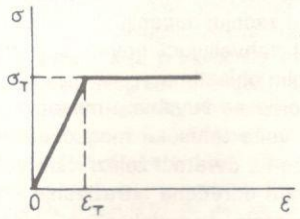
4 – Materijal je idealno elastično plastičan (slika 4).

5 – Modul elastičnosti E je postojan u celom opsegu temperature.

6 – Zavarene ploče, svaka dužine B, dovoljno su dugačke da bi se moglo smatrati da postoji kvazistacionarna raspodela temperature. Temperatura je po debljini ploče raspoređena ravnomerno.



Slika 3 – Zavisnost granice razvlačenja niskougljeničkog čelika od temperature



Slika 4 – Dijagram napon–deformacija za idealno elastično-plastično područje

7 – Pre zavarivanja početne deformacije su bile jednake nuli, tj. $\varepsilon_{op} = 0$, a temperaturske u posmatranom preseku $\varepsilon_{\alpha} = \alpha \Delta t$.

8 – Krajevi zavarene ploče su pričvršćeni i nemaju nikakvih pomeranja u toku zavarivanja. Na slici 5. pokazana je kvazistacionarna raspodela temperature zavara za ploče dužine 2B. U metodi G.A. Nikolajeva posmatraju se deformacije samo u dva preseka 1–1 koji odgovara najvećoj širini izoterme 600°C i u preseku 2–2 koji odgovara bilo kom položaju za temperaturu o°C posle hlađenja. Pri razmatranju raspodele sopstvenih napona i deformacija u preseku 1–1 može se koristiti osnovni izraz za određivanje napona i deformaciju ploče pri zagrevanju:

iz čega sledi

$$\varepsilon_V = \varepsilon_e + \Delta\varepsilon_p + \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{op} \qquad (1)$$

$$\Delta\varepsilon_{e1} + \Delta\varepsilon_{p1} = \varepsilon_V - \varepsilon_{\alpha 1} \qquad (2)$$

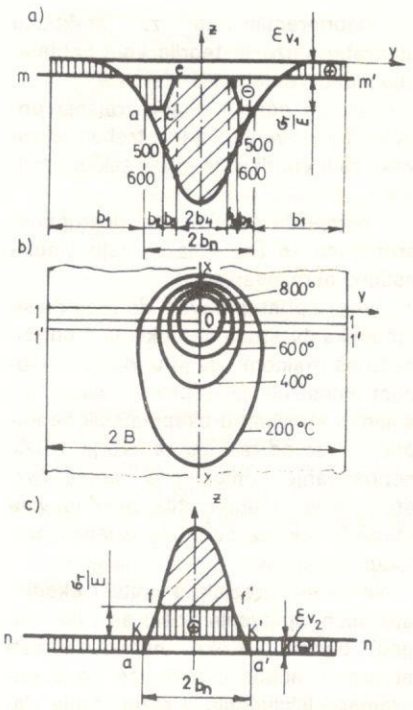
Grafičko rešenje ove jednačine je prikazano na slikama 5a i 5c. Vertikalno je šrafiran dijagram elastičnih deformacija, a koso – dijagram plastičnih deformacija. Ovako formirano rešenje dato je za slučaj ravnoteže elastičnih deformacija, tj. ε_V je pretpostavljeno.

$$\int_{-B}^{B} \varepsilon_{edy} = 0 \qquad (3)$$

Ako za dato ε_V nije uspostavljena ravnoteža (3), postupak se ponavlja boljom procenom ε_V – verovatne deformacije.

Očekivana deformacija (slika 5) ispala je pozitivna, to znači da se ploča u procesu zagrevanja pri zavarivanju izdužila. Elastična deformacija izduženja prikazana je znakom plus, a skraćenja znakom minus.

U zonama širine b_1 pojavljuju se samo elastične deformacije, u zonama $b_2 - b_3$ – elastične i plastične, a u zonama b_4 – samo plastične deformacije. Na ovaj način formirana je n.d. slika u toku zavarivanja. Za određivanje zaostalih napona i deformacija mora se posmatrati stadijum ohlađenja ploče, tj. neki proizvoljni presek 2–2. Za to može koristiti ponovo osnovna jednačina (1), pri čemu u smislu početnih deformacija uzimaju zaostale deformacije preseka 1–1. U odnosu na n.d. stanje preseka 2–2, n.d. stanje preseka 1–1 je početni



a) dijagram podužnih deformacija u preseku 1–1
b) polje temperature pri zavarivanju
c) dijagram podužnih deformacija nastalih na stadijumu hlađenja

Slika 5 – Određivanje relativnih napona od zavarivanja grafoanalitičkom metodom G.A. Nikolajeva

položaj. Sada izraz (1) može da se napiše u obliku:

$$\varepsilon_{e2} + \Delta\varepsilon_{p2} = \varepsilon_V - \varepsilon_{\alpha 2} - \varepsilon_{op2} \qquad (4)$$

Pri potpunom ohlađenju $T = 0°C$ i $\varepsilon_{\alpha 2} = 0$. Za određivanje elastičnih plastičnih deformacija koristi se isti grafoanalitički metod G.A. Nikolajeva. Grafičko rešenje jednačine (4) prikazano je na slici 5c. Početne deformacije $\varepsilon_{op2} = \Delta\varepsilon_{p1}$ su u preseku 1–1. Pošto su $\Delta\varepsilon_{p1}$ bile deformacije skraćenja vlakana metala pri zagrevanju sa znakom minus, $-\varepsilon_{op2} = -\Delta\varepsilon_{p1}$ biće pozitivne. Ordinate krive kfpfk predstavljaju levu stranu jednakosti (4), tj. sumu elastičnih i priraštaj plastičnih deformacija pri hlađenju. Da bi se dobile odvojene vrednosti elastičnih i plastičnih komponenata, neophodno je da se koristi predeo razvlačenja za sobnu temperaturu i da se odredi maksimalno moguća elastična deformacija $\varepsilon_{e2max} = \varepsilon_T = \sigma_T / E$ (slika 5c). Tako je koso šrafirani deo fp $f = \Delta\varepsilon_{p2}$ nastao pri hlađenju, a vertikalni šrafiran deo predstavlja elastičnu deformaciju ε_{e2}. Ako je:

$$\int_{-B}^{B} \varepsilon_{p2dy} = 0 \qquad (5),$$

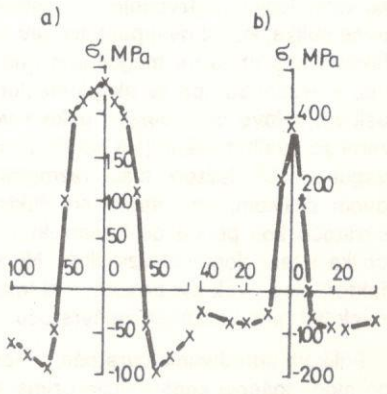
položaj linije $n–n^1$ izabran je pravilno. Zaostale plastične deformacije pri hlađenju su:

$$\varepsilon_{op2} = \Delta\varepsilon_{p1} + \Delta\varepsilon_{p2} \qquad (6)$$

i predstavljaju dijagram affa. Pošto je u posmatranom slučaju $\Delta\varepsilon_{p1}$ *po modulu veće od* $\Delta\varepsilon_{p2}$, znak ε_{op} poklapa se sa $\Delta\varepsilon_{ep1}$ – deformacija skraćenja.

Ovaj metod omogućava određivanje dijagrama raspodele zaostalih napona $\sigma_o = \varepsilon_{e2} E$ skraćenja.

Kao što se vidi maksimalni zaostali naponi za niskougljenične čelike su rastežuši, jednaki granici razvlačenja i očekuju se u zoni šava i okolnoj zoni koja se zagreva do relativno visokih temperatura. U osnovnom metalu, gde je temperatura bila niža (200 + 300°C), zastali naponi su pritiskujući. Za niskougljenične čelike maksimalni napon σ očekuje se u šavu i blizu njega. Ovi naponi su približno ravni granici razvlačenja. Ako je kod materijala došlo do strukturnih promena pri niskim temperaturama (300–400°C), bitno se menja karakter napona u zoni šava, tj. u oblasti plastičnih deformacija. Ukoliko je dodatni materijal pri zavarivanju različit od osnovnog, opet dolazi do poremećene naponske slike u odnosu na sliku 6. Korektno određivanje naponsko-deformabilne slike pri zavarivanju podrazumeva kontrolu nad svim parametrima zavarivanja i poznavanje uticaja tih parametara na n.d. sliku u okolini šava.



a) niskougljenični čelik – – 8 mm
b) austenitni čelik – – 2 mm

Slika 6 – Raspodela zaostalih napona u blizini šava, ravnih ploča

V. MOGUĆNOST FORMIRANJA PRORAČUNA ZA DATU TEHNOLOGIJU – RAČUNSKA I KONSTRUKTIVNA ČVRSTOĆA

Pod sposobnošću nošenja obično se podrazumeva sposobnost konstrukcije da se suprotstavi nastojanju graničnih stanja. Sposobnost nošenja konstrukcije obično je vezana sa naponsko deformabilnom slikom i čvrstoćom uopšte. Pojam noseće sposobnosti je širi od pojma čvrstoće.

Pojam čvrstoće, u užem smislu, uglavnom obuhvata: napone, deformacije i stabilnost konstrukcije. Pojava tečenja zbog narušavanja kompaktnosti i zbog korozije, nedovoljne krutosti, pojave vibracija i sl. neposredno nisu vezane za čvrstoću, ali se pojavljuju kao granična stanja koja ograničavaju noseću sposobnost vagonske konstrukcije.

Pod pojmom čvrstoće u širem smislu reči podrazumeva se sposobnost konstrukcije da se suprotstavi, ne samo rušenju, nego i nastupanju tečenja, gubitku stabilnosti, širenju pukotine i sl.

Među velikim brojem nošenih faktora koji bitno utiču na sposobnost nošenja zavarene vagonske konstrukcije treba naročito istaći:

– zaostale napone usled zavarivanja i drugih tehnoloških zahvata,

– oštećenja konstrukcije u postupku obrade (zarezi, strukturne promene materijala, početni ugibi oplate i gradnih nosača i sl.),

– izvore koncentracija napona – konstruktivne i tehnološke.

Svi ovi faktori se odnose uglavnom na tehnologiju proizvodnje i konstruktivne oblike. Pored ovih postoji čitav niz faktora koji utiču na mogućnost nošenja, a vezani su npr. za eksploatacione uslove, uslove održavanja i uslove vezane za kvalitet materijala konstrukcije vagona. Ovi faktori nisu razmatrani ovom prilikom, već samo oni faktori čvrstoće koji potiču od konstruktivnih oblika i tehnologije proizvodnje. Ni ovi faktori nisu uvek svi prisutni, niti imaju uvek isti rang vezanosti za čvrstoću.

Prilikom određivanja čvrstoće odnosno moći nošenja konstrukcije uzima se ograničen broj faktora u razmatranje zbog:

– nedostatka savremenih znanja neophodnih za formiranje univerzalne metode proračuna,

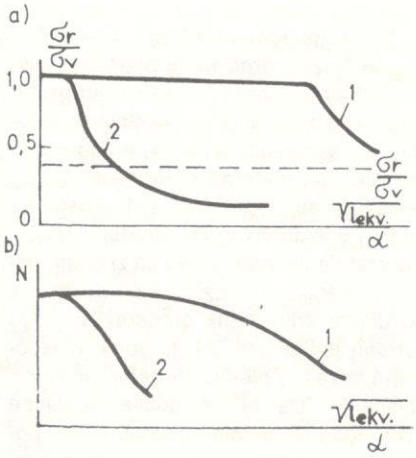
– nepripremljenosti za praktičnu upotrebu složenih teorija koje obuhvataju jednovremeno više faktora,

– visoke cene i dugog trajanja potrebnih ispitivanja koje bi trebala sprovesti radi verifikacije jedne takve teorije i

– težnje da se obezbedi dostupnost proračuna za lica koja nemaju visoka naučna obrazovanja.

Ovakav pristup dovodi do toga da se računska čvrstoća ne poklapa u potpunosti sa realnom i da je u vidu sposobnost konstrukcije suprotstavljanju graničnim stanjima u eksploataciji nepotpun. Jedan od razloga za ovo je, znači, nepostojanje kompleksne teorije čvrstoće koja bi obuhvatila zajedno više uticajnih faktora čvrstoće u jedan proračun čvrstoće.

Na osnovu rezultata opita i eksploatacionih ispitivanja došlo se i do drugog bitnog uzroka nepodudarnosti stvarne i računske čvrstoće. To je privremeno isključenje iz razmatranja slaboproučenih faktora, koji su se kasnije pokazali veoma značajnim. Ovde se naročito misli na koncentraciju napona i pojavu širenja pukotina. Na slici 7. šematski je prikazana zavisnost računske čvrstoće σ_r prema vremenskoj σ_{v1} u zavisnosti od koeficijenta koncentracije napona α ili dužine ekvivalentne pukotine l_{ekv} za $\beta = 0$, i to za Č0361 i Č0562. N je broj ciklusa promena napona.



a) stvarnu čvrstoću i b) vek konstrukcije.

Slika 7 – Uticaj dužine pukotine l_{ekv} i koeficijenta koncentracije napona α na:

Stvarna i računska čvrstoća mogu se razlikovati i zbog nepravilnog izbora graničnih stanja i kriterijuma za ocenu čvrstoće konstrukcije. Ovo ne samo da snižava tačnost i uskraćuje autentičnost računskim metodama, nego i negativno deluje na kvalitatnu ocenu stvarne čvrstoće i na odluku o eventualnom ulasku u serijsku proizvodnju.

Tipičan primer za ovo je uzimanje za granično stanje zavarene vagonske konstrukcije granicu tečenja materijala umesto rušenja usled zamora ili usled koncentracije napona, pri niskim temperaturama kada žilavost običnih čelika naglo pada. Često se pravi greška određivanjem samo naponskih ograničenih stanja, a ne i deformacijskih zajedno s njima. Razlika između naponskih i deformacijskih graničnih stanja kriterijuma je u tome što su deformacijski kriterijumi podjednako dobro osetljivi na promenu koncentracije napona u svim dijapazonima njegova promena (slika 8), a pri tome naponski kriterijumi loše reaguju na promene koncentracije napona, jer srednji napon ostaje niži za male vrednosti, što je čest slučaj u vagonskim konstrukcijama, a naročito ako je razlika σ_{sr} i σ_r mala, pa je gradijent opadanja napona mali u odnosu na povećanje koncentracije napona. Statičko tretiranje stvarne čvrstoće i statička predstava pojava i dogradnja defekata kod zavarenih vagonskih konstrukcija mogu da dovedu do nepodudarnosti računske i stvarne čvrstoće.

VI. ZAKLJUČAK

Realan proračun čvrstoće je moguć ako:

– se dobro poznaje tehnologija proizvodnje;

– je tehnologija proizvodnje konstantnog kvaliteta;

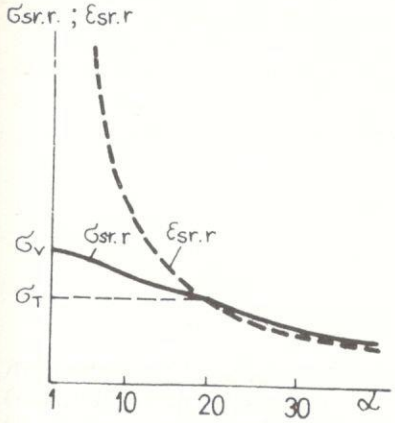
se data tehnologija drži pod kontrolom;

– su granična stanja pravilno izabrana – i naponska, a naročito deformacijska;

– najveći broj ulaznih podataka za proračun može eksperimentalno da se odredi za date uslove tehnologije (kritične napone, zaostale napone i sl.).

Realan proračun nije moguć ako prethodni uslovi nisu ispunjeni.

Njega nije moguće oformiti samo na osnovu crteža vagona, a da pri tom o tehnologiji proizvodnje ne postoje nikakve ili nedovoljne informacije.



Slika 8 – Šematska zavisnost ε_{srr} i σ_{srr}

UPOTREBLJENE OZNAKE

T – napon na granici razvlačenja
x – komponenta normalnog napona u x pravcu
y – komponenta normalnog napona u y pravcu
xy – tangencijalni napon
– Puasonov koeficijenat
– verovatna deformacija
– elastična deformacija
– plastična deformacija
– temperaturska deformacija
– zaostala plastična deformacija
– računski napon
– srednji računski napon
– vremenski napon (odnosi se na ograničenu čvrstoću)
– dužina ekvivalentne pukotine
– radijus krivina vrha pukotine

LITERATURA

1. Milan Radojković: »Proračun metalnih konstrukcija prema graničnom stanju napona«, Monografija, Uvod u mehaniku loma i konstruisanje sa sigurnošću od loma, Međunarodna letnja škola u Sm. Palanci od 30. 06. do 03. 07. 1980.g od.

2. Materijali: ORE: B7/PR8 I RP17, B12/RP17 OIC: 566 i 571/1, 2, 3 i 4

3. G. Nikolajev, S. A. Kurkin i V. A. Vinokurov: »Stvaranje konstrukcije«, Moskva, 1982. god.

4. Srđan Janković: »Prilog rešavanju nelinearnih problema strukturalne analize aproksimativnim metodama«, Mašinski fakultet, Beograd (doktorski rad)

5 S. Timošenko i D. Jang: »Teorija konstrukcija«, Beograd, Naučna knjiga, 1979. god.

6. R. Lišanin, D. Ružić: »Proračun čvrstoće noseće strukture vagona prema graničnom stanju«, Drugo Jugoslovensko savetovanje o železničkom mašinstvu »Železnice« br. 2–3/1987. god.

(Adresa: prof. dr Radoje LIŠANIN, dipl. inž.
Mašinski fakultet, Beograd)

Analiza statičke čvrstoće obrtnog postolja Y 25 Lsd proizvodnje FVK

UDK 625.24.11.011.1.001.57(084)

Aranđel BABIĆ, dipl.inž.
Gojko MILOJIČIĆ, dipl.inž.
Dr. Ranko RAKANOVIĆ, dipl.inž.

1 UVOD

Krajem sedamdesetih godina, pored Francuske, Jugoslavija je bila jedna od prvih zemalja u Evropi koja je uvela u eksploataciju, na svojim železnicama, obrtno postolje Y25G. U toku dvadesetogodišnjeg perioda eksploatacije osnovna konstrukcija je pretrpela više izmena iz čega je proizašlo više podtipova osnovne konstrukcije. Izmene su se donosile, u prvom redu, na otklanjanje nedostataka koji su se javili u ovom periodu.

Ne vezujući se za određene vremenske periode, sistematizovano, nedostaci su sledeći:

– pucanje gornjeg dela klizača i njihovih opruga,
– pucanje opruga ogibljenja,
– pojava naprslina, na ramu obrtnog psotolja,
– nedovoljno prigušenje vertikalnih i horizontalnih oscilacija,
– pucanje varova i otpadanje manganskih pločica. [1]

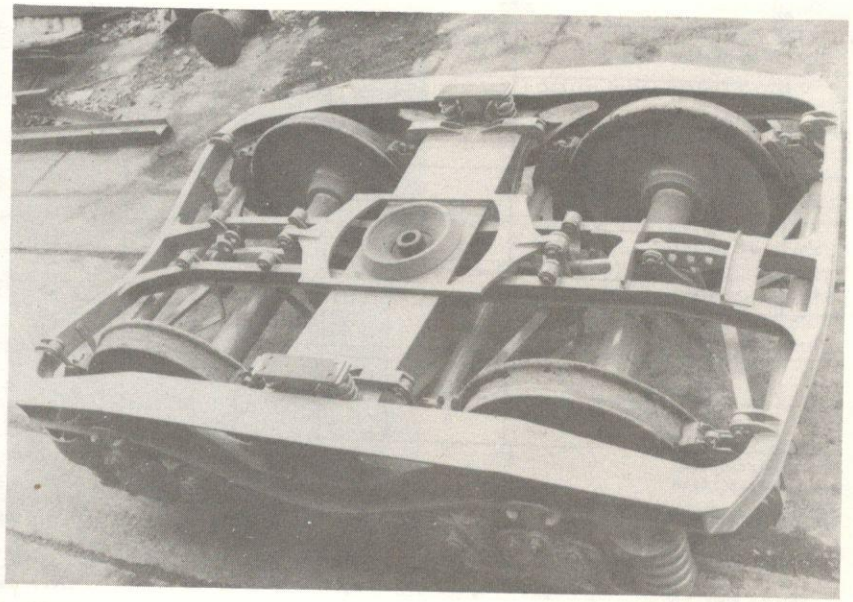
Početkom osamdesetih godina sistematizovano se prišlo otklanjanju ovih nedostataka kroz detaljna istraživanja na nivou SNCF-a a zatim i drugih zemalja članica UIC-a, PKP, BR i DR. [2], [3]. Kao rezultat ovih istraživanja proizašao je novi tip obrtnog postolja Y25 Rs2a. Osnovne karakteristike ovog postolja, sagledane kroz razliku u odnosu na početno rešenje, sastoje se u sledećem:

– debljina vertikalnog lima bočnog nosača je povećana sa 10 mm na 14 mm,
– širina lima unutrašnje opšivke bočnog nosača je smanjena sa 80 mm na 45 mm a debljina opšivke povećana sa 10 mm na 12 mm uz izbacivanje rebara,
– razmak kliznice je povećan sa 300 mm na 302 mm a visina sedišta opruge na kliznici sa 20 mm na 25 mm,
– izvršena je izmena veze centralnih nosača kočionog polužja sa čeonim i poprečnim nosačem, tako što su na mestima spoja postavljena paraboličnа rebra,
– izmena oblika kliznog ležaja na poprečnom nosaču,
– izmena oblika bočnog klizača sa smanjenjem zazora sa 15 mm na 12 mm,
– smanjenje razmaka kliznih ležaja na mestu nosača kočnih papuča sa 1520 mm na 1510 mm,
– izmena oblika paralelograma,
– izmena oblika vešalice, kifle i balansera,
– povećanje zazora između kape i kliznice sa 10 mm na 15 mm,
– dimenziono ojačanje elemenata Lenoar sistema.

Ovako poboljšan tip postolja je bio osnov za uvođenje obrtnog postolja Y25Lsd za osovinsko opterećenje 22,5 t (slika 1).

Uporedo sa razvojem ovog obrtnog postolja na nivou DB-a je razvijena konstrukcija postolja za isto osovinsko opterećenje, sa paraboličnim gibnjevima, 65sd.

Na bazi mišljenja pojedinih železničkih uprava zemalja članica UIC-a



Slika 1 – Obrtno postolje Y25 Lsd

prednost je data postolju Y«; Lsd, a ogleda se u sledećem:

– manja masa za 150 kg,

– relativno »otvoren« ram,

– laka zamena kočionih papuča,

– veliki broj obrtnih psotolja Y25C i Y25R se nalaze u eksploataciji,

– proizvodnja paraboličnih gibnjeva je komplikovana i zahteva specijalizovanu proizvodnju,

– manja cena proizvodnje.

U toku 1989. godine i Tehnička komisija za razvoj teretnog kolskog parka JŽ donela je odluku o usvajanju ovog tipa obrtnog postolja.

2 KRATAK OPIS KONSTRUKCIJE

Obrtno postolje Y25Lsd za opterećenje po osovini 22,5 t po dokumentaciji UIC/ORE 100 M1200 0029 razrađenoj u Fabrici vagona Kraljevo br: 133483 overenoj od TK ZJŽ pod brojem D 540/0II.

Izmene u konstrukciji postolja Y25Lsd u odnosu na Y25 Rs2a sastoje se u sledećem:

– prečnik rukavca osovine povećan je sa ∅ 120 mm na ∅ 130 mm,

– debljina ploče bočnog nosača povećana je sa 14 mm na 16 mm,

– prečnik žice zavojnih opruga ogibljenja je povećan sa 24 mm na 24,4 mm za unutrašnje i sa 30 mm na 31 mm za spoljašnje opruge.

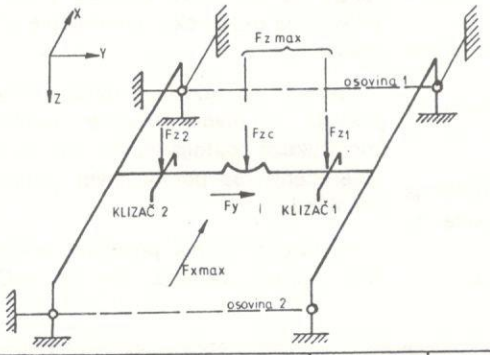
Obrtno postolje je jedan od najodgovornijih i najopterećenijih sklopova teretnih vagona. Zbog toga, a radi postizanja vrhunskog kvaliteta, do detalja je razrađena tehnologija izrade i kontrole. Posebno je usavršena tehnologija zavarivanja koja ima znatan uticaj na kvalitet i pouzdanost postolja. Tehnologija zavarivanja obuhvata i odgovarajuće naprave i alate koji se koriste pri izradi. S obzirom da je, prema mernom listu, neophodno postizanje vrlo »uskih« tolerancija mera, obrada kliznih površina se vrši u jednom stezanju na mašini.

Kontrola mera vrši se na posebno opremljenom mernom stolu.

Prema navedenoj dokumentaciji Fabrika vagona Kraljevoje proizvela dva prototipa obrtnih postolja Y25Lsd sa ciljem sprovođenja odgovarjaućih ispitivanja radi verifikacije tehnološkog nivoa proizvodnje obrtnih postolja.

3 PROGRAM ISPITIVANJA

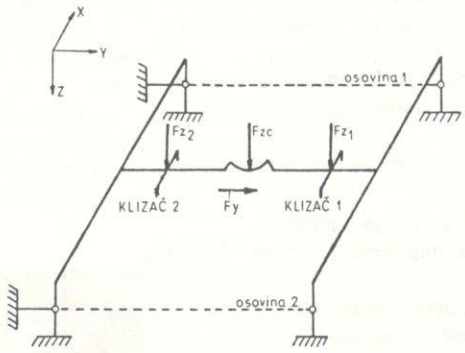
Program ispitivanja je sačinjen na bazi UIC propisa 510–3, Tehničkih uslova ZJŽ br. 13, preporuka ORE



Slučaj opterećenja	VERTIKALNE SILE			POPREČNA SILA	Izvitoperenost koloseka g+	PODUŽNA SILA
	KLIZAČ 2 Fz2 kN	OBRTNA ŠOLJA Fzc kN	KLIZAČ 1 Fz1 kN	Fy kN		SILA KOČENJA KN
1		Fzmax = 603,54				
2	0	(1−α) Fz max = 482,83	α Fzmax = 120,71		10 °/₀₀ = 18 mm	
3	0	(1−α) Fz max = 482,83	α Fzmax = 120,71	Fymax = 170		
4	α Fz max = 120,71	(1−α) Fz max = 482,83	0	-Fymax = -170		
5	0	Fz max = 603,54	0			F_B = 67,5
6	0	2,5 · Fz = 1005,6	0			
7	0	Fz max = 603,54	0	0	0	Fx max = 238,2

Fz = 4 Q₀ − m*g = 402,36 kN
Fzmax = 1,5 Fz = 603,54 kN
α = 0,2
Fymax = 2 · (10 + 2 Q₀/3) = 170 kN
F_B = 67,5 kN
Fxmax = m* · 5 · g = 238,2 kN

Slika 2 – Statičke probe pri maksimalnim opterećenjima do kojih dolazi u eksploataciji



	VERTIKALNE SILE			POPREČNA SILA
	KLIZAČ 2 Fz_2	OBRTNA ŠOLJA Fzc	KLIZAČ 1 Fz_1	Fy
1	0	Fz = 402,36	0	
2	0	(1+β) Fz = 523,07	0	
3	0	(1−β) Fz = 281,65	0	
4	0	(1−α) (1+β) Fz = 418,45	α(1+β) Fz = 104,61	Fy = 89,9
5	α(1+β) Fz = 104,61	(1−α) (1+β) Fz = 418,45	0	-Fy = -89,9
6	0	(1−α) (1−β) Fz = 225,32	α(1−β) Fz = 56,33	Fy = 89,9
7	α(1−β) Fz = 56,33	(1−α) (1−β) Fz = 225,32	0	-Fy = -89,9

Fz = 4 Q₀ − m*g = 402,36 k N
α = 0,2
β = 0,3
Fy = 0,4 · 0,5 (Fz + m*g) = 89,9 kN

Slika 3 – Satička proba pod dejstvom sila koje odgovaraju dinamičkim silama koje se javljaju u eksploataciji

B12/BR17 VI izdanje (IX 1987), ORE B12/RP42 (IV 1986),ORE B12/RP37 (IX 1983), ORE B55/RP8 (IV 1983 i Izveštaja o ispitivanjima na zamor ramova obrtnih postolja Y25 Cst sprovedenih u ZMRK, Ljubljana.

Programom su obuhvaćene sledeće probe:

– statičke probe pri maksimalnim opterećenjima do kojih dolazi u eksploataciji,

– statičke probe pod dejstvom sila koje odgovaraju dinamičkim silama koje se javljaju u eksploataciji,

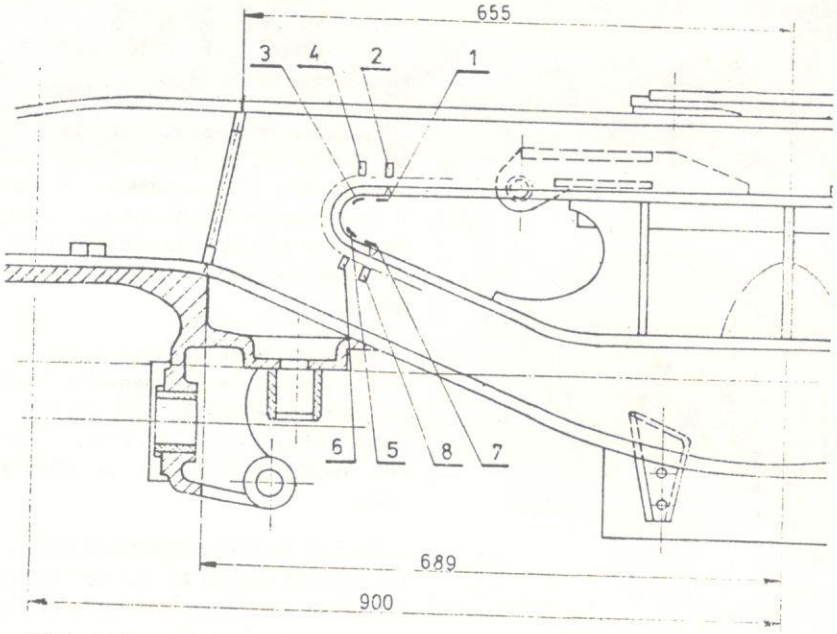
– probe na zamor pri ispitivanjima u vožnji,

– proba dinamičke čvrstoće pri ispitivanju naletanjem

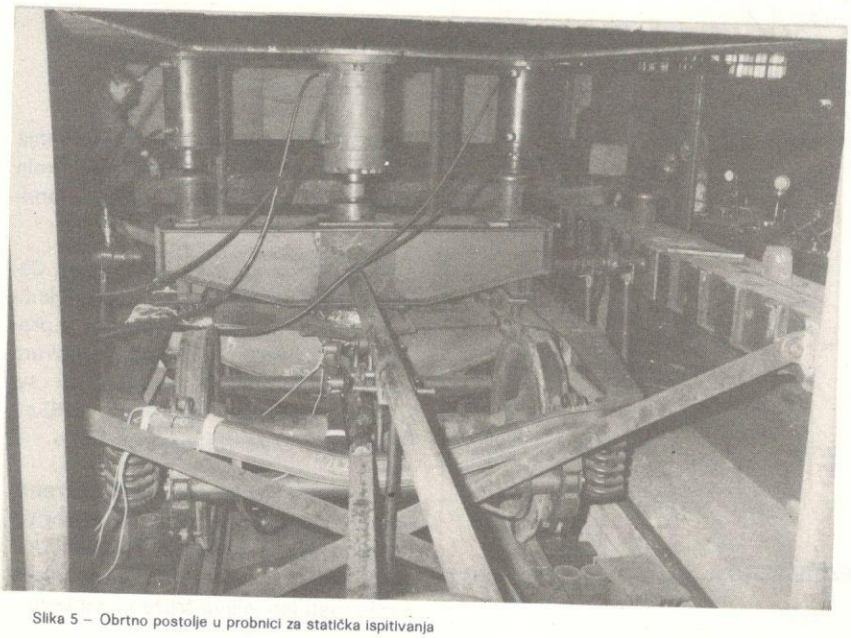
Dinamičke probe izvršiće se pri ispitivanju u vožnji pod kolima a statičke probe su izvedene u štandu za statička ispitivanja Opitnog centra FVK.

Način uvođenja i vrednosti opterećenja za različite slučajeve prikazani su na slici 2 i 3.

Raspored mernih mesta napravljen je uz korišćenje navedenih preporuka i iskustava stečenih u ispitivanju većeg broja obrtnih postolja. Odabrana sumerna mesta na najvećim naponima. Ukupan broj mernih mesta iznosio je 43. Raspored mernih mesta na vezi glavnog poprečnog i bočnog nosača prikazan je na slici 4.



Slika 4 – Detalj rasporeda mernih mesta



Slika 5 – Obrtno postolje u probnici za statička ispitivanja

6. Fzc=2.5Fz=1005.6 kN

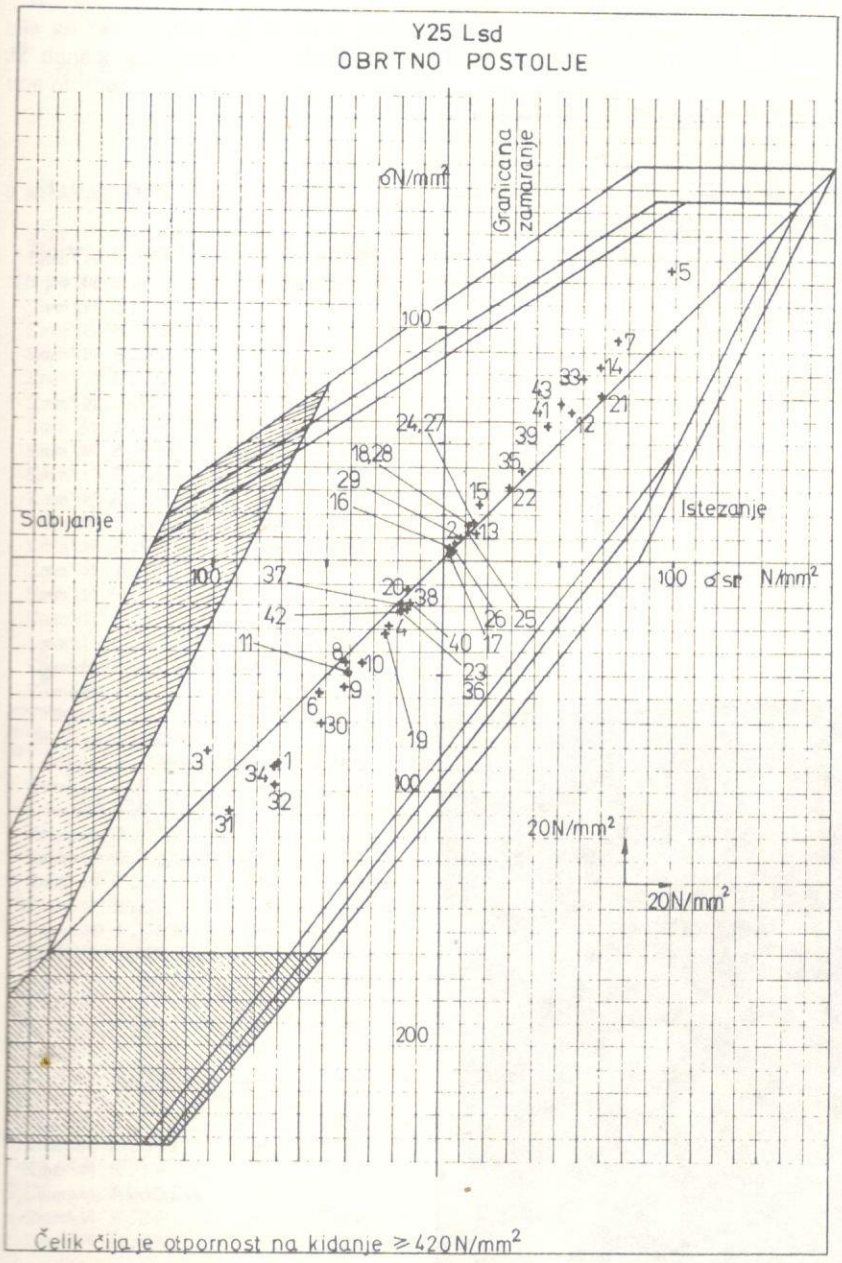
	MM		NAPON
	01	–	140.3 N/mm2
	02	+	3.7 N/mm2
	03	–	179.1 N/mm2
	04	–	31.5 N/mm2
**	05	+	201.6 N/mm2
	06	–	29.8 N/mm2
	07	+	121.5 N/mm2
	08	+	5.6 N/mm2
	09	–	95.1 N/mm2
	10	–	69.6 N/mm2
	11	–	30.5 N/mm2
	12	+	91.0 N/mm2
	13	+	23.5 N/mm2
	14	+	108.6 N/mm2
	15	+	47.1 N/mm2
	16	–	5.9 N/mm2
	17	–	1.9 N/mm2
	18	+	16.3 N/mm2
	19	–	27.3 N/mm2
	20	–	4.1 N/mm2
	21	–	14.2 N/mm2
	22	+	20.8 N/mm2
	23	–	13.1 N/mm2
	24	+	21.5 N/mm2
	25	+	14.4 N/mm2
	26	–	0.5 N/mm2
	27	+	17.3 N/mm2
	28	+	21.2 N/mm2
	29	+	9.8 N/mm2
	30	–	148.1 N/mm2
	31	+	92.5 N/mm2
	32	–	157.6 N/mm2
	33	+	121.3 N/mm2
	34	–	110.6 N/mm2
	35	+	52.4 N/mm2
	36	–	48.1 N/mm2
	37	–	25.1 N/mm2
	38	+	2.2 N/mm2
	39	+	118.3 N/mm2
	40	–	41.8 N/mm2
	41	+	156.4 N/mm2
	42	–	43.9 N/mm2
	43	+	160.8 N/mm2

Slika 6 – Vrednosti izmerenih napona

4 REALIZACIJA ISPITIVANJA

Statičko ispitivanje obrtnog postolja je izvedeno u probnici koja je posebno prilagođena radi smanjenja konstrukcije i uvođenja opterećenja. opterećenja su ostvarena pomoću hidrauličkih cilindara i agregata, proizvodnje Prva Petoletka–Trstenik. Regulacija sile vršena je merenjem pritiska manometrima marke »WIKA« klase tačnosti 1,0. Rasporedom cilindara potpuno su pokrivena sva opterećenja predviđena programom kao štoprikazano na slici 5. Ispitivanja su izvedena na postolju sa aktivnim sistemom ogibljenja i pasivnim sistemom prigušenja.

Za registrovanje dilatacije korišćen je sistem za akviziciju podataka UPM 60, zapadnonemačke firme HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK GMBH, sa 60 kanala a obrada rezultata i sračunavanjenapona vršeno je na PC rčaunaru srpegnutom sa UPM 60. Kao senzori dilatacija korišćene us merne trake, tip PL–10, dužina baze 10 mm, nominalnog otpora 120 , japanske firme TOKKYO SOKKI KENKYJO Co.LTD.



Slika 7 – Goodmanov dijagram sa vrednostima najvećih napona

Za statičke probe pri maksimalnim opterećenjima do kojih dolazi u eksploataciji prema slici 2. Obrada rezultata vršena je u smislu dobijanja maksimalnih vrednosti napona σ_{max}. Ove vrednosti napona prema datom kriterijumu moraju biti manje od granice razvlačenja, za ugraađeni materijal Č.0462, koja iznosi $R_{eH} = 255$ N/mm².

Najveća vrednost napona za ove probe izmerena je na MM5 za slučaj opterećenja 6 i iznosi σ = 201,6 N/mm² slikama 4 i 8. Ostale vrednosti napona date su na slici 6.

Procedura obrade rezultata, za statičke probe pod dejstvom sila koje odgovaraju dinamičkim silama koje se javljaju u eksploataciji prema slici 3, se zasniva na računavanju srednjih vrednosti napona σ_R, i srednjeg odstupanja $\Delta\sigma$.

Vrednosti najvećih napona za ove probe date su na Gudman–Smitovom dijagramu na slici 7, za čelik čija je zatezna čvrstoća $R_m \geq 420$ N/mm². Najveći naponi dobijeni su na MM5 i MM3.

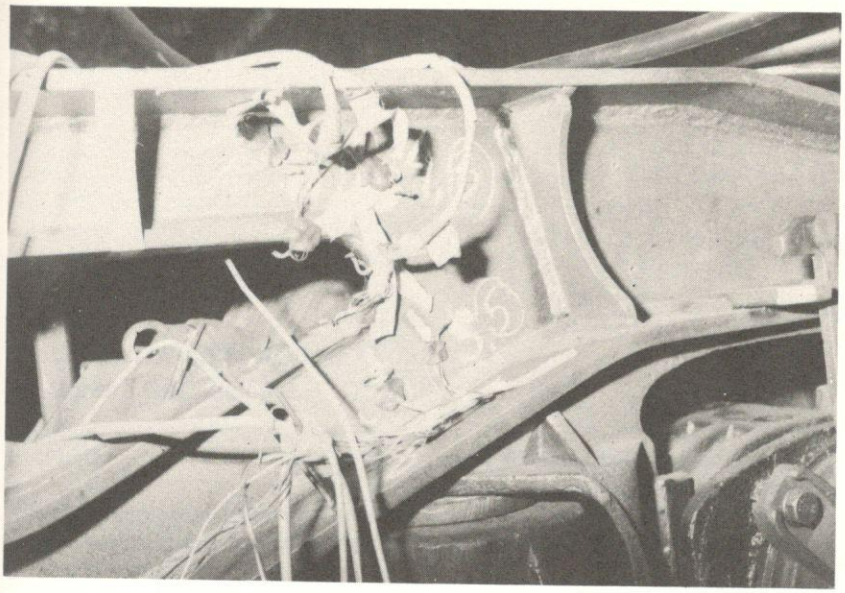
Kao što se vidi na dijagramu vrednosti najvećih napona za sva merna mesta nalaze se u dozvoljenim granicama. [4]

5. ZAKLJUČAK

Dalja realizacija programa ispitivanja će se izvršiti u sklopu ispitivanja kola za osovinsko opterećenje 22,5 t (Tands).

Sprovedena statička ispitivanja i dobijeni rezultati pokazuju da u pogledu kvaliteta, primenjena tehnologija u proizvodnji postolja Y25Lsd, odgovara svetskim normama. Ispunjeni su svi kriterijumi propisani od strane ORE-a i UIC-a za ovakve vrste konstrukcija.

Rezultati i način ispitivanja prezentirani su Tehničkoj komisiji za razvoj teretnog kolskog parka JŽ. Zaključak komisije je da primenjena tehnologija u potpunosti ispunjava tražene zahteve.



Slika 8 – Merna mesta na kojima su izmereni najveći naponi

LITERATURA

[1] Koh H, »Izmenenija konstrukcii teležki Y25«. Železnice dorogi mira N°.8, Moskva, 1985.

[2] ORE B12/RP 37, Standardizacija vagona, Adaptiranje obrtnih postolja vagona funkcionisanju pod opterećenjem od 22,5 t, Statičke i dinamičke probe ramova obrtnih postolja, UTRECHT, Septembar 1983.

[3] ORE B12/RP 42, Standardizacija vagona, Konstrukcione izmene standardnog obrtnog postolja, UTRECHT, april 1986.

[4] A. Babić, G. Milojičić i drugi, Statičo ispitivanje Y25 Lsd obrtnog postolja, Elaborat 126/90, Opitni centar FVK.

(Adresa: Aranđel BABIĆ, dipl. inž., saradnik Mašinskog fakulteta u Kraljevu, Gojko MILOJIČIĆ, dipl. inž., saradnik Opitnog centra FVK – Kraljevo i dr Ranko RAKANOVIĆ, vanredni prof. Mašinskog fakulteta u Kraljevu)

Istraživanje uzroka habanja venaca točkova putničkih kola

UDK 625.23.11.012.311/.354:620.178

Mr Vojkan LUČANIN, dipl. inž.
Mr Goran SIMIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Naše pruge po zakrivljenosti spadaju u sam evropski vrh (posle Norveške, Švajcarske i Austrije, i za glavne pruge u JŽ, pokazatelj zakrivljenosti[1] iznosi C = 48 (npr. za prugu Beograd–Bar C = 55,8). Zbog toga je habanje, i to prvenstveno habanje venaca točkova, jedan od značajnih problema koji je prisutan kod svih železničkih vozila na mreži JŽ, izuzev onih koja saobraćaju na ravničarskim prugama.

Neposredni povod za ovo istraživanje je bila žalba ŽTP Beograd da je kod novih Bt kola s obrtnim postoljima »GOŠA-100« (MD52), koja su saobraćala na relaciji Beograd–T. Užice, habanje venaca točkova prekomerno. Na osnovu toga sastavljen je program istraživanja koji je, u najkraćim crtama, obuhvatio:

– utvrđivanje realnih podataka o habanju venaca kod Bt i drugih kola,
– teorijsku analizu uzroka habanja i predlog mogućih rešenja,
– eksperimentalnu proveru i verifikaciju predloženog rešenja.

Prva tačka programa je trebalo da eliminiše paušalne ocene o habanju i da da što tačnije polazne podatke.

2. ANALIZA UZROKA HABANJA VENACA TOČKOVA I PREDLOG REŠENJA PROBLEMA

Oblik profila točka šinskih vozila je takav, da ima približno koničnu gazeću površinu sa vencem koji treba da onemogući silazak točka sa šine. Uloga konične površine je da omogući kretanje levog i desnog točka po krugovima različitih prečnika pri prolasku kroz krivinu. Na taj način kolski sklop teži da se radijalno postavi u krivini bez prinudnog vođenja osovinskog sklopa opiranjem venca o bok šine.

Ovakvo geometrijsko-kinematsko razmatranje treba proširiti uzimanjem u obzir sila koje deluju na osovinski sklop pri kretanju. Tako : a) veze osovinskog sklopa sa ramom obrtnog postolja i rama sa kolskim sandukom, b) sile u dodiru točak-šina, c) bočne sile (cenrtifugalna i komponenta zemljine teže pri prolasku kroz krivinu), mogu dovesti do dodira venca točka i boka šine, i onda kada sa geometrijsko-kinematskog aspekta do toga ne bi trebalo da dođe.

Zatim, geometrijsko-kinematske pretpostavke mogu biti narušene usled odstupanja mera i oblika osovinskog sklopa pri izradi, kao i odstupanja pri montaži obrtnog postolja (i uopšte kola).

Glavni činioci koji uslovljavaju proces habanja venca točka mogu se izdvojiti (slika 1).

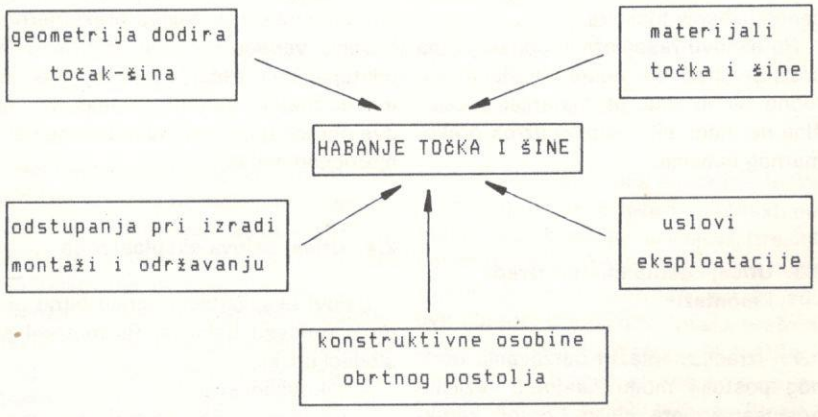
2.1. Uticaj geometrije dodira točak-šina

Razmatranja vezana za uticaj geometrije dodira točak-šina na habanje odnose se na:

– oblik profila točka,
– oblik profila šina,
– nagib ugradnje šina i
– nominalnu širinu koloseka.

Profil točka za sva vozila JŽ u međunarodnom saobraćaju (i, praktično, za sva vozila JŽ) je UIC–ORE S1002. Na magistralnim prugama u Jugoslaviji najrasprostranjenija je šina tipa 49. U poslednje vreme, prilikom rekonstrukcije ili novogradnje, ugrađuje se i šina tipa UIC 60. Nominalna širina koloseka iznosi 1 435 mm, a nagib šine pri ugradnji je 1 : 20.

Variranjem navedenih faktora može se doći do najpovoljnije varijante s aspekta habanja. U |1|[2], gde je ova problematika detaljnije obrađena, konstatovano je da profil UIC–ORE sasvim sigurno nije pogodan za pruge JŽ sa na-



Slika 1.

1 vidi Pravilnik 325. ZJŽ

2 Oznake između | | se odnose na spisak literature

gibom šina pri ugradnji 1:20 i velikim koeficijentom zakrivljenosti pruga, jer daje zanemarljivu ekvivalentnu koničnost (vidi |2|). Zbog toga pojava relativno visokog prosečnog habanja, prvenstveno venaca točkova i bokova šina, u krivinama je sasvim očekivana.

2.2. Uticaj materijala točka i šine

Točak i šina u pogledu habanja čine jedinstven sistem i potrebno je utvrditi u kom odnosu treba da bude njihovo habanje, a da to za sistem bude najpovoljnije.

Odnos habanja točka i šine, kao i ukupno habanje, najviše zavise od tvrdoće materijala točka i šine. Za točkove putničkih kola kod nas se primenjuje čelik R7 (UIC B12–3), čija zatezna čvrstoća iznosi 820–940 N/mm^2. Za šine se primenjuje pretežno čelik kvaliteta 70 (UIC 860) zatezne čvrstoće 680–830 N/mm^2. I za točak i za šinu pokazuje se da je u pogledu habanja povoljnije da je materijal točka nešto tvrđi od materijala šine. Prema preporuci UIC, odnos tvrdoće točka i šine ne treba da bude veći od 1, 1:1, tj. materijal točka treba da je do 10% tvrđi od materijala šine.

Sa materijalom točka R7 i šina kvaliteta 70 taj preporučeni optimalni odnos se postiže, jer je tvrdoća po Brinelu približno proporcionalna zateznoj čvrstoći.

Ovaj odnos se remeti primenom prirodno tvrdih šina (kvalitet 90), sa povećanim sadržajem ugljenika ili mangana koje se u JŽ mestimično primenjuju u oštrim krivinama, na većim usponima i na drugim mestima gde je kolosek jače izložen habanju. U tom slučaju je habanje šina manje, ali ceo sistem točak-šina se haba više, na račun povećanog habanja točkova.

Na osnovu raspoloživih podataka, na pruzi Beograd–Bar nema ugrađenih prirodno tvrdih šina, pa materijali točka i šine ne mogu biti osnovni uzrok prekomernog habanja.

2.3. Uticaj odstupanja pri izradi i montaži

Pri izradi, montaži i održavanju obrtnog postolja mogu nastupiti različita odstupanja mera, oblika i drugih karakteristika koja utiču na habanje, i to:

Razlika poluprečnika krugova kotrljanja dva točka istog osovinskog sklopa koja je, prema UIC 510-2, ograničena na 0,5 mm. Ova razlika, pri postojećoj geometriji dodira u JŽ (vidi |2|), dovodi do toga da i na pravoj pruzi točak s manjim prečnikom može da bude vođen dodirom venca točka i šine, a posledica ove pojave je nesimetrično habanje, koje je veoma nepovoljno, jer se znatno brže nego obično dostižu granične mere za upućivanje na obradu.

Neparalelnost osovina u obrtnom postolju vodi naletanju vodećeg točka, na strani na kojoj su osovine bliže jedna drugoj, na šinu. Dakle, i ovde nastupa nesimetrično habanje. Pri većim odstupanjima od paralelnosti, energija koja se troši na habanje se progresivno povećava.

Odstupanje ravni nominalnih krugova kotrljanja točkova s jedne strane obrtnog postolja, takođe, vodi povećanom jednostranom habanju venaca. Praktično, ovde se radi o odstupanju figure koju čine tačke dodira točak-šina od idealnog, pravougaonog oblika. Pri tome su oba točka jednog osovinskog sklopa u dodirnoj površini sa šinom izložena stalnom točnom klizanju u istom pravcu i povećanom habanju na svim gazećim površinama.

Nejednakost opterećenja točkova predstavlja, takođe, jedan od uzroka neravnomernog habanja, pa je neophodno da se održava u propisanim granicama.

U principu, netačnosti pri izradi, montaži i održavanju obrtnog postolja vode nesimetričnom habanju venaca ili povećanom habanju gazeće površine. S obzirom da u posmatranom slučaju nije uočena masovna pojava asimetričnog habanja, navedena odstupanja ne mogu biti osnovni uzrok pojave prekomernog habanja venaca točkova. Ipak, o ovim odstupanjima treba voditi računa, jer mogu znatno skratiti trčanje između dve obrade u odnosu na stanje bez asimetričnog habanja.

2.4. Uticaj uslova eksploatacije

Uslovi eksploatacije igraju bitnu ulogu u procesu habanja. Razmotreni su sledeći uticaji:

- zakrivljenost pruge,
- primena uređaja za podmazivanje,
- osovinsko opterećenje,
- režim kočenja i
- klimatski uslovi.

Zakrivljenost pruge je jedan od ključnih faktora koji utiču na intenzitet procesa habanja. Načelno, problem habanja venaca se ne javlja na prugama bez oštrih krivina, već je na takvim prugama merodavno habanje gazeće površine. Na prugama sa oštrim krivinama dominira habanje venaca, i stanjenje ili oštrenje nastupa pre dostizanja granice habanja na gazećoj površini (povećanje visine venca).

Primena uređaja za podmazivanje ima dominantan uticaj u smanjenju habanja venaca (prvenstveno se misli na uređaje koji se ugrađuju u kolosek na ulascima u oštre krivine). Efekat podmazivanja je posebno bitan ako su u krivinama ugrađene prirodno tvrde šine. Karakteristično je za mrežu JŽ da kolosečnih uređaja za podmazivanje praktično nema, dok su uređaji koji su ugrađeni na vučna vozila, uglavnom, van funkcije.

Osovinsko opterećenje igra bitnu ulogu u procesu habanja. Kod velikih osovinskih opterećenja je, osim habanja, izražena i pojava plastičnog tečenja materijala točka i šine. S obzirom da se radi o obrtnom postolju koje se ugrađuje pod putnička kola, gde su relativno mala osovinska opterećenja, ova pojava nema bitnog uticaja, pa se i ne uzima u razmatranje.

Režim kočenja, kao jedan od uslova eksploatacije koji ima uticaja na habanje, je interesantan prilikom kočenja na dugim padovima, jer tada dolazi do povećanja tangencijalnih sila u dodiru točak-šina. Naime, tada točkovi vučnih vozila rade u sličnim uslovima kao točkovi vučnih vozila u režimu vuče. Inače, zbog povećanih opterećenja točkovi vučnih vozila se izrađuju od jačih materijala.

Pri kočenju dolazi prvenstveno do većeg habanja na gazećoj površini. Ovo je izraženije na kolima koja imaju kočnicu s papučom (na obrtnom postolju »GOŠA–100«, primenjuje se disk kočnica).

Prema dosadašnjim iskustvima, a koja se odnose na praćenje kola na pruzi Beograd–Bar, gde su izraženi veliki padovi, ovaj faktor nema bitnog uticaja na proces habanja venca, pa je eliminisan.

Klimatski uslovi utiču na habanje preko koeficijenta trenja. Habanje u periodu suvog i toplog vremena veće je

nego u periodu vlažnog i hladnog vremena. O ovom faktoru zbog toga treba voditi računa preksperimentu, da bi sva kola bila ispitana pri približno istim uslovima.

2.5. Uticaj konstruktivnih osobina obrtnog postolja

Obrtno postolje »GOŠA–100« je namenjeno za brzine do 200 km/h (ograničenje zbog kočnice), ali je koncepcija postavljena tako da u potpunosti obezbedi stabilan hod i mirnoću hoda do 250 km/h. Da bi se otežalo vijuganje osovinskog sklopa, odnosno povećala stabilnost hoda, potrebna je jača veza osovinskog sklopa sa ramom obrtnog postolja. To se postiže povećanjem krutosti veze ram–osovinski sklop u podužnom pravcu (c_x). Za velike brzine kretanja ova mera nije dovoljna, pa je potrebno prigušiti i vijuganje rama. To je u ovom slučaju postignuto mehaničkom vezom rama sa kolevkom i zakretnim momentom (momentom trenja) na poklicnicima.

Kod obrtnih postolja za velike brzine, u koje spada i »GOŠA–100«, problem savlađivanja oštrih krivina nije bitan. Na primer, za brzinu od 160 km/h, zbog neponištenog bočnog ubrzanja, ne dolaze u obzir poluprečnici krivine ispod približno 1 100 m.

Ako su uslovi eksploatacije takvi da imamo pruge s oštrim krivinama (kao što je slučaj s većinom pruga JŽ, onda je primaran problem habanje venaca točkova, a ne velika brzina, koja se na takvim prugama ne može ni postići. U tom slučaju, da bi se pri prolasku kroz krivine smanjio otpor sile vođenja i habanje, potrebno je konstruktivnim merama olakšati radijalno postavljanje osovinskih sklopova u krivini. Ovo se postiže, pre svega, smanjenjem uzdužne krutosti (c_x) u vezi osovinski sklop–ram.

Dakle, za postizanje velikih brzina i za smanjenje sila vođenja i habanja venaca točkova pri prolasku kroz oštre krivine, postavljaju se suprotni zahtevi.

Prema tome, sa postojećom koncepcijom obrtnog postolja »GOŠA–100« može se očekivati da se smanjenje habanja venaca može postići samo konstruktivnim merama koje će istovremeno uticati na sniženje najveće dozvoljene brzine, s obzirom na stabilnost hoda, pa u ovom smislu treba tražiti kompromisno rešenje.

U analizi uticaja konstruktivnih parametara, korišćena su dva mehanička modela i odgovarajući programi, razvijeni na Mašinskom fakultetu u Beogradu:

1. kvazistatički model prolaska obrtnog postolja kroz krivinu – program OPKRIV,
2. dinamički model kretanja »z« kola s obrtnim postoljima »GOŠA–100« na pravom koloseku – program MD52 [3].

Prvim modelom su analizirani uticaji raznih konstruktivnih parametara na sile vođenja, a drugim–uticaj tih istih parametara na stabilnost kretanja i mirnoću hoda. Na osnovu sprovedene analize je konstatovano da na intenzitet sila vođenja u krivini i time na habanje venaca, najviše utiču:

– podužna krutost (c_x) veze osovinski sklop-ram obrtnog postolja,
– zakretni moment i
– aksijalni zazor u ležajima osovinskog sklopa.

Pri tome, povećani aksijalni zazor ležaja smanjuje sile vođenja pretežno u blagim krivinama, dok u oštrim krivinama daje vrlo malo poboljšanje. Pošto, osim toga, povećanje zazora znatno povećava dinamičke bočne sile pri većim brzinama (140 – 160 km/h), ova mera se ne može smatrati opravdanom.

Manji zakretni momenat doprinosi ravnomernom smanjenju sila vođenja u krivinama svih poluprečnika. Međutim, sa dinamičke tačke gledišta za posmatrana kola se pri smanjenju zakretnog momenta ispod približno 12,5 kNm naglo povećavaju dinamičke bočne sile pri većim brzinama. S obzirom da postojeći zakretni moment iznosi 16,9 kNm, smanjenje na 12,5 kNm daje samo relativno male efekte. Zbog toga i ova mera ima ograničeni domet, a, svakako, zahteva i proveru stabilnosti kretanja radi utvrđivanja maksimalne dozvoljene brzine u saobraćaju.

Smanjenje podužne krutosti u vezi ram-osovinski sklop najviše smanjuje sile vođenja u oštrim krivinama, a manje u blagim. Na dinamičke bočne sile i mirnoću hoda ovaj parametar blago utiče tek pri većim brzinama (npr. za $c_x = c_y = 4$ kN/mm izvesno povećanje dinamičkih bočnih sila se u teorijskoj analizi javlja tek iznad 160 km/h, pa ova mera od svih razmotrenih ima najrealnije izglede da da praktične rezultate).

3. ISTRAŽIVANJE HABANJA VENACA U EKSPLOATACIJI

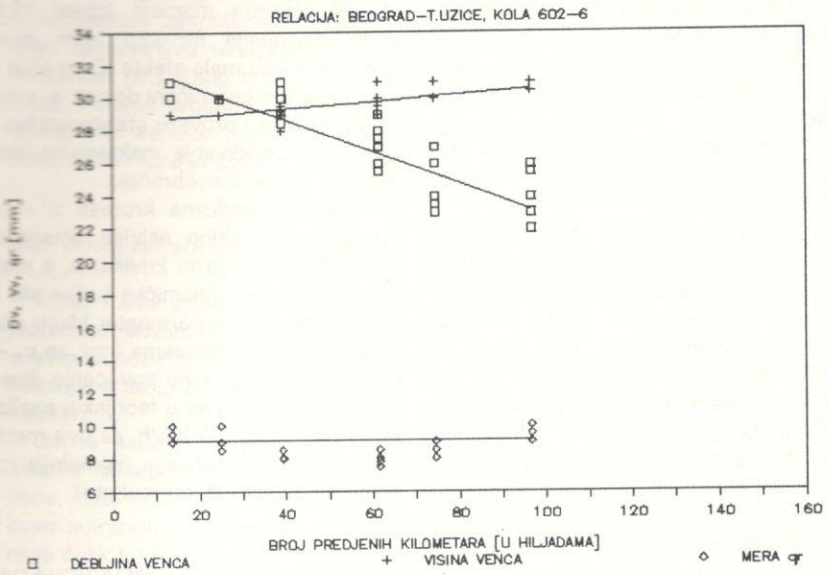
Eksperimentalna istraživanja vezana za habanje venaca točkova su započeta 1987. godine praćenjem dvoje Bt kola na relaciji Beograd – Titovo Užice radi utvrđivanja početnog stanja. Rezultati su prikazani u tabeli 1, a promena karakterističnih mera na svim točkovima za kola 602-6 je data na slici 2. Na slici su još unete i regresione prave, da bi se lakše sagledao trend promene mera. Treba napomenuti da su kola 602-6 od svih Bt kola na posmatranoj pruzi imala najveće trčanje do prve obrade točkova, a trčanje kola 605-9 se može smatrati prosečnim za sva kola i služi kao polazni podatak za dalje analize.

TABELA 1

Broj kola	Pretrčani broj km od reprofilisanja	Razlog reprofilisanja	Brz. promene (10^{-5}mm/km)	Slika
20–05 602–6	96.700	debljina venca	9,7	2.
20–05 605–9	74.100	debljina venca	9,3	–

Radi svođenja na najmanju meru činilaca koji utiču na asimetričnost habanja i radi ujednačavanja uslova eksperimenta, uvek su posmatrana kola sa novim točkovima, do prve obrade.

Može se konstatovati da u eksploataciji postoje i pojedinačni slučajevi istog tipa kola na istoj relaciji sa dvostruko manjim trčanjem (cca. 30 000 km). Međutim, oni se uglavnom odnose na drugu i treću obradu, kada je skinut najtvrđi površinski sloj materijala točka. Osim toga, tada je teže kontrolisati odstupanja u obradi, pa su pojave izrazitih nesimetričnih habanja češće, što može znatno da skrati pretrčani put između dve obrade. U svakom slučaju, pretrčni put je znatno ispod preporuke UIC koje za pruge sa mnogo krivina navode minimalno trčanje od 200 000 km. Pregled raspoloživih podataka pokazuje, da i kod drugih tipova obrtnih postolja na



Slika 2

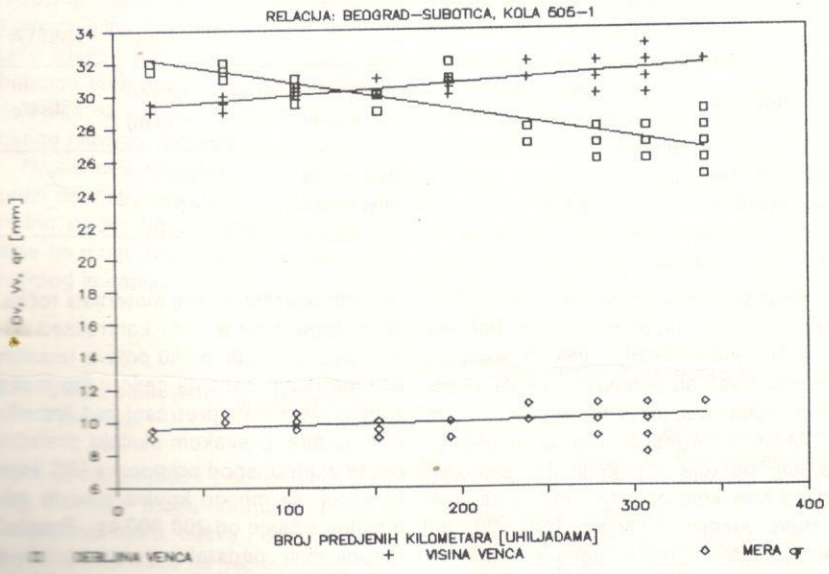
TABELA 2

Broj kola	Pretrčani broj km od reprofilisanja	Razlog reprofilisanja	Brz. promene (10^{-5}mm/km)	Slika
20–05 504–4	377.500*	debljina venca	2,04	–
20–05 505–1	341.000*	debljina venca	1,74	3.

* Prevremena obrada, videti objašnjenje u tekstu

TABELA 3

Broj kola	Pretrčani broj km od reprofilisanja	Razlog reprofilisanja	Brz. promene (10^{-5}mm/km)	Slika
10–10 625–2	113.000	debljina venca	6,1	–
10–10 627–8	107.250	debljina venca	7,66	–



pruzi Beograd–Bar (Wegmann, lokomotivska obrtna postolja itd.) situacija u pogledu habanja nije bolja.

Da bi se istražio uticaj zakrivljenosti pruge na intenzitet habanja, uporedo su praćena:

– Bt kola na relaciji Beograd–Subotica koja se karakteriše malim koeficijentom zakrivljenosti (C = 12) i

– A^4 B^6 kola (opremljena istim obrtnim postoljem), na pruzi Beograd–Bar.

Rezultati su prikazani u tabeli 2 (Beograd–Subotica) i tabeli 3 (Beograd–Bar). Kolima 504-4 i 505-1 su obrađeni točkovi u maloj opravci. Za kola 504-4 je to bilo opravdano zbog debljine venca kod kućišta 4, od 22, 5 mm. Statističkom ekstrapolacijom za taj najlošiji točak se dobija pretrčani put do dostizanja granične mere u eksploataciji (D_v = 22mm) od 391 000 km.

Za kola 505-1 obrada je bila nepotrebna, što se jasno vidi sa slike 3, gde su prikazane karakteristične mere. Najtanji venac je imao D_v = 25 mm. Statističkom ekstrapolacijom za taj točak se dobija očekivani pretrčani put do dostizanja granične mere u eksploataciji od čak 484 000 km.

Iz ovih rezultata se jasno uočava bitan uticaj zakrivljenosti pruge na habanje točkova. Na pruzi sa malo krivina obrtno postolje »GOŠA–100« zadovoljava uslove UIC 515, koji za ovakve pruge, u vidu preporuke, traži minimalno trčanje do reprofilisanja od 350 000 km.

Nakon ovoga, istraživani su uzroci vezani za kola, tj.:

1) uticaj odstupanja u izradi i montaži i

2) konstruktivne osobenosti obrtnog postolja.

Polazeći od obavljene teorijske analize pristupilo se eksperimentu sa elastičnim uzdužnim vođenjem osovinskog sklopa. Ovo se postiže jednostavnom izmenom gumenog elementa u vezi vodilica i kućišta ležaja, pri čemu se mere za ugradnju ne menjaju. U ovoj fazi je osim Mašinskog fakulteta i »GOŠE«, aktivno učestvovala i firma Waggon Union kao davalac licence, koja je razvila novi gumeni element. Zajedno sa ŽTP Beograd formirana je grupa od troje kola u sledećem sastavu:

1) kola 20–05 610–9, na kojima je ugrađeno elastično rešenje vođenja na oba obrtna postolja sa $c_x \approx 6,4 - 6,8$ kN/mm, što je oko 18 puta manje od

standardnog rešenja. Kola su opremljena novim osovinskim sklopovima.

2) kola 20–05 602–6, na kojima je ugrađeno elastično rešenje vođenja na jednom obrtnom postolju (na drugom je ostalo standardno rešenje), i novi osovinski sklopovi.

3) kola 20–50 605–9, sa standardnim rešenjem vođenja na oba obrtna postolja i reprofilisanim točkovima.

Kola pod 1) i 2) su posebno pripremana za ispitivanje radi eliminisanja uticaja odstupanja pri izradi i montaži. Obavljene su provere:

- profila točka,
- tvrdoće točka,
- aksijalnog pošetaja u ležajima osovinskog sklopa,
- dimenzija i tvrdoće elastične čaure,
- mera rama obrtnog postolja,
- mera kolevke,
- mera opruga,
- mera obrtnog postolja,
- opterećenja po točku,
- pravilnosti postavljanja osovina u obrtnom postolju,
- veze obrtno postolje–sanduk kola (koeficijent trenja i stanje pokliznika).

Nakon obavljene pripreme kola, a pre uvrštavanja u redovan saobraćaj, obavljeno je ispitivanje stabilnosti hoda za brzine do 120 km/h, što je dovoljno za prugu Beograd–Bar. Ovo je bilo neophodno, jer se ugradnjom omekšanog vođenja, kao što je rečeno, negativno utiče na stabilnost kretanja i mirnoću hoda kola. Provera je obavljena merenjem bočnih ubrzanja na kućištima osovinskih sklopova, u skladu sa UIC 515.

TABELA 4

Broj kola	Pretrčani broj km od reprofilisanja	Razlog reprofilisanja	Brz. promene (10^{-5}mm/km)	Slika
20–05 610–0	130.000	debljina venca	7,38	4.
20–05 602-6	99.000*	debljina venca	–	–
20–05 605–9	29.000	oštrina venca	–	–

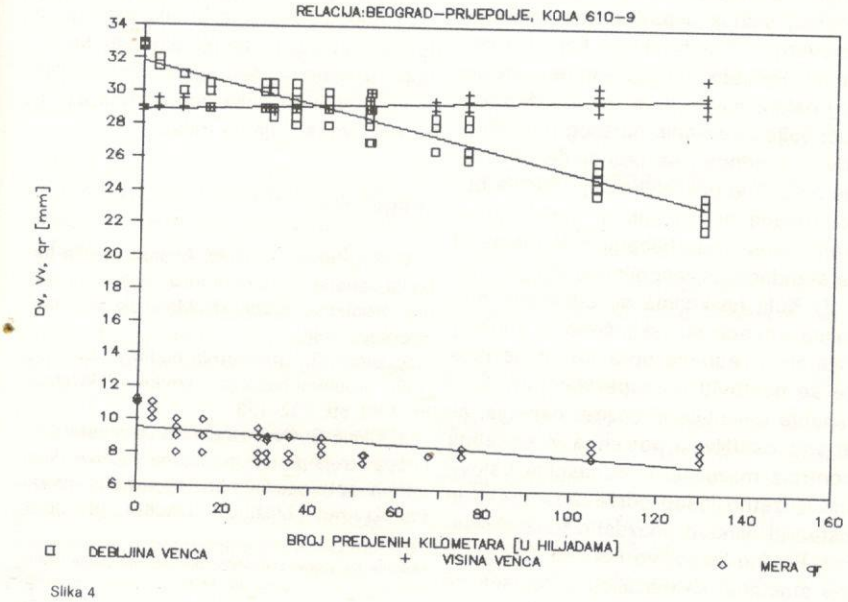
* Granična vrednost debljine venca dostignuta je samo na obrtnom postolju sa standardnim rešenjem vođenja osovinskog sklopa. Na obrtnom postolju sa elastičnim vođenjem mera D_v je bila prosečno 2 mm veća.

Ispitivanjem je utvrđeno da nema tendencije ka vijugavom kretanju i da su kola sposobna za brzine do 120 km/h. Formirana grupa kola je uvrštena u redovan saobraćaj na pruzi Beograd–Bar (deonica Beograd–Prijepolje).

Rezultati su prikazani u tabeli 4. Promena karakterističnih mera za kola 610-9 je data na slici 4.

Ostvareni rezultati su bili oko 75% bolji od početnog stanja, što je predstavljalo veoma ohrabrujući rezultat. Istovremeno ŽTP Beograd je postavio zahtev da se postigne još veće trčanje do prve obrade. U tom smislu je eksperiment nastavljen kroz sledeću fazu, u kojoj je trebalo ispitati uticaj na habanje:

- još elastičnijeg uzdužnog vođenja, sa novom elastičnom čaurom koja obezbeđuje krutost c_x = 3,2–3,4 kN/mm;
- ugradnje mazalica venaca točkova na kola (na predlog Mašinskog fakulteta, samo da bi se načelno pokazala vrednost podmazivanja) i
- centralnog oslanjanja kolskog sanduka (na predlog ŽTP Beograd).



Slika 4

Na osnovu ovoga, formirana je grupa od četvoro kola, i to:

1) kola 20–05 606-7, na kojima je ugrađeno novo rešenje omekšanog vođenja na oba obrtna postolja, $c_x \cong 3{,}2 - 3{,}4$ kN/mm,

2) kola 20–05 610-9, na kojima je ugrađeno standardno rešenje vođenja i mazalice venca točkova u vidu grafitnih štapića,

3) kola 20–05 602-6, na kojima je ugrađeno centralno oslanjanje kolskog sanduka i novo rešenje omekšanog vođenja i

4) kola 20–05 603-4, na kojima je ugrađeno centralno oslanjanje kolskog sanduka i standardno rešenje vođenja.

Ova faza eksperimenta još nije završena. Delimični rezultati su prikazani u tabeli 5. Za kola 606-7, koja su do prve obrade prešla 155 500 km, karakteristične mere su prikazane na slici 5.

Radi mogućnosti vizuelnog poređenja, slika 2, 4. i 5. su date u istoj razmeri. Praktično svi uslovi u ova tri eksperimenta bili su isti, izuzev što je relacija Beograd–Prijepolje nešto duža od relacije Beograd–T. Užice i sa većim koeficijentom zakrivljenosti. U eksperimentu je menjana samo elastičnost uzdužnog vođenja osovine c_x.

Imajući ovo u vidu, na slikama 2, 4. i 5. se jasno uočava opadanje nagiba regresione prave za debljinu venca pri smanjivanju c_x, što jasno potvrđuje ispravnost izabranog puta rešavanja problema habanja venaca.

Na osnovu pretrčanog puta do prve obrade od cca. 155 500 km, sa rešenjem sa elastičnom čaurom krutosti $c_x \cong 3{,}2 - 3{,}4$ kN/mm i oslanjanjem na pokliznike, ŽTP Beograd je odlučilo da se na osnovu postignutih rezultata pripremi ugradnja novih gumenih elemenata u postojeća Bt kola.

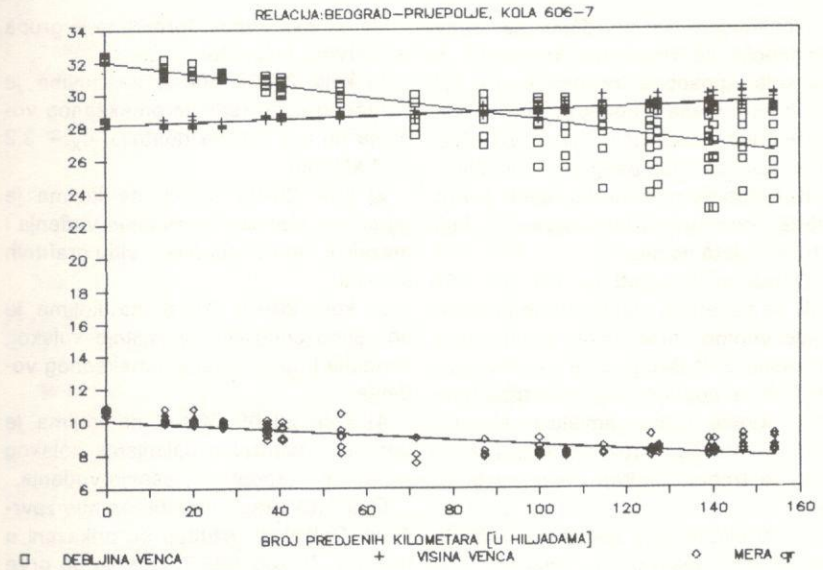
5. ZAKLJUČAK

Posmatrani broj kola, sa statističke tačke gledišta, predstavlja mali uzorak,

TABELA 5

Broj kola	Pretrčani broj km od reprofilisanja	Razlog reprofilisanja	Brz. promene (10^{-5}mm/km)	Primedba
20–05 606–7	155.500	debljina venca	3,6	sl. 5
20–05 610–9	(30.000)*	debljina venca	–	u SO
20–05 602–6	(100.000)*	debljina venca	–	u SO
20–05 603–4	36.000	oštrina venca	–	–

*) Posle srednje opravke eksperiment biće nastavljen.



Slika 5

na bazi koga je uopštavanje zaključaka dosta nesigurno. U eksploataciji je, međutim vrlo teško organizovati eksperiment sa većim brojem kola pod istim uslovima. Razlog je u tome što većina kola menja relaciju na kojoj saobraća, kola se u različito vreme isključuju iz saobraćaja, na rezultate utiču i vremenski uslovi (godišnje doba), a eksperiment traje 6–9, pa i više meseci. Uprkos tome, prikazani rezultati jasno ukazuju na sledeće zaključke:

a) Striktnom kontrolom mera pri izradi i montaži, kao i pri obradi profila točkova, moguće je smanjiti nesimetrično habanje i produžiti vek trajanja točkova do obrade.

b) Primenom elastične čaure krutosti c_x = 6,4 – 6,8 kN/mm i pojačane kontrole mera, povećano je trčanje do prve obrade novog točka na cca 130 000 km (tabela 3), što u odnosu na početno stanje iznosi cca 75%, dok se primenom rešenja elastične čaure krutosti c_x = 3,2 – 3,4 kN/mm vek povećao na 155 500 km (tabela 5), što iznosi dalje povećanje od 20%. Ukupno povećanje pređenog puta do prve obrade u odnosu na polazno stanje iznosi 2,1 puta.

c) Kod kola kod kojih je primenjeno centralno oslanjanje kolskog sanduka došlo je do dostizanja granične mere oštrine venca na pet točkova, što je posledica velike krutosti vođenja osovinskog sklopa u podužnom pravcu, a verovatno i drugih faktora koji nisu mogli biti identifikovani. Primena centralnog oslanjanja, koja je trebalo da omogući bolje upisivanje obrtnog postolja u krivini u odnosu na postojeće oslanjanje na bočne pokliznike, nije donela odgovarajuće poboljšanje u smislu smanjenja intenziteta habanja u kombinaciji sa standardnim rešenjima vođenja.

d) Kola na kojima su ugrađene mazalice venaca su isključena iz saobraćaja zbog redovne opravke, posle koje će se nastaviti s eksperimentom. Ovo rešenje umanjuje intenzitet habanja, ali je vrlo osetljivo i potrebna je posebna kontrola mazalica. U današnjim uslovima izuzetno lošeg održavanja teško je ostvariti njihovo pouzdano funkcionisanje. Realno izvodljivo rešenje je: ugradnja stacionarnih mazalica u kolosek na kritičnim mestima i održavanje lokomotivskih mazalica, kao što je to uobičajeno u Evropi.

Kola 20–05 602–6 sa elastičnim vođenjem i obrtnom šoljom su pretrčala cca. 100 000 km i upućena su na tekuću opravku, posle čega će eksperiment biti nastavljen. Tačnija procena graničnog broja pretrčanih kilometara u ovom trenutku nije celishodna, s obzirom da je došlo do pojave izvesnog nesimetričnog habanja (točak kod kućišta br. 7, qr = 7,2 mm), što može ugroziti eksperiment. Srednja vrednost debljine venca je relativno visoka, što ukazuje da bi kola trebalo da dostignu približan broj pretrčanih kilometara kao i kola 20–05 606–7.

Dalja istraživanja vezana za problematiku habanja venaca točkova biće usmerena na:

a) primenu treće varijante elastične čaure koja u podužnom pravcu ima istu krutost kao i prethodna, ali u poprečnom pravcu (koji je u odnosu na pravac c_x zaokrenut za 90°) ima krutost veću za približno 2,5 puta, što doprinosi većoj stabilnosti hoda. Ovo rešenje bi bilo ugrađeno u sva obrtna postolja »GOŠA–100« kod kola koja saobraćaju na pruzi Beograd–Bar, kao i na svim novoizgrađenim kolima za istu prugu.

b) dalje omekšavanje elastične čaure do granice koja je uslovljena dinamičkim ponašanjem i stabilnošću hoda kola.

Primenom svih navedenih mera koja se odnose na kola može se očekivati da se trčanje do prve obrade novog točka približi 200 000 km.

c) poboljšanja koja bi bila vezana za geometriju dodira točak–šina, jer se jedino izmenom postojeće geometrije mogu očekivati dalja poboljšanja i produženje veka trajanja točka.

LITERATURA

1. R. Ličanin, G. Simić, Analiza uzroka habanja venaca točkova Bt kola i moguća rešenja problema, elaborat, Mašinski fakultet, Beograd, 1988.

2. Simić G., Geometrija dodira točak-šina u JŽ i problemi habanja u krivini, »Železnice« br. 2/89, str. 132–136.

3. Simić G., Analiza uticaja parametara trčećeg stroja putničkih vagona na nivo dinamičkih opterećenja obrtnih postolja, Magistarski rad, Mašinski fakultet, Beograd, 1988.

(Adresa: mr Vojkan LUČANIN, dipl. inž. i mr Goran SIMIĆ, dipl. inž., Mašinski fakultet – Beograd)

Kritička analiza Sperling-ove metode u ispitivanju teretnih vagona

UDK 625.24:629.1.073.001.5

Dr Ranko RAKANOVIĆ, dipl. ing.
Sp. Tomislav SIMOVIĆ, dipl. ing.
Mr Dragan PETROVIĆ, dipl. ing.

1. UVOD

U ispitivanju stabilnosti kretanja teretnih vagona primarna metodologija bazira na merenju bočnih sila. Međutim, pored ove metodologije primenjuje se i modifikovana metoda Sperlinga bazirana na merenju ubrzanja. Sperlingova metoda razvijena je prevashodno za ispitivanje mirnoće hoda putničkih vagona. Imajući u vidu da jedna bazira na merenju ubrzanja, a druga na merenju poprečnih sila očigledno je da postoji izvesna korelacija, koju treba utvrditi. S obzirom na činjenicu da u nekim slučajevima nema pogodnosti za merenje bočnih sila i da je rešenje u merenju ubrzanja, nameće se potreba za kritičkom analizom sperlingove metode u direktnoj korelaciji sa bočnim silama.

Zahvaljujući sprovedenim brojnim ispitivanjima stabilnosti kretanja različitih tipova vagona po obe metodologije može se ustanoviti potrebna korelacija u smislu kritičke analize Sperlingove metode.

2. OSNOVI EKSPERIMENTALNE MIRNOĆE HODA I STABILNOSTI KRETANJA VAGONA [1, 2, 3, 4, 5]

Kretanje vagona uopšte, zavisi od velikog broja faktora koji su vezani za samo vozilo, prugu, uslove eksploatacije i drugo.

Uporedna ocena kvaliteta vagona zasniva se na eksperimentalnom utvrđivanju mirnoće hoda po Sperlingu [2]. Mirnoća hoda vagona pri njegovom oscilovanju u vertikalnom ili horizontalno-poprečnom pravcu određena je

TABELA 1

Tip vag.	Veličina	Brzina km/h						
		50	60	70	80	90	100	110
Rgs-z	Wzh/Wzd	0,31	0,336	0,311	0,362	0,341	0,344	0,494
	H1/Hdoz	0,149	0,105	0,117	0,124	0,149	0,137	0,157
	H2/Hdoz	0,073	0,069	0,058	0,069	0,083	0,075	0,088
	ah/adoz	0,471	0,489	0,289	0,333	0,422	0,522	0,658
Habis-z	Wzh/Wzd	0,266	0,266	0,275	0,304	0,299	0,351	0,398
	H1/Hdoz	0,216	0,216	0,230	0,268	0,246	0,273	0,290
	H2/Hdoz	0,087	0,107	0,115	0,107	0,115	0,153	0,197
	ah/adoz	0,211	0,244	0,256	0,300	0,344	0,444	0,578
Falls-z	Wzh/Wzd	0,282	0,289	0,315	0,329	0,327	0,452	0,527
	H1/Hdoz	0,365	0,428	0,44	0,368	0,371	0,422	0,493
	H2/Hdoz	0,154	0,208	0,214	0,143	0,137	0,214	0,315
	ah/adoz	0,100	0,138	0,144	0,144	0,156	0,244	0,351
Zacs-z	Wzh/Wzd	0,268	0,287	0,313	0,289	0,339	0,329	0,351
	H1/Hdoz	0,22	0,226	0,209	0,252	0,239	0,235	0
	H2/Hdoz	0,201	0,239	0,225	0,206	0,194	0,186	0,177
	ah/adoz	0,304	0,304	0,249	0,260	0,307	0,269	0,296

(i) trenutnim ubrzanjem $\frac{d^2y}{dt^2}$

(ii)promenom ubrzanja u jedinici vremena, tj. $\frac{d^3y}{dt^3}$

(iii)radom oscilovanja za jedinicu mase u

$$\frac{d^2y}{dt^2}$$

Pod pretpostavkom da se radi o oscilovanju koje ima čisto sinusni karakter

$$y = a \sin [2\pi ft) \qquad (1)$$

gde je a [cm] – amplituda pomeraja i f [Hz] – frekvenca oscilovanja, tada su

(i) amplituda ubrzanja – a $(2\pi f)^2$,
(ii) amplituda – a $(2\pi f)^3$,
(iii) amplituda rada udara – $a^2 (2\pi f)^2$,

Za kriterijum mirnoće hoda Sperling je uzeo proizvod amplituda udara i rada udara, gde je na osnovu većeg broja eksperimenata empirijski određen koeficijent i eksponent, odnosno

$$w_z = 2{,}7 \sqrt[10]{a^3 f^5} \qquad (2)$$

pa pošto je

$$a = \frac{b}{(2\pi f)^2} \qquad (3)$$

dobija se posle smene u formuli (2)

$$w_z = 0{,}896 \sqrt[10]{\frac{b^3}{f}} \qquad (4)$$

gde je b (cm/sec²) – amplituda ubrzanja.

Danas se formula (4) koristi u modifikovanom obliku

$$w_z = 0{,}896 \sqrt[6{,}67]{\frac{b^3}{f}} F(f) \quad (5)$$

gde je $F(f)$ – korekcioni faktor, koji uzima u obzir nejednaku osetljivost organizma čoveka na oscilovanje različite frekvence i uzima se u obzir kod putničkih vagona. za teretne vagone $F(f) = 1$.

Za ocenu kvaliteta železničkih vozila preko mirnoće hoda formiran je sledeći kriterijum po Sperlingu.

w_z – kvalitet vozila,
1 – vrlo dobar
1,5 – skoro vrlo dobar,
2 – dobar,
2,5 – skoro dobar,
3 – zadovoljavajući
3,5 – još zadovoljavajući,
4 – sposoban za saobraćaj,
4,5 – nesposoban za saobraćaj,
5 – opasan za saobraćaj.

Mirnoća hoda w_z = 3,25 uzima se kao granica za putničke vagone, a w_z = 4 – 4,25 predstavlja granicu za teretne vagone.

Inače prema posebnoj instrukciji dozvoljena maksimalna ubrzanja za teretne vagone iznose

(i) u vertikalnom pravcu – 650 cm /sec²
(ii) u horizontalnom pravcu 450 cm /sec²

Međutim, posebnom metodom utvrđuju se horizontalna mirnoća hoda i stabilnost kretanja merenjem bočnih sila u visini uležištenja osovina.

Martin-ov kriterijum za ocenu mirnoće hoda zasniva se na sigurnosti kretanja vozila protiv iskliznuća osovina iz koloseka i sigurnsoti protiv deformacije koloseka.

Dejstvo osovina na koloseke ostvaruje se preko:

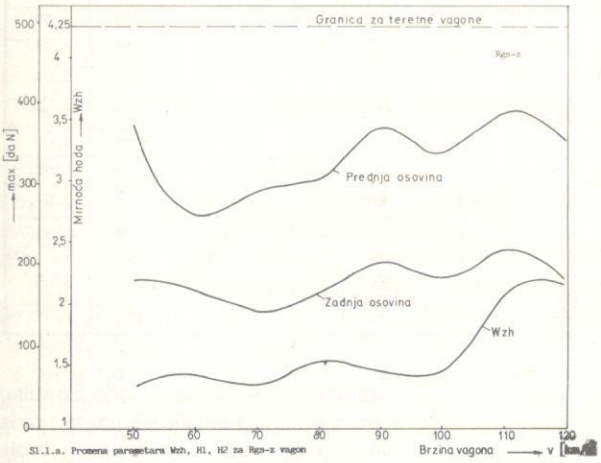
(i) vertikalne komponente opterećenja Q – pritisak po točku
(ii) poprečne komponente F, koja deluje u jednom ili drugom smeru upravljena upravno na osu koloseka

Pri kretanju vozila velikim brzinama poprečne sile F dostižu velike vrednosti, naročito pri izraženom vijuganju. Pod dejstvom sila F sigurnost može biti ugrožena na dva načina

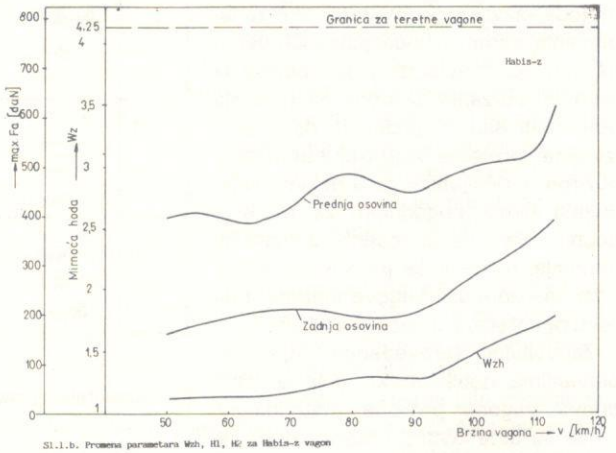
(i) iskakanjem osovina iz koloseka,
(ii) pojavom poprečnih deformacija koloseka

Posle prve deformacije koloseka, pruga oslabi, tako da pri narednim nailascima vozila dolazi do poprečnog pomeranja koloseka čak i pri manjim vrednostima sila F.

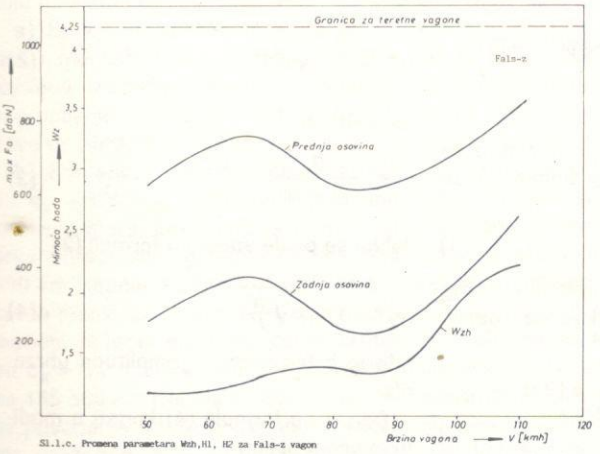
Taj efekat dovodi do oscilacije vozila sa velikim amplitudama, tako da zbog toga može doći do iskakanja osovina iz koloseka. Na osnovu izloženog može se smatrati da je ovaj metod ispitivanja teretnih vagona pouzdaniji od predhod-



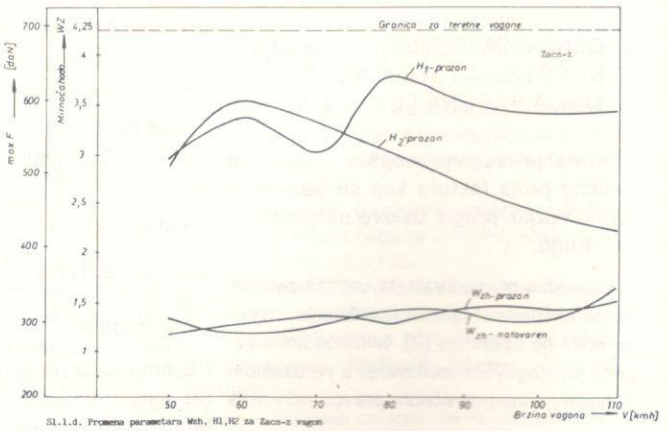
Sl.1.a. Promena parametara Wzh, H1, H2 za Rgs-z vagon



Sl.1.b. Promena parametara Wzh, H1, H2 za Habis-z vagon



Sl.1.c. Promena parametara Wzh,H1, H2 za Fals-z vagon



Sl.1.d. Promena parametara Wzh, H1,H2 za Zacs-z vagon

nog po Sperling-u. Ovaj metod ispitivanja sa razvijenim kriterijumima posebno je obrađen u instrukcijama o ispitivanju vozila.

Ovde se predviđa kao kriterijum za mirnoću hoda

$$\tilde{F} + \sigma < 0{,}5\,(10 + \frac{Q_0}{3}) \quad [kN]$$

gde je F – aritmetička srednja vrednost merenja poprečnih sila na osovinskom ležištu, $<$ – standardno odstupanje i Q_0 [kN] – srednje težinsko opterećenje po osovini.

Kriterijum za stabilnost kretanja glasi

$$F_{max(2m)} < 0{,}85\,(10 + \frac{Q_0}{3})\ [kN]$$

gde je $F_{max(2m)}$ najveća poprečna sila koja deluje na putu $>$ 2 m, izmerena u visini osovinskog ležišta.

3. UPOREDNA ANALIZA SPERLING--ove I MARTIN-ove METODE

Na osnovu brojnih ispitivanja mirnoće hoda i stabilnosti kretanja teretnih vagona metodama Sperling-a i Martin-a (metode bočnih sila) u ovom radu su prezentirani sažeti rezultati za četiri međusobno različita, a po geometrijskim odnosima karakteristična tipa vagona Rgs-z (plato vagon), Habis-z (četvoroosovinski zatvoreni vagon), Falls-z (četvoroosovinski specijalni vagon) Zacs-z (vagon cisterna).

Iz slike 1a, b, c, d uočavamo da su za navedene tipove vagona, karakteri promene bočnih sila na prednjoj (H1) i zadnjoj (H2) osovini i faktora horizonatalne mirnoće hoda (Wzh) slični. U cilju određivanja nepovoljnog kriterijuma potrebno je da se svaki od navedenih pokazatelja uporedi sa svojom dozvoljenom vrednošću.

Analizom vrednosti odnosa pokazatelja mirnoće hoda i stabilnosti kretanja (Wzh, Hl, H2, ah) sa svojim dozvoljenim vrednsotima, datim u tablici 1, zaključujemo da Sperling-ov kriterijum ima veće vrednosti koeficijenta za sve tipove vagona u celom dijapazonu brzina (50–110 km/h), tj. predstavlja oštriji kriterijum od metode bočnih sila.

4. ZAKLJUČAK

Na osnovu izložene analize, kao i velikog broja sprovedenih ispitivanja stabilnosti kretanja, različitih tipova vagona, zaključujemo da u nekim slučajevima gde nema pogodnosti za merenje bočnih sila, možemo potpuno merodavno koristiti Sperling-ovu metodu.

LITERATURA

[1] Rakanović V. Ranko, »Dinamičko ponašanje šinskih vozila pri programiranom sudaru«, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet, mart 1981. god. Beograd.

[2] Sperling, E., »Mirnoća hoda železničkih vozila«, (Prevod S. Markovića), 1970, Beograd.

[3] Drašković, D., Rakanović R. i dr. Uputstvo za ispitivanje vozila jugoslovenskih železnica, 1979, Beograd.

[4] Ćućuz, N., »Dinamičko ponašanje šinskih vozila u krivini sa stanovišta nelinearne teorije«, 1969, Beograd.

[5] Kalajdžić M., Rakanović R., »Eksperimentalna dinamika šinskih vozila«, Zbornik radova konferencije o dinamici objekata i stabilnosti njihovih kretanja, mart 1978, Vrnjačka Banja.

(Adresa: dr. Ranko RAKANOVIĆ, dipl. inž., vanr. prof. Mašinskog fakulteta u Kraljevu, dr Tomislav SIMOVIĆ, dipl. inž., direktor FV u Kraljevu, mr Dragan PETROVIĆ, dipl. inž istraživač u Opitnom centru FV u Kraljevu)

Verifikacija kvaliteta železničkih vozila na mašinskom fakultetu u Nišu

UDK 625.23.24+282/.286.006.2.001.4

Dr Ranđel BOGDANOVIĆ
Dr Stojadin STOJIČIĆ

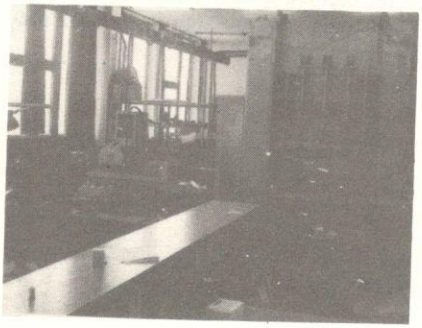
UVOD

Naučna istraživanja i otkrića su osnov napretka i razvoja uopšte, a posebno u tehnici i tehnologiji. Nauka, dalje, ima teoretski i praktični deo. Praktični deo istraživanja su eksperimenti i primena rezultata istraživanja. U tehnici, praktična primena teoretskih dostignuća i njihov kvalitet se dokazuje (proverava) ispitivanjem, upoređuju se teoretskim (idealnim) uslovima. Težnja je da se po kvalitetu praktično proizvedenog vozila (proizvoda) što više približimo teoretskim kriterijumima.

Nivo kvaliteta proizvoda i njegov razvoj je uslovljen novim naučnim oblastima koje su se pokazale značajnim, jer se kroz eksperiment povećavaju kvalitet proizvoda u tehničkom i ekonomskom pogledu. Sa ovog gledišta tehnologijom proizvodnje je optimalno upravljati. Nosioci ovakvog razvoja moraju biti talentovani, stručni i dobro informisani. Oni snose odgovornost za razvoj proizvoda, stvarnim proporcijama rentabilnosti, optimizacije, brze aplikacije i za primenu novih naučnih dostignuća u proizvodnji.

Mašinski fakultet preko svojih laboratorija i Instituta realizuje i primenjuje eksperimente – ispitivanja za praktičnu primenu nauke i obuku kadrova za saradnju sa industrijom u razvoju proizvoda. Oblasti rada instituta su: naučno-istraživački projekti, istraživačko-razvojni projekti i studije, izrada »Software« za inženjerske proračune i grafiku, eksperimentalne analize u sklopu istraživanja i ispitivanja mašina i uređaja, naučni i stručni skupovi, seminari i specijalistički kursevi za transfer i inovaciju znanja, Atestiranja mašina, uređaja i vozila. Stručni nalazi, veštačenja i nadzor.

Slika 1 – Deo opreme u Institutu



Slika 2 – Izgled dela opreme u računskom centru

Značaj eksperimenta u teoriji dinamičkih sistema u svetskim razmerama se visoko ceni. Ako se uporede ispitivanja šinskih vozila evropskih proizvođača, može se utvrditi da se ona široko primenjuju.

Eksperimentom se drastično skraćuje inovacijski proces i smanjuje rizik neuspešnog završetka realizacije proizvoda. Odstranjuju se greške u teoriji, ili potvrđuju njena ispravnost.

ZNAČAJ ISPITIVANJA

Eksperimentom se dobijaju kvalitetne i brojne informacije o ispitanom objektu (proizvodu) bitne za tehnički nivo kvaliteta i ocenu ekonomskih efekata. Razlikuju se više osnovnih rezultata koje daje eksperiment:

- obezbeđuje tražene informacije,
- daje bitne informacije,
- daje informacije kojima se proizvod može usavršavati,
- daje podatke o dimenzijama i funkciji proizvoda zavisno od konkretnih uređaja za ispitivanje,
- obezbeđuje informacije za upoređivanje kvaliteta i funkcije proizvoda sa boljim ili »idealnim«.,
- daje podatke za pravilnu tehničku i racionalnu eksploataciju.

Sadašnji tempo razvoja nauke i tehnike karakteriše se potrebom za pravim, brzim, konkretnim i objektivnim informacijama, one se najbolje dobijaju eksperimentom.

Programski ili naučni razvoj proizvoda, posebno vozila u železnici, gde se traži izuzetna sigurnost i visok tehnički kvalitet, obavezno se rade proračuni, kako statički, tako i dinamički. Propisi koji definišu proračune, njihov obim, kvalietet i sadržaj su odredile i međunarodne organizacije UIC i ORE, koje izdaju odgovarajuće standarde, odnosno uslove za ispitivanje. Standardi uslovljavaju obrađen nivo kvaliteta projekta vozila. Na primer, za šinska vozila predviđena su određena ispitivanja (eksperimentalno dokazivanje nivoa kvaliteta) kako statička, tako i dinamička ispitivanja.

VRSTE ISPITIVANJA

Ispitivanju podležu sva železnička vozila, kao što su lokomotive, putnički vagoni, teretni vagoni i specijalna vozila.

Određena ispitivanja od bitnog značaja za kvalitet rade se u laboratorijama Instituta Mašinskog fakulteta u Nišu, a ispitivanja pruge ili potrebne teške opreme, kao što su alati, dizalice, pruga, rade se u saradnji sa industrijom, npr. MIN, GOŠA ili JŽ.

Sva ispitivanja se obavljaju na pruzi sa poznatim karakteristikama, uz korišćenje kompjuterske opreme za registraciju – akviziciju i obradu podataka.

Osnovna ispitivanja kod železničkih vozila su:

1. Statička ispitivanja: čvrstoće noseće strukture – ovde se podrazumevaju: napon, deformacije, elastičnost, izdržljivost, čvrstoća.

2. Dinamička ispitivanja: čvrstoća, sile, izdržljivosti i komfor.

3. Funkcionalnost:

– određivanje mirnoće hoda (po Šperlingu) – kvaliteta trčanja,

– određivanje mirnoće hoda i stabilnosti kretanja (po Martinu),

– određivanje maksimalne vrednosti amplitude ubrzanja

– određivanje sopstvenih frekvencija vozila,

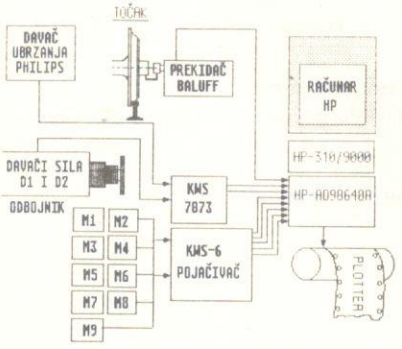
– određivanje buke,

– provera brzine, puta i ubrzanja.

4. Ispitivanja na sudar

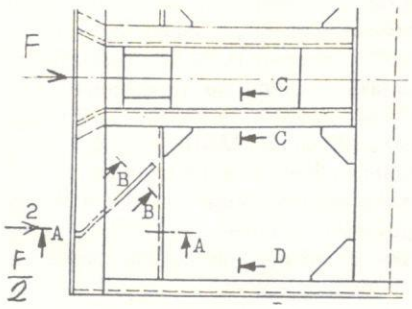
Primer merne opreme i kratak opis opreme:

Pri merenju korišćena je merna oprema, čija je konfiguracija data na slikama 3 i 4.



Slika 3 – Konfiguracija opreme za ispitivanje akviziciju i obradu podataka merenja pri sudaru vozova

To su: dvokanalni tenzometrijski pojačivač HBM MWS 3073, šestokanalni tenzometrijski pojačavač HBM KWS 6, trokomponentni davač ubrzanja PHILIPS PR 9369/10, merne trake HBM L1OY/120, induktivni davač položaja BALUFF, dinamometri za merenje sile D1–D2, MF–Niš, merni računar



Slika 4 – Zapis pri ispitivanju cisterne na sudar

HP–310/9000 i izvor stabilnog napona ISKRA 30.

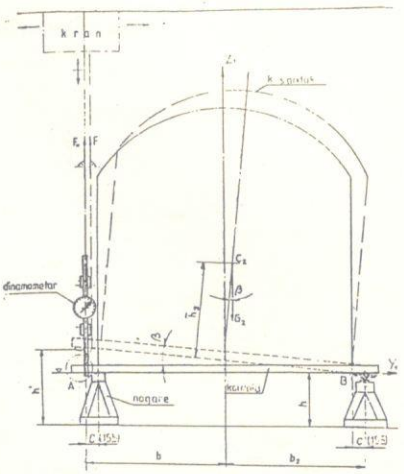
Merna instalacija za merenje napona obrazovana je iz davača (mernih traka povezanih u polumost sa dve aktivne merne trake), pojačavača (KWS-6 i KWS 3073) i registracionog uređaja – mernog računara HP 310/9000.

Merenje brzine izvedeno je merenjem vremena prolaska vagon cisterne kroz sedište nepokretnog dvača impulsa BALUFF. Iz poznatog razmaka karakterističnih tačaka sa kojih su uzeti impulsi određivana je brzina cisterne neposredno pre sudara.

Sila je merena posredstvom specijalno izrađenih davača sila D1 i D2 koji su baždareni na preciznoj hidrauličnoj presi SACK–KIESSELBACH 12500 / MF – Niš.

5. Ispitivanje kočnice

Ova ispitivanja obuhvata: ispitivanje kočnice u mestu (funkcionalnost, merenje sile na papuči, merenje pritiska u kočionom cilindru, glavnom vodu i pomoćnom rezervoaru, dinamička ispitivanja kočnice u vožnji (zaustavni put), izračunavanje procenta kočnih težina na bazi izmerenih veličina, merenje pritiska u u kočnom cilindru i glavnom vodu i merenje usporenja.



Slika 5 – Šema ispitivanja vagona za određivanja težišta

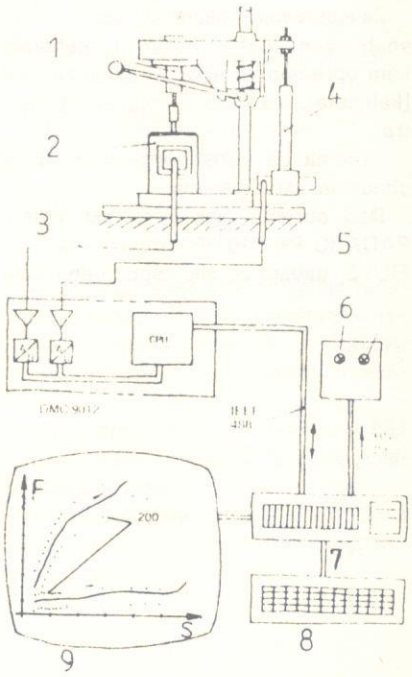
6. Ispitivanje elemenata vagona koji bitno utiču na kvalitet i sigurnost vagona u saobraćaju (kinematike i dinamike), kao što su određivanje težišta vagona, određivanje pola klaćenja vagona, određivanje koeficijenta naginjanja.

7. Ispitivanje sopstvenih frekvencija kolskog sanduka i vozila u celini

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

9. Određivanje točkovnih pritisaka i koeficijenta iskliznuća, odnosno horizontalne i vertikalne sile između točka i šine

10. Ispitivanje opreme vozila (odbojnika i vlačne spreme, prozora, prozorskih mehanizama, sedišta, vrata), sistema za grejanje i sanitarnih uređaja



Slika 6 – Principijelna konfiguracija opreme za ispitivanje elemenata železničkih vozila

Konfiguracija mernog sistema prema slici je 1.presa–cilindar; 2. davač za silu; 3. signali za silu; 4.davač pomeranja; 5. signali za pomeranje; 6. vizuelni signal reda sistema; 7. računar; 8. tastatura i 9. monitor.

11. Ispitivanje veze osnovnih delova lokomotiva (motora, menjača, kompresora, ventilatora), odnosno ispitivanje pouzdanosti vozila.

Za sva navedena ispitivanja prethodno se rade detaljni programi rada na bazi UIC standarda ili internih standarda JŽ, odnosno zahteva korisnika ispitivanja.

PROPISI

Eksperimenti – ispitivanja radi utvrđivanja nivoa kvaliteta gotovih vozila su kvazistatička. U osnovi, sadrže proveru određenih veličina datih u standardima ili određenim tehničkim uslovima.

Rezultati ispitivanja i merenja iskazuju se analitički ili grafički, odnosno obavljaju se matematičkim metodama, analiziraju i ocenjuju dobijeni rezultati iz kojih slede ocene o kvalitetu ispitivanog vozila.

OPREMA

Za ispitivanja železničkih vozila MF je snabdeven elektronskom i mehaničkom opremom u laboratorijama zavoda (kabineta), Instituta i Računskog centra.

Oprema se koristi organizovano sa obučenim stručnjacima.

Deo opreme čini: Računski sistem PACARD PK 310/900, davači ubrzanja FILIPS, davači za silu (sopstvena konstrukcija), ispitivanja na torziju (sopstvena koncepcija), ispitivanja kočnice MZT, brzinomer HASLER, akvizicija podataka (sistemi se programom) PACARD, grafički terminali TEKTRONIX, računski sistem MACRO VAX, alati za statička ispitivanja u fabrikama (za putničke vagone »Goša«, teretne MIN i odgovarajući kolosek JŽ), Za laboratorijska ispitivanja hidraulična presa sa mernom opremom.

Oprema je odgovarajuća i testirana, a MF ovlašćen za ispitivanja.

Stručni kadar kojim raspolaže MF čine: profesori, saradnici i drugo kvalifikovano osoblje koji rade u okviru Instituta. Obezbeđuje se naučni i stručni pristup ispitivanjima, analizi rezultata i oceni kvaliteta vozila.

REFERENTNA LISTA

Preko Instituta MF u periodu od 1988. do 1990. godine obavljana su ispitivanja i dati izveštaji o ispitivanju železničkih vozila, i to:

– Ispitivanje mirnoće hoda drezine DHD – 200, oktobar 1988. g.

– Ispitivanje na sudar četvoroosovinske vagon cisterne za prevoz amonijaka V = 87m^3, decembar 1988. g.

– Ispitivanje troosovinskog vagona za prevoz automobila (mirnoća hoda, bočne sile, ubrzanja. . .), juni 1989. g.

– Ispitivanje karakteristika gumenih elemenata za vučnu opremu, april 1990. g.

– Ispitivanje odbojnika, 1990. g.

– Dinamička ispitivanja vagona i lokomotiva pri prelazu preko skretnice, 1990. g.

LITERATURA

1. M. Nenadović: Matematička obrada podataka dobijenih merenjem, SANU–OTN, 1988, Beogrd
2. Dr R. Bogdanović: Eksperiment kao uslov za postizanje kvaliteta proizvoda, »Stručni bilten 28/87«
3. MF (MIN): Izveštaji o ispitivanju kočnice – 1989; dresine – 1988; na sudar cisterni – 1988.
4. Standardi; JŽS, JUS, UIC (ORE)
5. Informacije firmi: HEB BEK, DATRON, HB
6. Institut »Goša« – FŠV: Izveštaji o ispitivanju putničkih vagona
7. Dr B. Ristić: Metrologija, Univerzitet u Nišu, Niš, 1981.

(Adresa: dr Rančel BOGDANOVIĆ, docent i dr. Stojadin STOJIČIĆ, redovni profesor Mašinskog fakulteta u Nišu)

Prilog izračunavanju pouzdanosti kočnice železničkog vozila

Milutin MILOVANOVIĆ, dipl. inž.

UVOD

Efektivnost sistema u mašinstvu definiše se kao verovatnoća da će sistem po puštanju u rad odnosno posle stupanja u dejstvo uspešno obavljati funkciju kriterijuma i prilagoditi se datim uslovima u predviđenom vremenu.

Efektivnost sistema se može predstaviti funkcijom

$$E_{s\,(t)} = G_{(t)} + R_{(t)} + F_p$$

Veličina funkcije efektivnosti nalazi se u granicama $0 \leqslant E_s \leqslant 1$

Iz funkcije kojom je predstavljena efektivnost sistema zaključuje se da su osnovne komponente efektivnosti:

G – gotovost sistema,

R – pouzdanost sistema,

F_p – funkcionalna podobnost sistema.

Gotovost sistema predstavlja verovatnoću da će sistem uspešno obavljati funkciju kriterijuma u granicama dozvoljenih odstupanja i projektovanom vremenu trajanja u datim uslovima okoline.

Pouzdanost sistema predstavlja verovatnoću da će sistem uspešno vršiti funkciju kriterijuma u granicama dozvoljenih odstupanja i projektovanom vremenu trajanja u datim uslovima okoline.

Funkcionalna podobnost sistema predstavlja sposobnost sistema za prilagođavanje uslovima okoline u projektovanom vremenu rada i podlogu za ocenu fleksibilnosti sistema.

Komponente funkcije efektivnosti, gotovost *(G)* i pouzdanost *(R)* su promenljive veličine u vremenu i kreću se u granicama od 0 do 1, a komponenta funkcionalne podobnosti (F_p) je nepromenljiva veličina u vremenu. Ona zavisi od kvaliteta projektovanja, te može biti bitno različita od sistema do sistema, čak kad su sistemi i iste namene. Naravno, veličina i ove komponente nije veća od 1.

Ukoliko se pođe od osnovne statističke jednačine

$$F_{(t)} + R_{(t)} = 1$$

diferenciranjem ovog izraza dobija se

$$\frac{dF_{(t)}}{dt} + \frac{dF_{(t)}}{dt} = 0, \text{ gde je}$$

$$\frac{dF_{(t)}}{dt} = f_{(t)}\, a \qquad \frac{dR_{(t)}}{dt} = p_{(t)}$$

$f_{(t)}$ – predstavlja diferencijalnu funkciju raspodele ili funkciju gustine verovatnoće pojava intervala u otkazu –Funkcija gustine pojava stanja u otkazu.

$p_{(t)}$ – predstavlja verovatnoću bez otkaznog rada – Funkcija gustine pojava stanja u radu.

Funkcija gustine pojava u otkazu u slučaju neprekidnih promena dobija konačni izraz

$$f_{(t)} = \frac{dF_{(t)}}{dt}$$

a u slučaju prekidnih promena

$$f_{(t)} = \frac{N}{n \cdot \Delta t} \Big|\ \text{pojava } S^{-1}\ \Big|$$

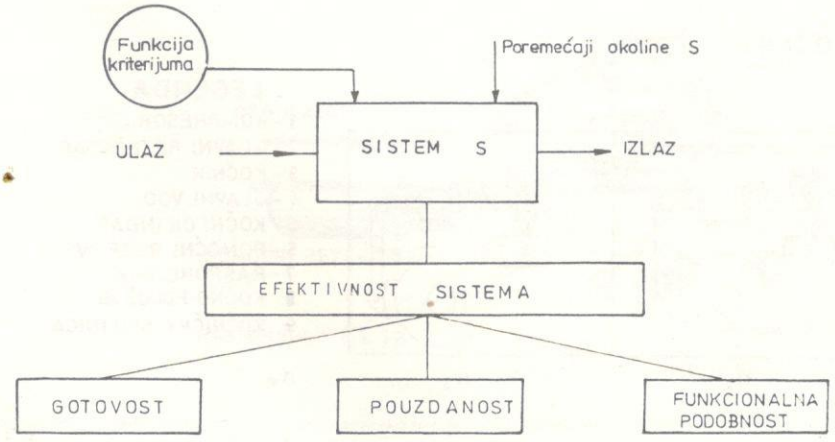
odnosno za slučaj kumulativne funkcije

$$F_{(t)} = \frac{N}{n}$$

Funkcija gustine pojava stanja u radu za slučaj neprekidnih promena dobija se na osnovu

$$P_{(t)} = \frac{dR_{(t)}}{dt}$$

Šematski prikaz efektivnosti sistema



Za slučaj prekidnih promena

$$P_{(t)} = \frac{n-N}{n} \mid \text{pojava } S^{-1} \mid$$

Kumulativna funkcija za slučaj neprekidnih promena je

$$R_{(t)} = \int_0^{t_1} p_{(t)}\, dt$$

a za slučaj prekidnih promena

$$R_{(t)} = \frac{n-N}{n} = 1 - \frac{N}{n}, \text{ gde je:}$$

$(n-N)$ – ukupan broj stanja u radu u trenutku posmatranja sistema,

n – ukupan broj stanja u sistemu u trenutku $t = o$,

N – ukupan broj neispravnih elemenata, odnosno stanja u otkazu u trenutku posmatranja.

Kumulativna funkcija bez otkaznog rada (R_t) predstavlja komponentu pouzdanosti u modelu efektivnosti sistema.

S obzirom da sistemi u mašinstvu predstavljaju skupove elemenata i uspostavljenih funkcionalnih relacija između njih i njihovih karakteristika povezanih međusobno u celinu sa ciljem obavljanja korisnog rada, komponenta pouzdanosti sistema biće predstavljena na primeru produžne vazdušne kočnice vagona odnosno voza. Kao primer uzeće se vazdušna kočnica četvoroosovinskog teretnog vagona, odnosno voza sastavljenog od p teretnih vagona i vučnog vozila – lokomotive. Prikaz će obuhvatiti globalni proračun pouzdanosti $R_{(t)}$, što znači da se u okviru kočnice jednih kola neće razmatrati pojedinačna pouzdanost uređaja kočnice –čvorova.

I. VAZDUŠNA PRODUŽNA KOČNICA VOZA SASTAVLJENOG OD P_n ČETVOROOSOVINSKIH VAGONA I LOKOMOTIVE

Na slici 2. dat je šematski prikaz kočnice voza. Kompresor, glavni rezervoar i kočnik, pozicije 1, 2 i 3, nalaze se na lokomotivi i pripadaju funkciji vazdušne kočnice celog voza. Zato će se ove pozicije – elementi posmatrati kao posebni čvorovi u vezi i obeležiće se kao čvorovi 1, 2 i 3. Kočnica lokomotive posmatraće se kao i kočnica vagona i obeležiće se sa n, a kočnice pojedinih kola u vozu sa $n_1 \ldots\ldots n_n$.

Struktura sistema ove kočnice po vezi i funkciji može se predstaviti kao **redovna veza čvorova.**

Čvorovi 1, 2 i 3 mogu se u ovoj rednoj vezi tretirati kao jedan čvor.

Karakteristika redne veze čvorova sistema jeste, da je funkcija sistema uslovljena funkcionisanjem, u granicama dozvoljenih odstupanja, svih čvorova u sistemu. Stoga bi i pouzdanost ovakvog redno vezanog sistema bila jednaka:

$$R_s = R_n \cdot R_m \cdot R_{n1} \cdot R_{n2} \cdot R_{n3} \ldots R_{nn} < 1$$

Funkcija kriterijuma – cilja ovoga sistema je da u svakom trenutku kretanja voza omogući kočenje na takvom zaustavnom putu kojim se uvek ostvaruje **potrebna kočna težina***).

Potrebna kočna težina

$$PKT = \frac{Q+L}{100} \cdot P\,[t]$$

$Q+L$ – ukupna težina voza uključujući i lokomotivu

$P\%$ – procenat kočne težine koji se utvrđuje na bazi postignutog zaustavnog puta i eksperimentalno utvrđenih dijagrama

Stvarna kočna težina

$$SKT = \sum B\,[t]$$

B – kočna težina pojedinačnog vozila, izračunava se:

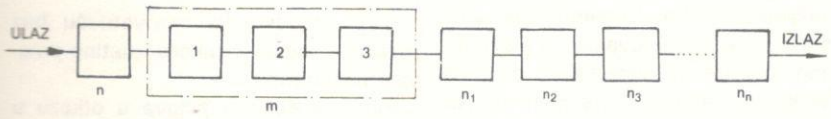
$$a)\ B = F_p \cdot n \cdot \varphi \cdot \frac{10}{7} t$$

F_p – kočna sila po jednoj papuči

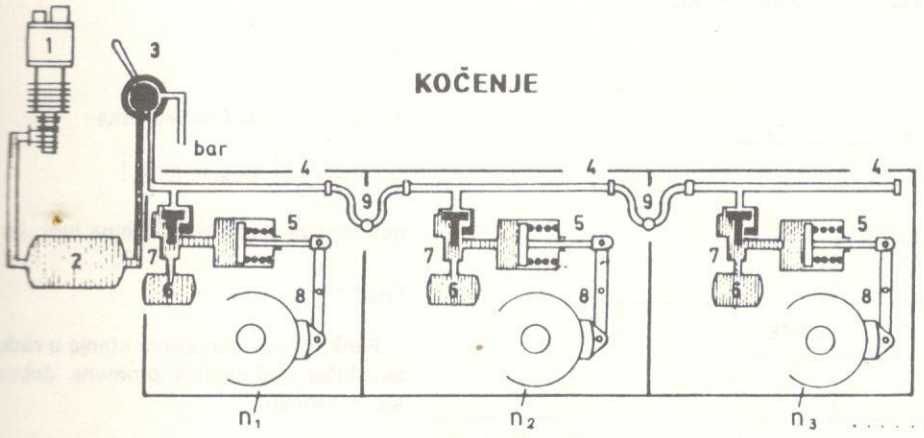
n – broj kočnih papuča

φ – kočni koeficijent

*) Kočna težina predstavlja izraz »snage« kočnice i znači efikasnost kočenja vozila (tovarenog ili praznog), a izražava se u (t) i ispisuje na svako železničko vozilo



Slika 1.



Slika 2

$\frac{10}{7}$ – eksperimentalno utvrđen broj

b) $B = \frac{Q \cdot P}{100}$ [t]

Q – težina vozila

$P\%$ – procenat kočne težine

Procenat kočne težine $P\%$ utvrđuje se na bazi eksperimentalno izmerenog zaustavnog puta i brzine iz koje se izvodilo kočenje. *SKT* voza mora uvek biti ⩾ od *PKT*.

U slučaju da je *SKT* (stvarna kočna težina) voza jednaka potrebnoj kočnoj težini *(PKT)*, onda se radi utvrđivanja pouzdanosti vazdušne kočnice voza sistem mora isključivo posmatrati kao **redno vezani sistem čvorova** (slika 1).

U slučaju da je *SKT* veće od *PKT* za procentualni odnos $\frac{SKT}{PKT} \times 100$ [%] pouzdanost sistema neće biti ugrožena i ako se broj kočnica (čvorova) procentualno ravan višku *SKT* u odnosu na *PKT* nađe u otkazu.

Znači da u slučaju kada je *SKT* > *PKT* za na primer *30%*, može se *30% + 1* čvorova iz prethodne redne veze čvorova staviti u paralelnu vezu i tada struktura sistema kočnice voza može biti predstavljena kao kompleksno redno paralelna veza čvorova.

U paralelnoj vezi čvorova ne mogu se naći čvorovi 1, 2 i 3 odnosno (m).

Sada pouzdanost izgleda

$$R_{(t)} = R_n \cdot R_m \cdot R_{n1} \cdot R_{n2} \cdot [1-(1 - R_{n3})(1-R_{n4})(1-R_{n5})(1-R_{n6})] \cdot R_{n7} \cdot R_{n8} \cdot R_{nn} > 1$$

Pouzdanost sistema je veća ukoliko se veći broj čvorova može vezati u paralelnu vezu.

II. VAZDUŠNA PRODUŽNA KOČNICA ČETVOROOSOVINSKOG TERETNOG VAGONA

Na slici 4. data je šema veza uređaja vazdušne kočnice jednog četvoroosovinskog teretnog vagona.

Bitni uticajni elementi kočnice za pouzdanost, pa samim tim i za efektivnost sistema kočnice vagona, koji se smatraju i čvorovima sistema, obeleženi su brojevima od 1 do 11 i dati u legendi slike 4.

Ovakav sistem, s obzirom na veze i funkciju elemenata – čvorova, može se posmatrati samo kao redna veza čvorova i predstaviti se kao na slici 6.

Pouzdanost ovako vezanog sistema, odnosno pouzdanost ove kočnice bila bi:

$$R_s = R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 \ldots . R_{11}$$

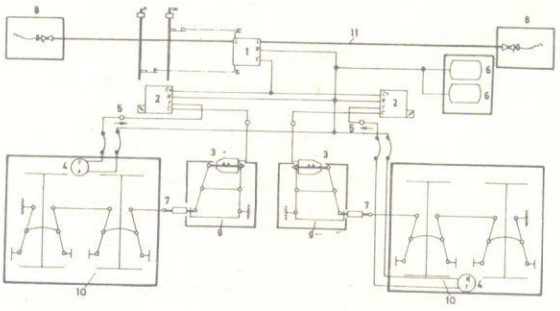
Redna veza čvorova sistema je, po pravilu, nepovoljna veza s aspekta pouzdanosti. Otkaz jednog elementa –čvora znači i otkaz sistema.

U ovom slučaju apsolutno se potvrđuje teorijska postavka ovakve veze.

Otkazivanje odnosno dovođenje u stanje otkaza bilo kog elementa od 1 do 11 dovodi sistem kočnice u stanje otkaza, odnosno sistem neće moći da ispuni funkciju kriterijuma – cilja.

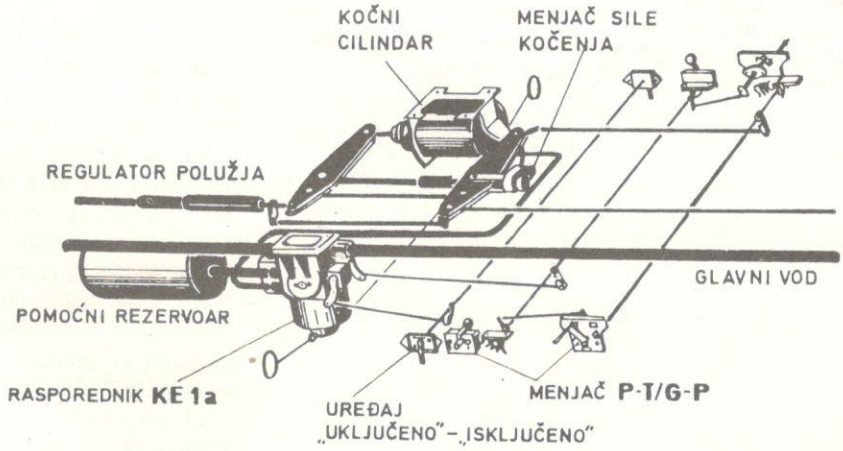
Ipak, unapred donešen zaključak da je pouzdanost ovog sistema odnosno ove kočnice mala, s obzirom na ostvarenu vezu, bio bi pogrešan.

ŠEMA VAZDUŠNE KOČNICE 4 OSOVINSKIH TERETNIH KOLA SA AUTOMATSKOM KONTINUALNOM PROMENOM SILE KOČENJA U ZAVISNOSTI OD OPTEREĆENJA - G·P·A

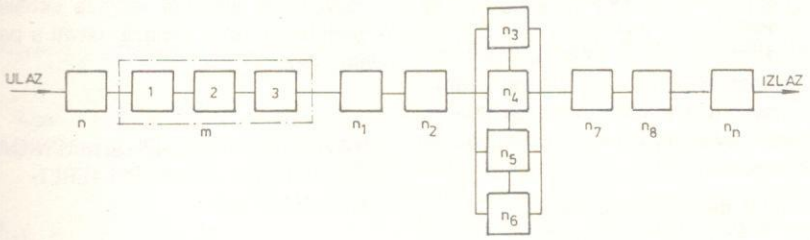


LEGENDA:
1 - RASPOREDNIK
2 - VENTIL ZA PROMENU PRITISKA
3 - KOČNI CILINDAR
4 - MERNI VENTIL
5 - KONTROLNI VENTIL
6 - POMOĆNI REZERVOAR
7 - REGULATOR KOČNOG POLUŽJA
8 - KOČNIČKA SPOJNICA
9 - KOČNO POLUŽJE CILINDRA
10 - KOČNO POLUŽJE U OKRETNOM POSTOLJU
11 - GLAVNI VAZDUŠNI VOD

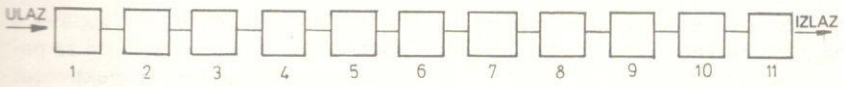
Slika 3



Slika 4 – Šema vazdušne kočnice četvoroosovinskih teretnih kola sa automatskom kontinualnom promenom sile kočenja u zavisnosti od opterećenja – G.P.A.



Slika 5.



Slika 6.

Pojedinačna pouzdanost svakog čvora sistema je vrlo visoka, odnosno rad bez otkaza uz dopuštena odstupanja je dosta visok.

Analiza pojedinačne pouzdanosti svakog elementa, posebno koja ovde neće biti izvođena, je kompleksno pitanje i svaki čvor za sebe morao bi biti predstavljen kompleksnom redno paralelnom vezom uticajnih elemenata –čvorova.

Kako pojedini elementi – čvorovi vazdušne kočnice žel. vozila utiču na pouzdanost sistema?

Na primer: Kočnička spojnica (čvor 8) i glavni vazdušni vod (čvor 11) imaju kao funkciju cilja da obezbede »potpunu« zaptivenost i prohodnost vazduha pod pritiskom. Pod potpunom zaptivenošću podrazumeva se zaptivenost koja omogućuje pad pritiska u glavnom vazdušnom vodu ne veći od 0,1 bar za 10 minuta. Ali u ovom slučaju element – čvor sistema neće se smatrati u otkazu iako mu je zaptivenost takva da je pad pritiska vazduha u glavnom vazdušnom vodu veći od 0,1 bar za 10 minuta. Odnosno, čvorovi 8 i 11 neće se smatrati u otkazu sve dotle dok pad pritiska vazduha u glavnom vodu, koji je izazvan lošom zaptivenošću, može u potrebnom vremenskom periodu da svojim radom nadoknadi kompresorsko postrojenje.

U momentu kada kompresor ne može više u potrebnom vremenu da nadomešta izgubljeni vazduh pod potrebnim pritiskom (5 bara), elementi 8 ili 11 smatraju se u otkazu, a time je i sistem odnosno kočnica u otkazu.

Slična analiza uticaja na pouzdanost sistema odnosi se i na kočno polužje cilindra (9), okretnog postolja (10) ili pomoćnih rezervoara (6).

Na primer: Funkcija cilja kočnog polužja je da silu koja je ostvarena u kočnom cilindru prenese na točak i pri tome je uveća za prenosni odnos polužja, ali i što manje umanji svojim stepenom iskorišćenja. Koeficijent iskorišćenja kočnog polužja uzima se kao = 0,9 i sa njim se računa ostvarenje funkcije cilja sistema. U praksi je on često dosta manji, u zavisnosti od raznih faktora okoline, nege itd. Ali smanjenjem ovog parametra sve do mere u kojoj se još prenosi sila ne znači da je sistem u otkazu. U ovom slučaju on samo nedovoljno ostvaruje funkciju kriterijuma.

Pojedinačne pouzdanosti čvorova u sistemu ovakve kočnice vozila vrlo su visoke. Naravno, one su utvrđene na bazi statističkih metoda i izgledale bi ovako:

Pojedinačne pouzdanosti:

$R_{6, 8, 9, 10, 11} = 0{,}9999$
$R_{1, 2, 3, 4} = 0{,}9988$
$R_{5, 7} = 0{,}99$

Pouzdanost kočnice iznosila bi:

$$R_s = R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 \cdot R_4 \ldots . R_n$$
$$R_s = 0{,}9999^5 \cdot 0{,}9988^4 \cdot 0{,}9900^2$$
$$R_s = 0{,}9995 \cdot 0{,}9952 \cdot 0{,}9801$$
$$R_s = 0{,}9710$$

Pouzdanost voza

Vratimo se na redno paralelnu vezu sistema kočnice voza i pouzdanost

$$s = \frac{R_n \cdot R_m \cdot R_{n1} \cdot R_{n2} [1 - (1 - R_{n3}) (1 - R_{nn}) (1 - R_{n5}) (1 - R_{n6})] \cdot R_{n7} \cdot R_{n8} \cdot R_{nn}}$$

Pod pretpostavkom da je voz sklopljen od 10 kola i da 3 vagona mogu biti nekočena, pouzdanost izgleda ovako:

$$R_n = 0{,}9710$$
$$R_m = R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 = 0{,}9999^3 = 0{,}9997$$
$$R_s = R_n^6 \cdot R_m [1 - (1 - R_n)^4]$$
$$R_s = 0{,}9710^6 \cdot 0{,}9997 [1 - (1 - 0{,}9710)^4]$$
$$R_s = 0{,}8381 \cdot 0{,}9997 \cdot [1 - (0{,}029)^4]$$
$$R_s = 0{,}8381 \cdot 0{,}9987 \cdot 0{,}9999$$
$$R_s = 0{,}8338$$

(Adresa: Milutin MILOVANOVIĆ, dipl. inž., Institut »Kirilo Savić«, Beograd)

Direktna elektropneumatska kočnica za Dizel motorni voz 712/714/716

UDK 621.2–833.6:625.23:621.337.52(084)

Nikola STOJKOV, dipl. maš. Inž.
Zoran ZDRAVKOVSKI, dipl. maš. Inž

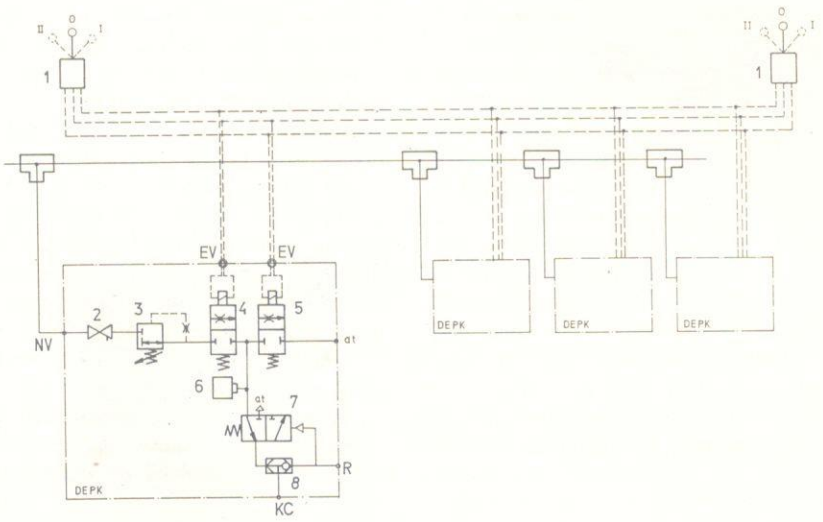
UVOD

Povećanjem brzine železničkih putničkih vozila ukazuje se potreba za ugradnjom sve većeg broja uređaja.

Uređaji su ugrađivani na klasičan način, sa donje strane kolskog sanduka.

»Metalski Zavod Tito« analizirajući rešenja drugih proizvođača, izradio je dva tipa pneumatskih blokova kod kojih jedan je ugrađen na »Z« – kola, a drugi na kolima za prigradski promet.

Na osnovu ovog iskustva izrađen je i pneumatski blok uređaja t.z. DEPK – Direktna Elektro Pneumatska Kočnica za dizel motorni voz (DMV) 712/714/716 koji se opisuje u ovom radu.



Slika 1

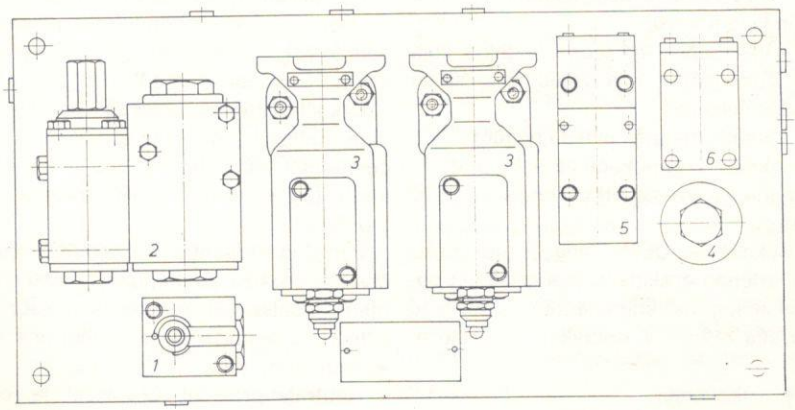
Povećanjem broja uređaja adekvatno je rastao i broj međusobnih cevnih veza. Pri ugradnji i eksploataciji pojavljivali su se problemi. Veći broj aparata bilo je sve teže smestiti a da se pri tome osigura dovoljan prostor za nadzor i intervenciju u toku eksploatacije. Veliki broj cevnih spojeva bio je potencijalni izvor kvarova usled popuštanja spoja, t.j. pojave nezaptivenosti.

Radi rešavanja navedenih problema izvršena je koncentracija pneumatskih kočnih uređaja na jednom mestu, u obliku pneumatskog bloka. Na taj način olakšan je nadzor i pristup uređajima.

OPIS UREĐAJA

Na DMV, serije 712/714/716 ugrađena je automatsko-pneumatska kočnica sistema KNORR i određeni broj kola sa kočnicom OERLIKON. Esploatacija ovog prevoznog sredstva ukazuje na potrebu za ugradnjom dopunske kočnice, s obzirom da ima samo jedan tip kočnice. Kako najpogodniju preporučujemo DEPK.

Svi uređaji smešteni su na jednom mestu, u sanduk, pričvršćen sa donje strane kola. U sanduku se nalazi ploča na koju su sa prednje strane pričvršćeni uređaji koji čine DEPK. Veza između uređaja ostvarena je otvorima izrađenim u siluminskoj ploči. Sa zadnje strane izvedeni su priključci za povezivanje sa pneumatskom instalacijom kola.

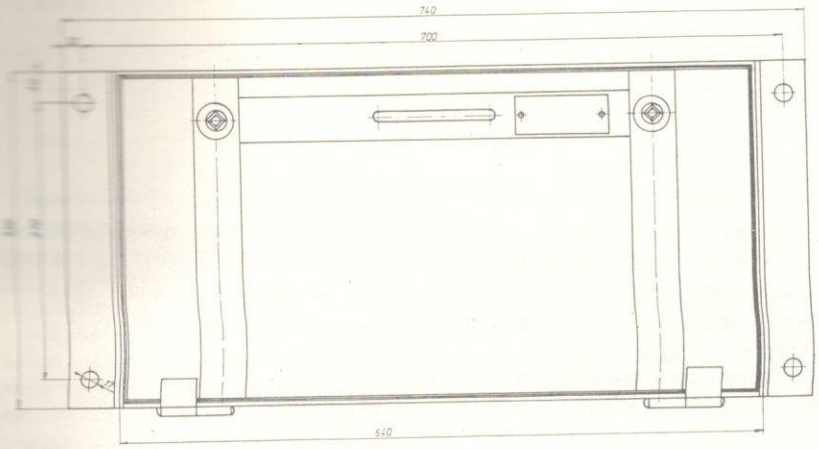


Slika 2

Tako izrađena ploča, sa montiranim uređajima učvršćuje se pomoću četiri vijka u sanduk.

Sanduk, kao celinu, moguće je ispitati u radionici, na probnom stolu.

Sa zadnje strane, pomoću VEBEO priključaka, vrši se povezivanje sa napojnim vodom (NV) kočnim cilindrima



Slika 3

(KC) i rasporednikom (R) – Takođe, pomoću dve uvodnice vrši se povezivanje sa električnom instalacijom DMV-a.

Pneumatski sanduk vezuje se na kola pomoću četiri vijka, zatim vrši se povezivanje cevne i električne instalacije.

Pneumatski sanduk je zaštićen od spoljnih uticaja (prljavština, atmosferskih padavina i slično).

RUKOVANJE SA DEPK

Prednosti koje se postižu ugradnjom DEPK su sledeće:

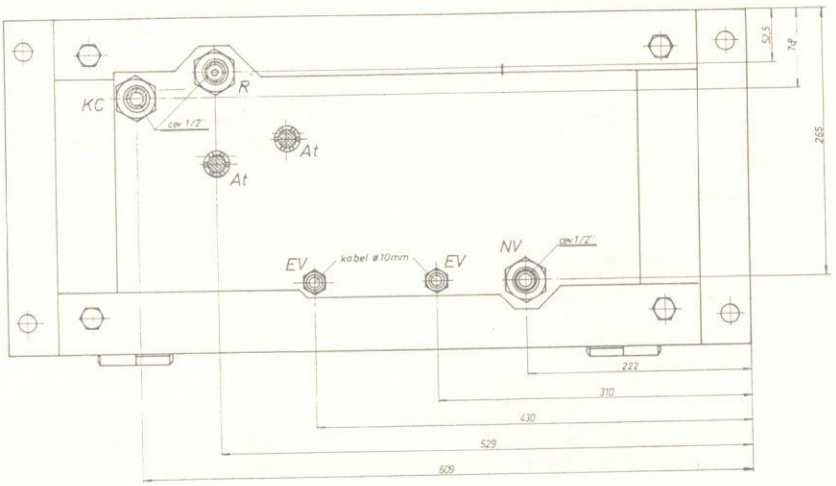
- direktno kočenje svih kola u vozu;
- istovremeno dejstvovanje kočnica svih kola u vozu;
- voz dobija još jednu kočnicu koja sa postojećom ima zajedničke samo kočne cilindre;
- manje habanja diska i papuča;
- kraće vreme kočenja – 3 – 5 sek;
- manje vreme otkočivanja – 8 – 10 sek;

Rukovanje DEPK moguće je preko električnog prekidača (kočnika) (1) postavljenog na komandnom pultu, kod vozača 712 i 714. Kočnik ima tri položaja:

I – kočenje;
O – neutralni položaj
II – otkočivanje;

Postavljanjem kočnika 1 položaj I, elektroventil (4) dobija električni impuls, pri čemu se upušta vazduh iz napojnog voda (NV) preko 3/2 razvodnog ventila (7) i duplo povratnog ventila (9), u kočni cilindar (KC).

Na taj način se koči. Visina max. pritiska u KC ograničava se pomoću reduktora pritiska RP2 (3).



Slika 4

Postavljanjem kočnika u položaj »O«, prekida se električni impuls ka elektroventilu (4), i pored toga, još vlada pritisak u KC u visini 0,38 MPa.

Otkočivanje se postiže postavljanjem ručice kočnika (1) u položaj II pri čemu električni impuls dobija elektro ventil (5), a vazduh iz KC izlazi u atmosferu.

Potrebni stepeni zakočenosti i otkočivanja postižu se impulsnim aktiviranjem kočnika (1), a pritisak u kočnim cilindrima reguliše se manometrima na komandnom pultu.

Neutralni-prekidni O-položaj je osnovni položaj kočnika (1) u koji se automatski vraća iz ostalih položaja i zadržava postignuti stepen zakočenosti, odnosno otkočenosti, u tom momentu.

Pri normalnoj vožnji, i korišćenju DEPK ručica kočnika automatske kočnice treba stajati u položaju »vožnja«, a pritisak u glavnom vodu kod automatske kočnice ostaje na istom nivou 0,5 MPa. Na taj način automatska kočnica je uvek spremna za dejstvo.

U slučaju kada kočimo automatskom kočnicom vazduh iz rasporednika (R) istovremeno prekida vezu između elektroventila (4) i (5) i KC pomoću 3/2 razvodnog ventila (7) a preko duplo povratnog ventila ide u KC.

U slučaju kvara nekog aparata, ugrađenog u sanduk DEPK, isključuje se slavina (2) pri čemu se kočenje može vršiti samo sa automatskom kočnicom.

Za izbegavanje vuče zakočenog voza predviđena je zaštita sa isključivanjem »vuče« i svođenje motorra na prazni hod pri porastu pritiska u KC iznad predviđenog nivoa.

ZAKLJUČAK

Koncentracija uređaja na jednom mestu i njihova ugradnja u zaštićenom prostoru pokazala je dosta prednosti u odnosu na raniju ugradnju. Uređaji su zaštićeni od vlage, nečistoće, niskih temperatura i mehaničkih oštećenja, što osetno smanjuje broj kvarova.

Neispravan aparat brzo i lako se zamenjuje, bez demontiranja susednih uređaja. U slučaju nemogućnosti dijagnosticiranja kvara, celi pneumatski sanduk lako i relativno brzo zamenjuje se novim.

(Adresa: Nikola STOJKOV, dipl. inž. i Zoran ZDRAVKOVSKI, dipl. inž., MZT DOO »Sopiračka oprema« – Skopje)

Kočnica za 200 km/h

UDK 621.337.5:625.23:656.222.1

Nikola STOJKOV, dipl. inž.

Jedinstveno evropsko tržište, radi podmirivanja sve većih transportnih usluga, traži brzo, udobno, jeftino i da ne zagađuje životnu sredinu, prevozno sredstvo. Najviše mogućnosti za to ima železnica, ali pod uslovom da poveća brzine t.j. da razvije železničke mreže za saobraćaj vozova velikih brzina. Veći broj evropskih zemalja, paralelno sa izgradnjom železničke mreže za saobraćaj vozova velikih brzina, projektovali su, izgradili i uveli u saobraćaj odgovarajuća vozila. Tako na primer: U Francuskoj »TGV« vozovi voze sa 300 km/h u SR Nemačkoj »ICE« vozovi voze brzinom 250 km/h, u Velikoj Britaniji IC-vozovi voze 225 km/h, u Italiji voz Pendolino« juri 250 km/h i u Austriji vozovi »2000« predviđani su za 200 km/h. U ovom konceptu razvoja saobraćaja za vozove velikih brzina JŽ bi morala da se uklopi kako da bar jedna od magistralnih pruga prolazi kroz Jugoslaviju i povezujući zapadnu i severnu Evropu sa Bliskim istokom i Afrikom.

Uvođenjem u saobraćaj vozova velikih brzina najveća ušteda je u vremenu koje u proseku iznosi jednu polovinu od sadašnjeg, a kao rezultat povećanja komercijalne brzine vozova, vazdušni transprot dobija ozbiljnog konkurenta sa znatno nižim cenama i većim stepenom udobrnosti. Vozila i vozovi za velike brzine opremljeni su najsavremenijim uređajima: elektronskim računarima, telefonskim aparatima, televizorima, klimatizacijom i slikama kako bi se povećao komfor i zadovoljili sve veći prohtevi putnika.

Gradnja i saobraćaj vozila i pruga velikih brzina postavlja posebne zahteve i koncepciji sistema kočenja.

Međunarodna unija UIC preko svoje potkomisije za kočnice izdala je objavu UIC 546, kojom se propisuju uslovi koje mora ispunjavati kočna oprema za brzine do 200 km/h.

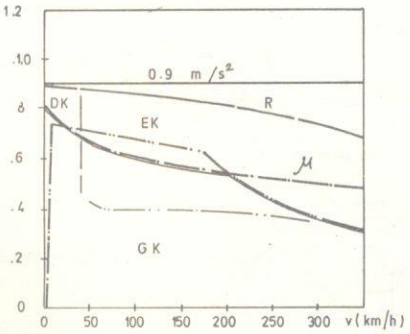
Koncept kočenja kod vozova velikih brzina bazira se na delovanju više tipova kočnica:

1. **Dinamičke**
   A Generatorske
   A1 na principu rekuperacije
   A2 na principu otpornika
   A3 sa vrtlažnim strujama
   B. Hidrodinamičke
2. **Magnetne kočnice**
   2.1. Sa elektromagnetima
   2.2. Sa stalnim magnetima
3. **Kočnice sa trenjem**
   3.1. Disk kočnice. . . . .

Rad svih kočnica međusobno je usaglašen i povezan automatskom kontrolom i regulacijom tako da redovni zaustavnitevi odgovaraju usporenjima prihvatljivim za putnike, a koja se kreću u granicama 0,7–0,9 m/sek². Kod brzih kočenja dozvoljena usporenja kreću se između 1,2–1,5 m/sek²

Na dijagramu (1) prikazano je međusobno delovanje kočnice za usporenja od 0,9 m/sek².

Za vozove koji voze brzinom do 200 km/h moraju imati pored disk kočnice i elektromagnetnu kočnicu.



LEGENDA:
GK – generatorska kočnica
DK – disk kičnica
EK – elektrodinamička kočnica
R – otpor vozila
μ – linija koeficijenta trenja za kočnice

Slika 1 — Delovanje kočnice za srednje usporenje od 0,9 m/s² (ICE)

ELEKTROMAGNETNA KOČNICA

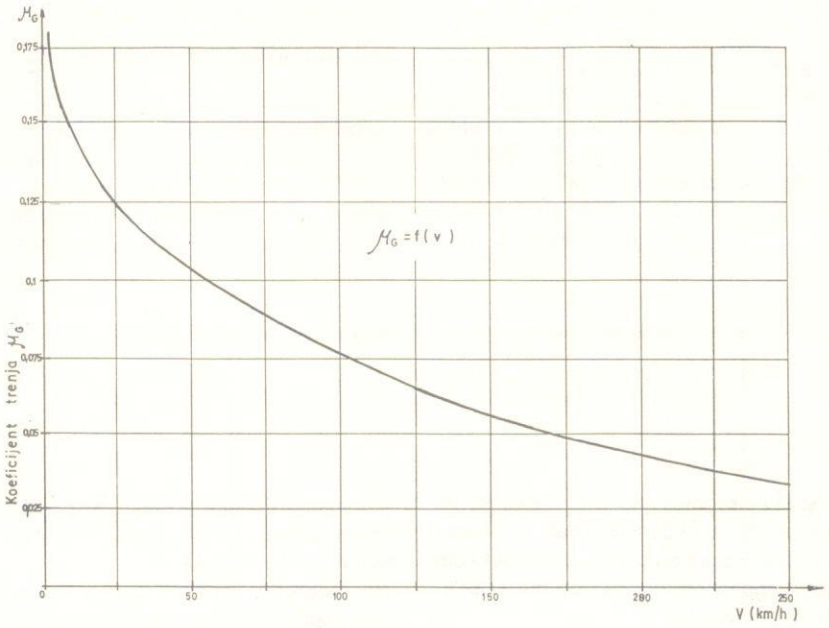
Elektromagnetna kočnica je dodatna kočnica pneumatskoj i služi za sigurnije kočenje šinskih vozila kod visokih brzina, a koristi se samo kod »brzih kočenja«.

Kočna sila elektromagnetne kočnice nastaje usled trenja između elektromagneta i šine. elektromagnetna kočnica je nezavisna od koeficijenta trenja između točka i šine, čime se omogućava povećanje maksimalne brzine na 300 km/h, a pri istim kočnim uslovima kao za brzine od 140 km/h. Kočna sila elektro magnetne kočnice zavisna je od brzine vozila, pa zbog toga je poželjno isključiti ova kočnicu u oblasti ispod 50 km/h. Koeficijent trenja elektro magnetne kočnice dat je na dijagramu 2.

Električna energija za pobudu elektromagneta dobija se od baterije vozila. (24V i C-ca 43A).

Trajnost elektromagneta do granice istrošenja je c-ca 2000 km/h 2600 brzih kočenja do zaustavljanja sa brzinom od 200 km/h.

Dejstvo elektromagneta na šinu (trenje) poboljšava adheziju točak-šina.



Slika 2 – Koeficijent elektromogneta i šine

USLOVI ZA FUNKCIONISANJE ELEKTROMAGNETNE KOČNICE

Da bi funkcionisala EMK potrebno je:

3.1. Da je uključen menjač U/I

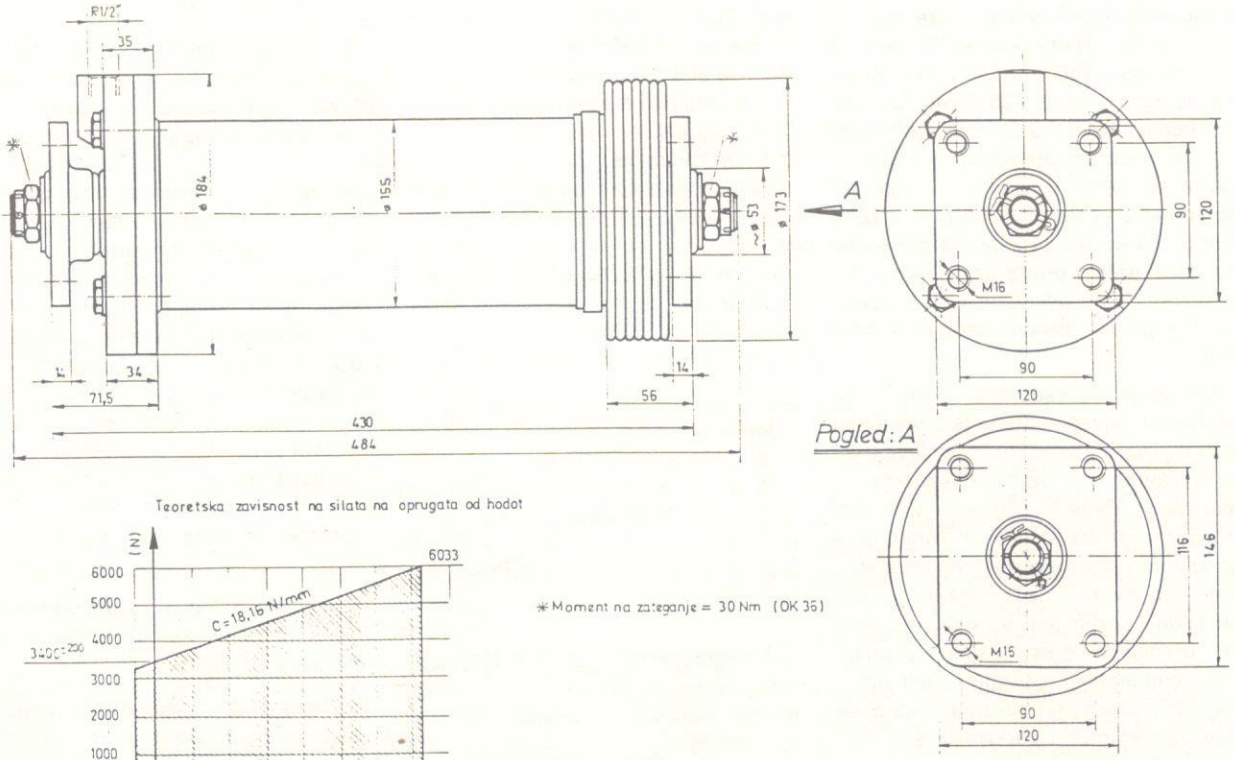
3.2. Da je uključen menjač P/R/R+ +Mg) u položaju R+Mg

3.3. Da je zavedeno »brzo kočenje«

3.4. Da je brzina vožnje veća od 50 km/h

OPIS FUNKCIJE

Da bi se aktivirala EMK potrebno je da su obezbeđeni svi uslovi (3.1–3.4). Zavođenjem režima »brzo kočenje« pritisak u glavnom vodu brzo opada. Kada pritisak padne ispod 3,2 bari mikroprekidač 80 (vidi slika 3) daje impuls elektroventilima (52) koji preko elektronike za protivkliznu zaštitu dobijaju impuls za brzinu V > 50 km/h, time se zatvara strujni krug i upušta vazduh u cilindre (56) za spuštanje elektromagneta (60). Kada pritisak vazduha u cilindrima (56) poraste na vrednost 4,5 bari (dovoljan da se elektromagneti priljube uz šinu (mikroprekidači (75) zatvoriće strujni krug čime se na elektromagnete dovodi struja sa velikom amperažom. Time se zatvara elektro magnetni krug elektromagnet-šina i proces El elektromagnetnog kočenja deluje punim intenzitetom. Sila kojom se elektromagnet drži za šinu zavisna je od dužine elektromagneta, jačine struje napona struje, broja navojaka u elektromagnetu i kvaliteta kliznih delova elektromagneta. Ako se u toku elektromagnetnog kočenja prekine bilo koji od potrebnih-promenljivih uslova:



Slika 3 – Cilindar ∅125 x 145^{+10}

– brzina > 50 km/h

– pritisak u glavnom vodu < 3,2 bari/ prekinuće se i strujni krug elektromagneta, elektroventili (52) prekidaju dovod vazduha u cilindre, a istovremeno vazduh iz cilindre (56) prazni se u atmosferu. Opruge u cilindrima podižu elektromagnete sa šina u gornji viseći položaj.

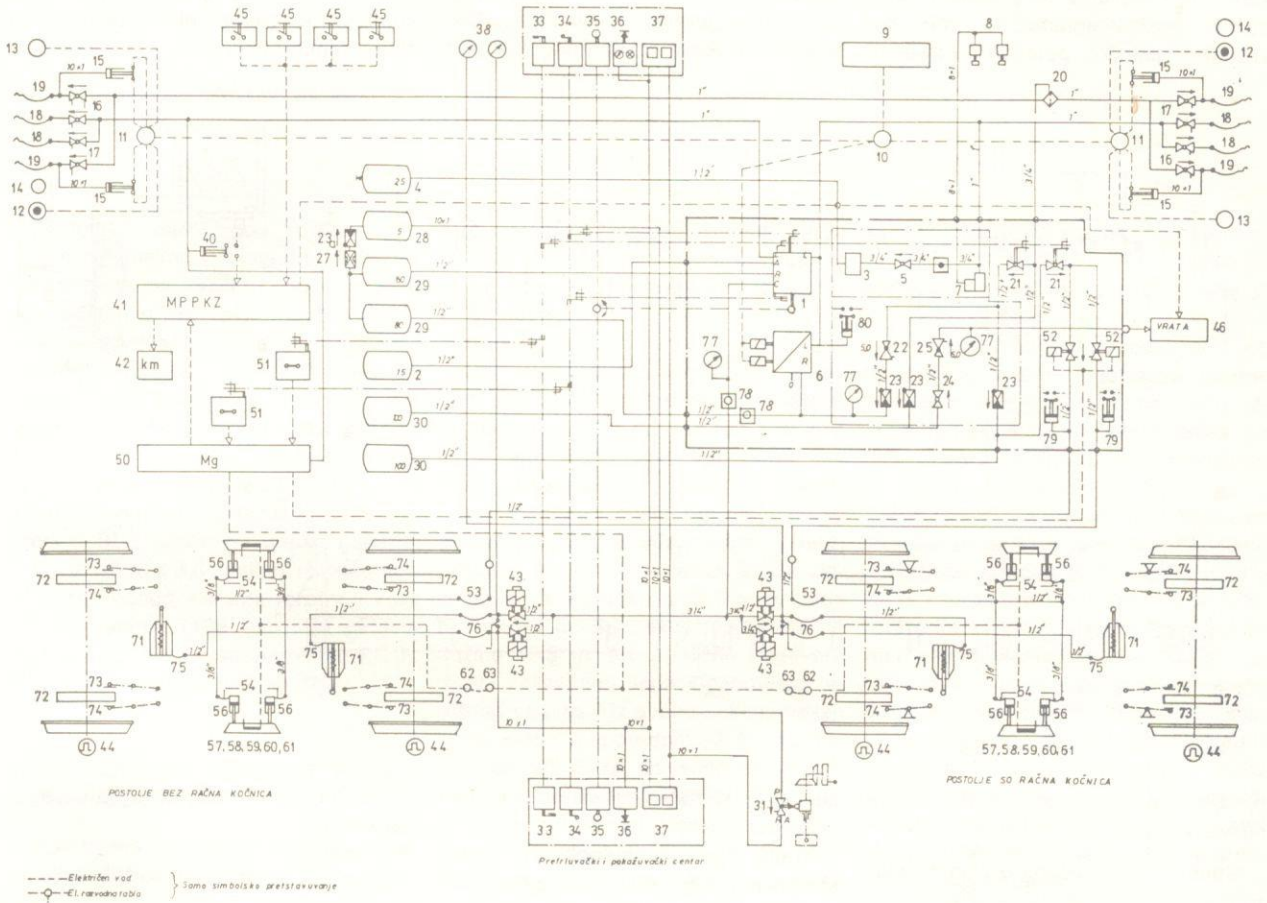
OPREMA ZA EMK

Elektromagnetnu kočnicu sačinjava više specijalnih elemenata koji omogućavaju njenu normalnu funkciju:

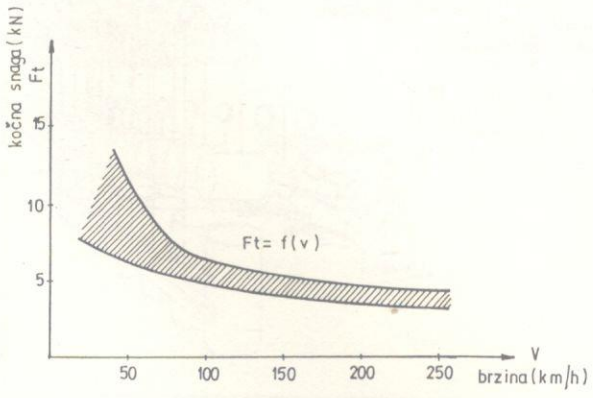
– uslovi stacionarni elementi: ručice, poluge, slavine i prekidače

– uslovni promenljivi elementi: pritisni i brzinski prekidači

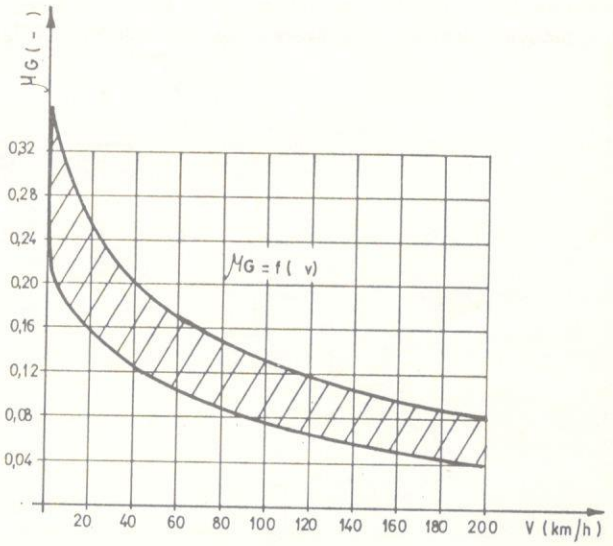
– pripremni organi: elektroventili, mikroprekidači i cilindri za spuštanje elektromagneta na šine.



Slika 4 – Šema pneumatika za vagon 2000 PRR–Mg



Slika 5 – Kočna snaga kod elektromagneta dugog 100 mm



Slika 6 – Koeficijent trenja MG za elektromagnetni kočnicu u funkciji brzina

– izvršni organi: elektromagneti.

MZT – kao proizvođač kočne opreme u svom proizvodnom programu ima sve potrebne uređaje za EMK.

Kako specijalni uređaji razvijeni su:

Cilindar za EMK je namenjen (4 kom. po kompletu) za podizanje ispuštanje elektromagneta na šinu. Bez vazduha cilindri pomoću ugrađenih opruga podužu elektromagnete u gornji, visoki položaj.

Upuštanjem vazduha u cilindre elektromagneti se spuštaju na šine.

Konstrukcija cilindra je takva da omogućava slobodno osciliranje za c-ca 6° oko ose cilindra. Na slici 4 prikazan je cilindar za EMK.

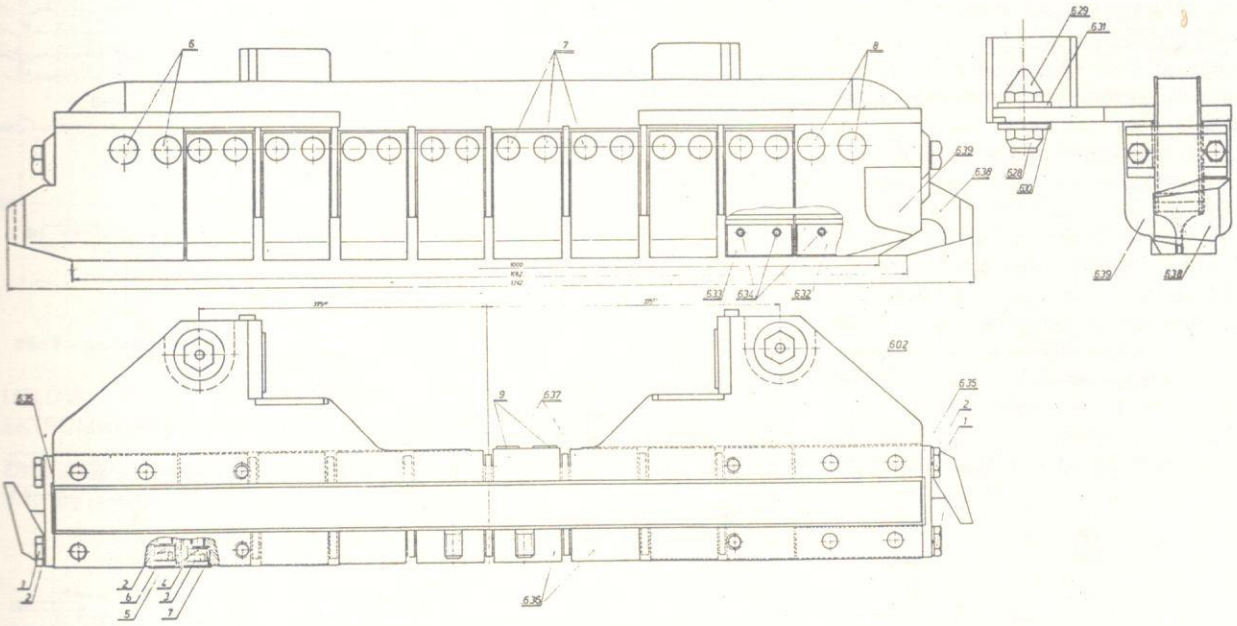
Elektromagnet

Elektromagnet je izvršni deo EMK sastoji se od kalema oko koga zglobno se pričvršćuju klizni delovi članci. Ovakva konstrukcija elektromagneta omogućava bolje naleganje na šinu, a time i bolji kočni efekt.

Krajnji članci su nepokretni i imaju specijalni oblik prilagođen za savlađivanje manjih prepreka na šini.

Svi članci imaju kočni izrastak od 20 mm-koji kad se istroši treba zameniti novim ili reparirati specijalnim postupkom navarivanjem. Ovakav konstruisan elektromagnet naziva se »zglobni elektromagnet«.

Konstrukcija i zaštita kalema elektromagneta čine ga trajnim. Na slici (5) prikazana je kočna sila elektromagneta u funkciji brzine, a na slici (6) zavisnost koeficijenta trenje elektromagneta i šine u funkciji brzine.



Slika 7 – Izgled elektromagneta u konstrukciji vagona

Spoljni izgled elektromagneta dat je na slici 7.

(Adresa: Nikola STOJKOV dipl. inž. gl. projektant – MZT – Sopiraćka oprema – Skopje)

Štand za dinamička ispitivanja sistema vazdušnih kočnica vozova u BDŽ

UDK 629.4.077

Doc. Angel STEFANOV, st. as.
Kiril VELKOV

U toku 1988/89. god. u laboratorijskom kompleksu pri katedri »Železničke tehnike« na »VMEI Lenin« izgrađen je i pušten u rad veliki štand za dinamička ispitivanja sistema vazdušnih kočnica vozova. On je namenjen –praktičnom predavanju školskog programa iz oblasti »Automatske kočnice vozova« i pomoći će u rešavanju niza naučno-praktičnih zadataka, koji su direktno vezani za sigurnost kretanja vozova u BDŽ. Izgrađeni uređaj gabarita 18 m x 7,5 m x 3,6 m simulira pneumatski deo kočnog sistema teretnog voza od 48 vagona (196 osovina) ukupne dužine 750 m sa rasporednikom KE 1c SL kao najmnogobrojniji na BDŽ.

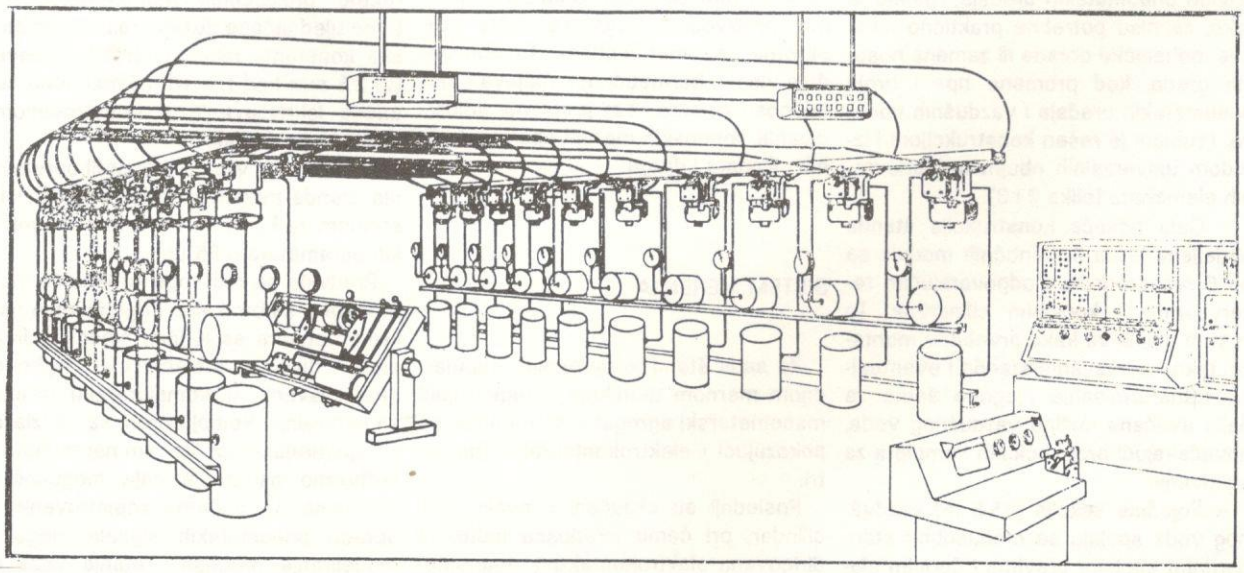
KONSTRUKCIJA I OSNOVNE TEHNIČKE KARAKTERISTIKE

Kod izrade koncepcije štanda – izbor ukupne dužine vazdušnog voda, tip i broj vagona, primenjen je takav prilaz da štand bude opremljen korišćenim rasporednicima, proverenom eksploatacionom konstrukcijom, gde je dužina vazdušnog voda 750 m.

Ova vrednost sa određenom rezervom pokriva dijapazon dužine sastava vozova ($L \leqslant 700$ m) kod nas i drugim evropskim železničkim upravama. Sastav voza ograničen je dužinom stanič-nih koloseka i zavisi od mogućnosti vlačno-odbojnog uređaja vagona. Specifičnost vagonskog parka BDŽ-a dozvoljava da vazdušni vod štanda bude sastavljen od 48 sekcija, pojedinačne dužine 15,5 m, što približno odgovara dužini vazdušnog voda 4-osnovnog teretnog vagona. Uz svaku sekciju vezan je po jedan rasporednik KE 1c SL, rezervoar 125 litara, po jedan kočioni cilindar (rezervoar zapremine 17 litara ekvivalentan radnoj zapremini kočnog cilindra 16" pri hodu klipa id 125 mm) Da bi se pojavile razlike u prečnicima vazdušnih vodova vagona, koji se nalaze u eksploataciji 1" i 1 1/4", uz cevovod od 1" svake sekcije uključena je kompenzirajuća grupa.

Ona se sastoji od kompenzacionog rezervoara 5 litara i loptaste slavine svetlog otvora 1". To rešenje kod savremenih kočnica do brzine zvuka ne remeti sliku rasprostranjavanja kočnog ili otkočnog talasa L.1.

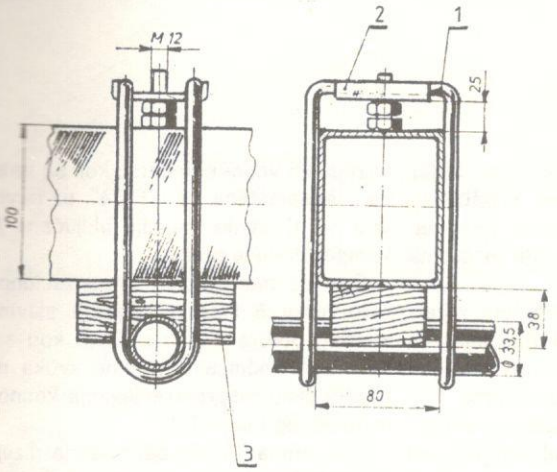
Kod izrade štanda ostvaren je dizajn projekta (slika 1), kod koga je instalacija vazdušnog voda dužine 750 m smeštena u prostoru ispod plafona sale laboratorije, a pneumatski uređaji, rezervoari i kočni cilindri montirani su po dužini u dva reda sa obe strane uređaja. Na taj način je sveden potrebni prostor na minimum, a slobodan prostor neposredno ispod vazdušnog voda u visini od 210 cm ostaje za raspored ostalih uređaja – instalacije kompresora, štand (pult) za tribo-termička ispitivanja funkcije kočnog sistema i dr.



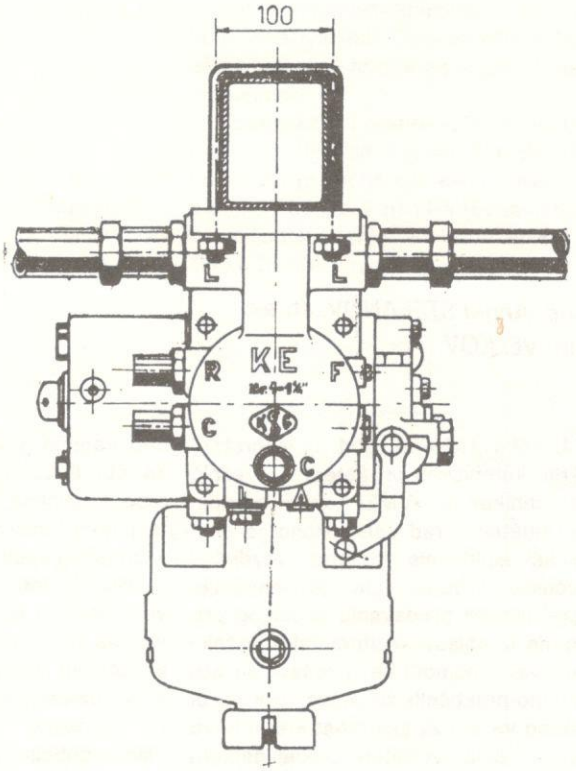
Slika 1

Za lakše opsluživanje i proširenje mogućnosti štanda bitni značaj imaju sledeća konstruktivna rešenja:

– Noseća konstrukcija je projektovana, izrađena i montirana od osnovnih elemenata iz redovne proizvodnje za izgradnju ćelijskih stalaža od dvoredno perforiranih, hladno savijenih profila 100 x 40 x 4 mm – firme »Intransmaš«.



Slika 2



Slika 3

To obezbeđuje najbolju mogućnost proizvodnje promene konfiguracije štanda, što se nalaže kod neophodne, u perspektivi delimične, grupne ili pojedinačne zamene tipa pneumatskih uređaja, koji su priključeni na štandu, na primer rasporednih OERLIKON ESt. 4, SŽD 27D i dr.

– Vešanje i pričvršćivanje komponenata vazdušne istalacije na štandu i osnovnih pneumatskih uređaja, rešeno je tako, da nisu potrebne praktično nikakve mehaničke dorade ili zamena noseći h greda, kod promene tipa i broja pneumatskih uređaja i vazdušnih vodova. Problem je rešen konstrukcijom i izradom univerzalnih obujmica i pričvrsnih elemenata (slika 2 i 3).

– Cela noseća konstrukcija štanda podeljena je na 8 identičnih modula sa po 6 rasporednika i odgovarajućim rezervoarima i kočionim cilindrima. To znatno olakšava kako prvobitnu montažu, tako i održavanje štanda i eventualno transformisanje njegove šeme za dalje uvećane dužine vazdušnog voda, povećavajući broj kočionih kompleta za ispitivanje.

– Pojedine sekcije (15,5 m) vazdušnog voda spajaju se međusobno standardnim spojnim crevima i čeonim slavinama. To obezbeđuje neophodno prirodno simuliranje pneumatskog dela kočionog sistema na sastav voza i mogućnost kombinacije dužine pojedinih vazdušnih vodova, na primer simuliranje kočnog sistema voza sastavljenog od putničkih vagona.

– Pomoćni deo vazdušne instalacije (veza rasporednika, rezervoara, kočnih cilindara i izvodi za monometre) ostvaren je sistemom sa poliamidnim cevima 10 x 14 mm sa spojnicama na krajevima, proizvodnja bugarske firme »Diskretna pneumatomatika«. To obezbeđuje visoku hermetičnost spojeva i mogućnosti za brzo i bez problema priključivanje dopunskih mernih aparata, kočnih cilindara i drugo.

SISTEM MERENJA

Za sada štand je opremljen standardnom mernom tehnikom – registrujući manometarski agregat KNOR i direktno pokazujući i elektrokontaktni manometri.

Poslednji su uključeni u svaki treći cilindar, pri čemu svetlosna indukcija dirigovana elektrokontaktnim manometrom i elektronski hronometar daju vizuelnu sliku rasprostranjavanja kočiono – otkočnog talasa dužinom sastava voza od 750 m (196 osovina).

Uspešna kombinacija štanda – (kočioni sistem prvog i poslednjeg vagona su smešteni u neposrednoj blizini pulta za upravljanje i kontrolu) – daje mogućnost direktnog očitavanja vrednosti pritiska i vremena kašnjenja punjenja pojedinih pneumatskih uređaja putem direktno priključenih manometara. Pri tome ujednačena dužina, resp. vremenska konstanta manometarskih vodova (∅ 2,5 mm kod L = 18 m) praktično ne unose iskrivljavanje u registrovanom vazdušnom signalu.

U najskorije vreme predstoji opremanje štanda modernim telemetričnim sistemom za kontrolu vazdušno-dinamičkih parametara u 96 tačka.

Predviđa se radi toga korišćenje manometara sa brojkama i ugrađivanje mikro-procesora sa jednim čipom, individualan displej i brojačni izlaz. Njihovo objedinjavanje u kompjutersku mrežu sa centralnim kompjuterom sa 16 izlaza i odgovarajućim perifernim napravama i softverno osituranje daje mogućnost ne samo za početno registrovanje i obradu pneumatskih signala, nego i modeliranje procesa kretanja voza u vučno-kočni režim na prethodno datom

profilu, tip-lokomotive i uključivanje vagona u sastav voza.

NAUČNO – ISTRAŽIVAČKE MOGUĆNOSTI ŠTANDA

Štand može biti u opštem pogledu unikatna osnova za rešavanje sledećih zadataka:

U oblasti nastavnog procesa koristi se za:

– detaljno sinhronizovano ispitivanje rada pojedinačnih i grupe rasporednika, kako u standardnim uslovima (u neposrednoj blizini slavine-lokomotive) tako i u realnim uslovima u sastav dugačkih vozova (na rastojanju od slavine lokomotive do 750 m),

– posmatranje i dobijanje praktične predstave o specifičnosti rada, sistema kočnice voza u realnim fizičkim uslovima i srazmerno vreme, kod proizvoljnog broja vagona i dugotrajnosti kočnog režima,

– ispitivanje ponašanja sistema kočnice voza kod nepravilne manipulacije slavinom – lokomotive,

– ilustrovanje posledica za bezbedno kretanje voza kod nepoštovanja uputstava i propisa za rukovanje sistemom kočnice u eksploatacionim uslovima,

– simuliranje vučno-kočnih procesa, približno realnim, pri odgovarajućem hardverskom i softverskom obezbeđivanju mernog sistema na štandu. Pri tome mogućnosti modeliranja dozvoljavaju simuliranje i uzdužne dinamike voza (posebnih vagona) kao funkcije kvaliteta rukovanja sistemom kočnice.

U oblasti naučne primene ispitivanja štand se koristi kao prirodna baza za:

– razredu novih metoda i sredstava za tehničku kontrolu i dijagnostiku sistema kočnice vozova,

– sprovođenje ekspertize kod teških železničkih nezgoda (katastrofa) kod sistematske ili ekspertizne hipoteze o neispravnosti pneumatskog dela ili nestručne manipulacije komandnim uređajima kočnog sistema voza,

– razrada optimalne metode upravljanja kočionim sistemom vozova,

– razrada tehnologije rada sa kočionim sistemima vozova granične dužine i različitim (rasporednicima) tipovima kočnice – kako standardnim komandnim aparatima, tako i alternativnim (na primer mikroprocesno upravljanje),

– sprovođenje fundamentalnih ispitivanja za stvaranje principski nove fizičke metode i sredstava kočnice vozova.

Izgrađeni štand za dinamičko-vazdušna ispitivanja kočionih sistema vozova svojim mogućnostima odgovara zahtevima UIC za tu vrstu uređaja. Time je stvorena neophodna baza za aktivnije uključivanje bugarske železnice u naučno-istraživački rad UIC u specifičnoj i isključivo odgovornoj oblasti sistema kočenja vozova.

LITERATURA

1. Kazarinov, V. M. Teoretske osnove projektovanja i eksploatacije automatskih kočnica. M., Transport, 1968. g.

(Adresa: doc. Angel STOILOV i Kiril VELKOV, VMEI »V.I. Lenjin« – Sofija, Bugarska)

Aktueliziranje računskih metoda za određivanje dužine zaustavnog puta šinskih vozila

UDK 656.25.012.12.22.012.8.052.7(084)

Mr Stojan STAMENKOVIĆ
Prof. dr Stojadin STOJIČIĆ

UVOD

Da bi se zaustavio voz koji se kreće nekom brzinom, od momenta zavođenja režima kočenja, pa do zaustavljanja, mora da protekne neko vreme »zaustavno vreme«, odnosno do zaustavljanja voza mora da pređe neku dužinu puta »zaustavni put«. Kako je kretanje voza uslovljeno dejstvom velikog broja veoma raznovrsnih sila, to i na zaustavni put utiče veliki broj veoma raznovrsnih faktora. Sve faktore uticajne na zaustavni put nemoguće je sasvim precizno definisati i odrediti, što svakako utiče na tačnost dobijenih rezultata zaustavnog puta primenom računskih metoda. Pošto zaustavni put predstavlja veoma značajnu komponentu organizacije železničkog saobraćaja i eksploatacije železničkih voznih sredstava, to računske metode za određivanje zaustavnog puta ne daju rezultate pouzdane za praktičnu primenu. Do tačnih i pouzdanih rezultata koji se koriste u praksi, uglavnom, se dolazi ispitivanjem – eksperimentalno. Međutim, rezultati dobijeni eksperimentalnim putem su veoma skupi, jer zahtevaju opsežne pripreme, specijalnu opremu, posebne uslove, dosta vremena itd.

Da bi se analitičkim putem došlo do praktično primenljivih rezultata, u jednačinu kretanja kočenog voza treba uključiti što veći broj uticajnih faktora. Zbog toga, realni proces kretanja kočenog voza biće predstavljen matematičkim modelom, a u jednačinu kretanja biće uključen i uticaj samopobudnih oscilacija koje nastaju pri zavođenju režima kočenja šinskih vozila. Samopobudne oscilacije do sada nisu razmatrane kao faktor koji utiče na dužinu zaustavnog puta šinskih vozila.

Da bi se doneo sud o karakteristikama pojedinih računskih metoda za određivanje zaustavnog puta, kao i sud o valjanosti predloženog matematičkog modela kretanja kočenih kola, nekoliko najčešće korišćenih računskih metoda za određivanje zaustavnog puta, kao i predloženi matematički model biće provereni (testirani) na nekoliko primeraka praktičnih ispitivanja.

DIFERENCIJALNA JEDNAČINA KRETANJA KOČENIH KOLA

Jednačina kretanja voza predstavlja zaustavnost između ubrzanja voza i rezultujuće sile koja deluje na voz za vreme njegovog kretanja. Pomoću jednačine kretanja voza rešavaju se osnovni zadaci vuče, pa se pomoću nje može odrediti i pređeni put kočenog voza, odnosno zaustavni put. Kada je reč o silama koje deluju na voz koji se kreće, onda su to:

1. F_v – vučne sile,
2. F_w – sile otpora i
3. F_B – kočne sile.

Ako se usvoji da predznak (+) imaju sile koje deluju u smeru kretanja voza, a predznak (–) sile koje deluju u suprotnom smeru, onda se za vreme kretanja voza mogu javiti tri različite realne kombinacije:

1. $F_R = F_v - F_w$ vuča vozova,
2. $F_R = -F_w$ kretanje voza pod dejstvom samo sile otpora i
3. $F_R = -(F_w + F_B)$ kočenje voza.

F_R – rezultujuća sila koja deluje na voz

Do jednačine kretanja voza može se doći primenom poznatog zakona mehanike: elementarni rad rezultujuće sile voza ekvivalentan je elementarnom priraštaju kinetičke energije voza, tj.:

$$dA = dE_k, \qquad (1)$$

dA – elementarni rad rezultujuće sile voza,

dE_k – elementarni priraštaj kinetičke energije voza.

Zamenom odgovarajućih vrednosti za (dA) i (dE_k) i uvođenjem specifične rezultujuće sile (f_r), jednačina (1) dobija oblik:

$$\frac{dv}{dt} = \cdot f_r . \qquad (2)$$

– konstanta za određeni tip vagona $f_r = \dfrac{F_R}{L+Q}$ specifična rezultujuća sila.

L – masa lokomotive

Q – masa kola u vozu (vučena masa voza)

Specifična rezultujuća sila (f_r) za proces kočenja voza iznosi:

$f_r = -(f_w + f_B)$

f_w – specifična sila otpora

f_B specifična kočna sila

Pošto se traži zaustavni put, potrebno je analizirati proces kočenja voza, a za taj slučaj diferencijalna jednačina kretanja voza (2) dobija oblik:

$$\frac{dv}{dt} = - \quad (f_w + f_B) \qquad (3)$$

PRIMENA NEKIH RAČUNSKIH METODA ZA ODREĐIVANJE DUŽINE ZAUSTAVNOG PUTA

Jednačina kretanja voza može se rešiti samo uz određene aproksimacije i pretpostavke. U zavisnosti od korišćenih pretpostavki i aproksimacija pri rešavanju jednačine kretanja, odnosno u

toku proračuna na kraju se dobijaju razne forme krajnjih jednačina koje s manjom ili većom tačnošću daju vrednosti zaustavnog puta.

U radu će ukratko biti proanalizirane neke od ovih jednačina koje se koriste za određivanje zaustavnog puta, a zatim će biti proverene i na konkretnim primerima ispitivanja.

1. PREMA OBJAVI UIC–546 zaustavni put se može izračunati pomoću jednačine:

$$s = \frac{k \quad v^2}{1{,}09375\lambda + 0{,}127 - 0{,}235\, i\, k} \qquad (4)$$

$s(m)$ – dužina zaustavnog puta
k – koeficijent zavisan od brzine

v(km/h	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
k · 100	6,11	6,28	6,36	6,48	6,67	6,69	7,21	7,31	7,42	7,55

$v(km/h)$ – brzina na početku kočenja
i (‰) – nagib pruge
λ (%) – procenat kočne težine

2. BELGIJSKE ŽELEZNICE – SNCB: za izračunavanje dužine zaustavnog puta koriste jednačinu:

$$s = \frac{4{,}24 \quad v^2}{\frac{54{,}5\, v}{v - 20} + 0{,}05v \pm i} \quad (m) \qquad (5)$$

3. JEDNAČINA SCHONINGA – a: za izračunavanje dužine zaustavnog puta ima oblik:

$$s = \frac{v}{3{,}6} + \frac{4{,}32 \quad v^2}{0{,}75\,\lambda + f_w \pm i} \quad (m) \qquad (6)$$

Specifični otpor (f_j), koji se javlja u ovom obrascu, dobija se pomoću izraza:

$$f_w = 2{,}4 + 0{,}08\ \frac{v}{10} + 0{,}018\ \frac{v^2}{100}\ .$$

4. JEDNAČINA MINDENSKOG za izračunavanje dužine zaustavnog puta ima oblik:

$$s = \frac{3{,}85 \quad v^2}{6{,}1 \quad (1 + \lambda_r) \pm i} \quad (m) \qquad (7)$$

– koeficijent koji zavisi od brzine prema tabeli:

v(km/h)	100	110	120	130	140	150	160
	1,0	1,0	1,0	0,99	0,98	0,96	0,93

λ_r – korekcija procenta kočne težine (λ) prema jednačini:
$\lambda_r = C_1 \cdot \lambda$

C_1 – korekcioni faktor dužine voza prema tabeli:

Broj osovina u vozu	do 24	24–48	48–60	60–80	80–100
C_1	1,10	1,05	1,00	0,97	0,92

$i_r = C_2 \cdot i$, faktor korekcije nagiba pruge
C_2 – faktor korekcije zavisan od brzine kretanja voza prema tabeli:

v(km/h	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
C_2	0,6	0,66	0,72	0,77	0,81	0,84	0,87	0,89	0,90	0,90

Ove četiri jednačine biće primenjene na dva praktična primera ispitivanja, a dobijeni rezultati upoređeni sa eksperimentalno dobijenim vrednostima zaustavnog puta.

PRVI PRIMER: Merni voz je sastavljen od električne lokomotive serije EU–07 težine Q_L = 82 (t) i šest putničkih vagona serije 110 A, pri čemu je težina svih vagona ista i iznosi po Q_w = 41 (t), a težina cele kompozicije (voza) iznosi Q_V = 328 (t). Procenat kočne težine je λ = 141%. Ispitivanje je obavljeno u Poljskoj, Centralni konstruktivni biro PKB – Poznanj, na delu pruge Konin–Splawie–Konin. Za vreme ispitivanja bilo je suvo vreme (suve šine), a temperatura je iznosila oko t = 20°C. Zaustavni putevi su određivani za brzine: 100, 120, 140 i 160 km/h. Ispitivanja su obavljena na pravoj i ravnoj pruzi i = 0 (‰) i pruzi nagiba i = 6 (‰).

DRUGI PRIMER: Merni voz je sastavljen od elektrolokomotive serije 441–60L težine Q_L = 78 (t), šest vagona 4WL–kola težine po 47 (t), jednih Z–kola težine 42,8 (t) i jednih kola JŽ–480 težine 50 (t)). Onda težina cele kompozicije, odnosno mernog voza iznosi Q_V = 358,8 (t). Procenat kočne težine iznosi λ = 155 (%) za »R«, a λ = 110 (%) za »RIC« kočnice, što zadovoljava odredbe koje je propisala UIC. Ispitivanje je obavljeno na deonici pruge Beograd – Ruma, obavio ga je Institut »Kirilo Savić« iz Beograda, a za potrebe »Goše« iz Smederevske Palanke. U toku ispitivanja vreme je bilo hladno i suvo, bez vetra, a temperatura je iznosila od 0°C do 1°C.

Rezultati ovih ispitivanja, kao i rezultati dobijeni primenom navedenih jednačina, dati su tabelarno radi lakšeg poređenja dobijenih vrednosti zaustavnog puta.

Radi lakšeg poređenja i analize dobijenih rezultata, vrednosti zaustavnih puteva dobijenih primenom pojedinih metoda date su i grafički na slikama 1. i 2.

Na osnovu analize može se zaključiti:

– računske metode daju vrednosti zaustavnog puta koje znatno odstupaju od izmerenih vrednosti;

– vrednosti zaustavnog puta između pojedinih metoda se bitno razlikuju, zavisno od pretpostavki i aproksimacija ugrađenim u njima;

– korišćene računske metode nemaju univerzalni karakter, tako na primer jednačina Belgiskih železnica za prvi primer daje dosta dobre rezultate, dok već za drugi primer to nije slučaj.

Uporedne vrednosti zaustavnog puta dobijene eksperimentalno i primenom pojedinih jednačina date su i grafički.

UTICAJ SAMOPOBUDNIH OSCILACIJA NA ZAUSTAVNI PUT

Na pojavu samopobudnih oscilacija u procesu kočenja šinskih vozila, ukazi-

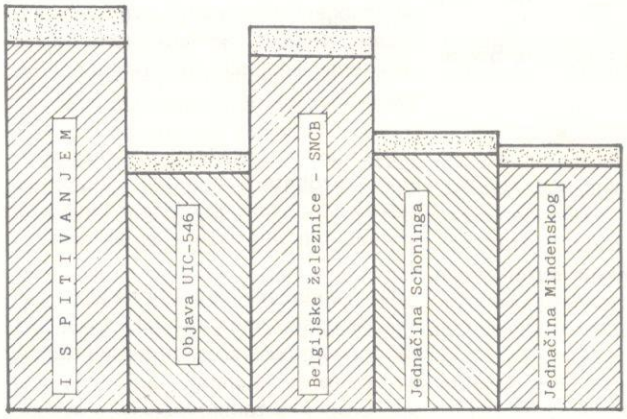
TABELA 1 – Uporedni tabelarni prikaz rezultata dužine zaustavnih puteva dobijenih ispitivanjem i primenom pojedinih jednačina za 1. primer –s(m).

R. br.	Način određivanja	Kočenje iz brzine v (km/h)			
		100	120	140	160
1	Ispitivanjem	600(660)	890(970)	1190(1300)	1550(1650)
2	Objava UIC–546	388(411)	601(635)	858(908)	1159(1225)
3	Bel. žel. – SNCB	580(632)	855(934)	1177(1288)	1544(1688)
4	jed. Schoninga	418(440)	590(622)	790(832)	1014(1068)
5	Jed. Mindenskog	399(423)	576(609)	869(928)	1136(1212)

NAPOMENA: Rezultati zaustavnog puta u zagradama odnose se na deonicu pruge sa nagibom, a rezultati van zagrada odnose se na pravu i ravnu prugu.

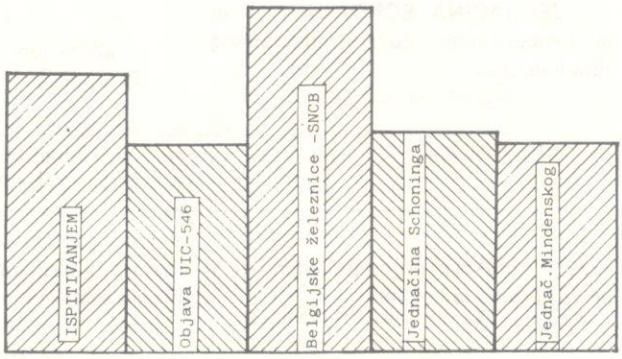
TABELA 2 – Uporedni tabelarni prikaz rezultata dužine zaustavnih puteva dobijenih ispitivanjem i primenom pojedinih jednačina za 1. primer – s (m).

R br	Način određivanja	Kočenje iz brzine v (km/h)		
		100–»RIC«	120–»R«	100–»R«
1	Ispitivanjem	653,5	699	487
2	Objava UIC–546	487	512	356
3	Belg. žel. – SNCB	600	855	600
4	Jednačina Schoninga	522	542	382
5	Jednačina Mindenskog	503	526	365



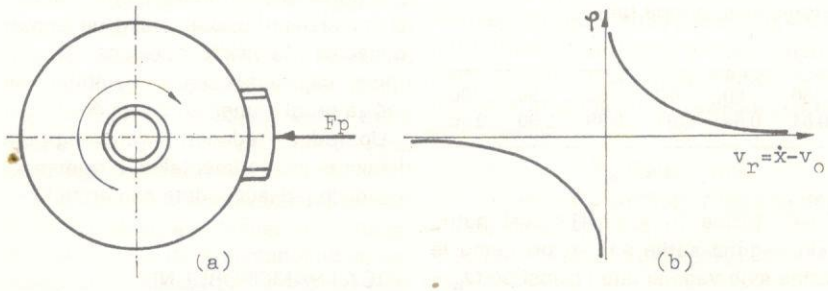
NAPOMENA: Tačkasto označena polja odnose se na prugu sa nagibom.

Slika 1 – Uporedne vrednosti za prvi primer



NAPOMENA: Na slici 2. dat je grafički prikaz vrednosti zaustavnog puta za kočenje iz brzine v = 120 km/h – »R« kočnice.

Slika 2 – Uporedne vrednosti za drugi primer



F_p – normalna sila pritiska papuče na točak
$F_T(F_B)$ – sila trenja (kočna sila)

Slika 3

φ – koeficijent trenja između papuče i točka
v_o – periferna (obimna) sila
$\dot{x}$ – brzina kretanja papuče pri pojavi samopobudnih oscilacija

vao je veći broj autora koji su se bavili izučavanjem kočne opreme. U svojoj doktorskoj disertaciji 1985. god. na Mašinskom fakultetu u Skoplju, dr Ivan Mickovski je na osnovu laboratorijskih ispitivanja i ispitivanja u vožnji pokazao da u procesu kočenja šinskih vozila dolazi do pojave samopobudnih oscilacija. Pojava ovih oscilacija utiče na intenzitet kočne sile, a kako kočna sila utiče na dužinu zaustavnog puta, to znači da i samopobudne oscilacije utiču na dužinu zaustavnog puta.

Analiza sila na mestu dodira papuče i točka, pri pojavi samopobudnih oscilacija, data je na slici 3(a).

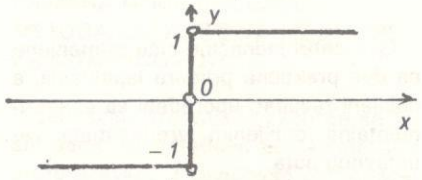
Zbog pojave samopobudnih oscilacija sila trenja (F_T), odnosno kočna sila (F_B) ima nelinearni karakter. To znači, da koeficijent trenja (φ) ne treba uzimati u funkciji obimne brzine (v_o), već u funkciji relativne brzine (v_r), sl. 3(b), odnosno:

$$\varphi = f(v_r) = f(\dot{x} - v_o) \qquad (8)$$

U tom slučaju izraz za kočnu silu dobija oblik:

$$F_B = F_T = F_p\, \varphi sgn(\dot{x} - v_o) \qquad (9)$$

$$sgn(\dot{x} - v_o) = \frac{(\dot{x} - v_o)}{/(\dot{x} - v_o)/}$$



Jedinična funkcija sgn $(\dot{x}-v_o)$ određuje znak (smer) sile trenja. Pri promeni

vrednosti relativne brzine od (v_r) veće od nule na (v_r) manje od nule, sila trenja menja svoj smer (predznak). Ako se uticaj samopobudnih oscilacija uzme u obzir preko koeficijenta *(s)*, onda se izraz za kočnu silu može napisati u obliku:

$$F_B = F_p \varphi s \qquad (10)$$

s – koeficijent koji uzima u obzir uticaj samopobudnih oscilacija na zaustavni put.

MATEMATIČKO MODELIRANJE KRETANJA KOČENIH KOLA

Ako se pri kretanju vagona (kola) pređeni put označi sa *(x)*, onda je brzina $\dot{x} = dx/dt$, a ubrzanje $\ddot{x} = d^2x/dt^2$. Diferencijalna jednačina kretanja (2) u tom slučaju dobija oblik:

$$\ddot{x} = \xi \cdot f_r$$

Kako specifična rezultujuća sila za proces kočenja voza iznosi: $f_r = -(f_w + f_B)$, to diferencijalna jednačina za ovaj slučaj dobija oblik:

$$\ddot{x} = -\xi (f_w + f_B) \qquad (12)$$

$f_w = f_o + f_d$ – rezultujuća specifična sila otpora

f_o – osnovni specifični otpor kretanju

f_d – dodatni specifični otpor kretanju

Za određivanje ovih otpora kod putničkih vagona Jugoslovenske železnice koriste izraze:

$$f_o = 2{,}0 + n \frac{3{,}6^2}{100} \dot{x}^2 \ (N/kN) \qquad (13)$$

$\dot{x}$ *(m/s)* – brzina kretanja

$n = 0{,}040$ – putnički vozovi sa dvoosovinskim vagonima

$n = 0{,}032$ – putnički vozovi sa četvoroosovinskim vagonima

$$f_d = \frac{650}{R_k - 55} \pm i \ (N/kN) \qquad (14)$$

R_k*(m)* – srednji poluprečnik krivine

i*(‰)* – uspon (pad) koloseka

Da bi se odredila specifična kočna sila (f_B), potrebno je najpre odrediti kočnu silu (F_B). Normalna sila pritiska papuče na točak (F_p) iznosi:

$$F_p = \frac{d_c^2 \pi}{4} p_c i_{kp} \eta_{kp} \ (N) \qquad (15)$$

d_c*(m)* – prečnik kočnog cilindra

p_c*(Pa)* – pritisak vazduha u kočnom cilindru

i_{kp} – prenosni odnos kočnog polužja

η_{kp} – stepen iskorišćenja kočnog polužja

Ako se uzme u obzir i zakon promene pritiska vazduha u kočnom cilindru, prema Hailduku:

$$p_c = p_o (1 - e^{-\alpha t}) \qquad (16)$$

α – konstanta koja se može izraziti pomoću vremena punjenja cilindra *(T)*, to jest $\alpha = 3/T$.

p_o – pritisak izjednačenja

Onda izraz za normalnu silu pritiska papuče na točak ima oblik:

$$F_p = \frac{d_c^2 \pi}{4} p_o (1 - e^{-\alpha t}) i_{kp} \eta_{kp} \ (N) \qquad (17)$$

Kako je kočna sila jednaka normalnoj sili pritiska papuče na točak, onda specifična kočna sila iznosi:

$$f_B = \frac{F_B}{G} = \frac{F_p \varphi s}{G} \ (N/kN) \qquad (18)$$

Zamenom odgovarajućih vrednosti u jednačinu kretanja kočenog voza (12), pri čemu je za koeficijent trenja (φ) uzeto:

– za kočnice sa papučama, za papuče od LG

$$\varphi = 0{,}66 \frac{5{,}5p + 100}{27{,}5p + 100} \frac{\dot{x}^3 + 27{,}7}{5\dot{x}^3 + 27{,}7},$$

– za disk kočnice kočni umetci se izrađuju od komponovanog materijala, a železnice SSSR za komponovane umetke preporučuju obrazac:

$$= 0{,}44 \frac{0{,}1F_p + 20}{0{,}4F_p + 20} \frac{\dot{x}^3 + 150}{2\dot{x}^3 + 150},$$

jednačina kretanja kočenog voza dobija oblik:

– kočnice sa papučama

$$\ddot{x} + C_1 (1 - e^{-\alpha t}) \frac{\dot{x}^3 + 150}{2\dot{x}^3 + 150} + C_2 \dot{x}^2 + C_3 = 0 \qquad (19)$$

– disk kočnice

$$\ddot{x} + C_1 \hat{p} \frac{\dot{x}^3 + 27{,}7}{5\dot{x}^3 + 27{,}7} + C_2 \dot{x}^2 + C_3 = 0 \qquad (20)$$

U jednačinama (19) i (20) koeficijenti *(C_1), (C_2) i (C_3) su konstante i iznose:*

$$C_{1p} = \frac{d_c^2 \pi}{4G} p_o \eta_{kp} i_{kp} \, 0{,}44 \frac{0{,}1F_p + 20}{0{,}4F_p + 20} \ s$$

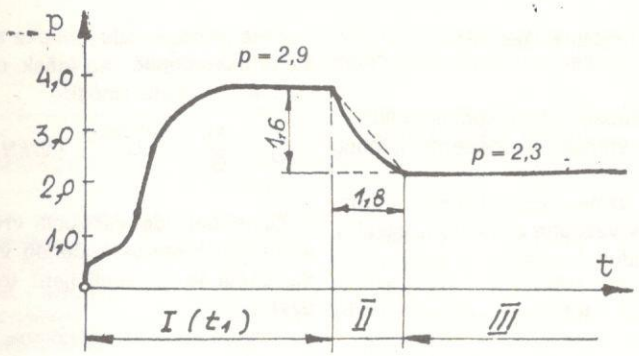
$$C_{1d} = \frac{d_c^2 \pi}{4G} i_{kp} \eta_{kp} \, 0{,}66 \frac{5{,}5p + 100}{27{,}5p + 100} \ s$$

$$C_{2p} = C_{2d} = \frac{3{,}6^2}{100} n$$

$$C_{3p} = C_{4d} = \left(2{,}0 + \frac{650}{R_k - 55} \pm i\right)$$

NAPOMENA: Indeks »p« odnosi se na kočnice sa papučama, a indeks »d« na disk kočnice.

Na ispitivanom prototipu bila je ugrađena disk kočnica sa dva stepena kočenja (visoki i niski pritisak), pa u jednačinu (20) za pritisak ($\hat{p}$) treba uzimati odgovarajuću vrednost (slika 4). U početku kočenja pritisak ($\hat{p}$) se menja prema poznatom zakonu $\hat{p} = p_o (1 - e^{-\alpha t})$. Za neko vreme pritisak naraste na oko 3,9 bara i tu vrednost zadržava sve dok brzina ne opadne na oko 50 km/h, a vreme koje pri ovome protekne je t_1. U tom trenutku, dejstvom rasporednika pritiska, pritisak u kočnom cilindru se smanji na oko 2,3 bara, onda pritisak ($\hat{p}$) održava tu vrednost sve do zaustavljanja vagona. Zamenom odgovarajućih vrednosti u izraze za konstante (C_1), (C_2) i (C_3) se dobija:



Slika 4

Disk kočnica	Kočnica sa papučama
$C_1RIC = 0{,}660000$	$C_1RIC = 0{,}760000$
$C_1R = 0{,}919000$	$C_1R = 0{,}855000$
$C_2 = 0{,}000041$	$C_2 = 0{,}000042$
$C_3 = 0{,}019598$	$C_3 = 0{,}017590$

ANALIZA DOBIJENIH REZULTATA

PREDLOŽENI MATEMATIČKI MODEL BIĆE PROVEREN NA DVA PRAKTIČNA PRIMERA ISPITIVANJA, a analiza dobijenih rezultata biće sprovedena tabelarno. Rezultati dobijeni ispitivanjem za navedene primere dati su tabelarno.

Uporedni pregled rezultata zaustavnog puta i zaustavnog vremena dobijenih eksperimentalno i primenom matematičkog modela dat je tabelarno.

Razlike vrednosti zaustavnog puta i zaustavnog vremena dobijenih eksperimentalno i primenom matematičkog modela, kao i njihova procentualna odstupanja, takođe, su data tabelarno.

Na osnovu ovih rezultata može se zaključiti:

Realni proces kretanja kočenih kola može se opisati matematičkim modelom i simulirati na računaru. Na ovaj način stvoreni su uslovi za aktueliziranje analitičkih metoda za određivanje zaustavnog puta, jer primena računara omogućuje uključivanje u jednačinu kretanja i onih uticajnih faktora koji su do sada zbog težine i nemogućnosti rešenja složenijih matematičkih izraza obično bili zanemarivani. Visok stepen tačnosti dobijenih rezultata primenom matematičkog modela, koji u sebi sadrži i uticaj samopobudnih oscilacija na zaustavni put, govori da je ovaj uticajni faktor do sada bio neopravdano zanemarivan, i da ga pri određivanju zaustavnog puta treba uključiti u jednačinu kretanja.

Matematički model kretanja kočenih kola ovim nije završen, ali su stvoreni uslovi za njegovo dalje usavršavanje, odnosno stvoreni su uslovi da se do praktično primenljivih rezultata za zaustavni put može doći i primenom računskih metoda.

Tip kočnice	Poč. brzina v_0(m/s)	Režim	Zaustavni put S_E(m)	Zaustavni put S_M(m)	Zaustavno vreme t_E(s)	Zaustavno vreme t_M(s)
Disk kočnica	27,77	R	487,0	479,9	35,6	32,9
	33,33	R	699,0	693,4	40,6	39,8
	27,77	RIC	653,5	644,3	42,8	44,6
koč. sa papučama	27,77	R	507,3	512,8	31,8	33,6
	27,77	RIC	566,0	569,7	34,3	37,5

PRVI RPIMER: PUTNIČKI VAGON TIPA »Z«

Red. br.	Početna brzina	Zaustavni put	Položaj menjača	Vreme kočenja	Pritisak u cilindru	
	(km/h)	(m)		(s)	(bar)	
1	100	670	RIC	42,8	2,95	2,95
2	100	653	RIC	41,0	2,95	2,95
3	120	708	R	42,3	3,75	3,70
4	120	714	R	39,3	3,76	3,75
5	120	725	R	40,3	3,75	3,74
6	100	508	R	38,6	3,75	3,75
7	100	480	R	37,6	3,76	3,75
8	100	497	R	40,0	3,75	3,73

DRUGI PRIMER: PUTNIČKI VAGON TIPA »Y«

Red. br.	Početna brzina	Zaustavni put	Vreme kočenja	Položaj menjača	Pritisak u cilindru	
	(km/h)	(m)	(s)		(bar)	
1	100	532	31,8	R	3,90	3,90
2	100	514	30,6	R	3,86	3,84
3	100	573	33,6	R	3,90	3,86
4	100	536	30,0	R	3,82	3,81
5	100	501	29,4	R	3,86	3,85
6	100	471	28,2	R	3,82	3,80
7	100	446	27,6	R	3,90	3,88
8	100	485	27,2	R	3,85	3,85
9	100	568	34,2	RIC	2,23	2,24
10	100	564	34,2	RIC	2,35	2,31

LITERATURA

1. S. Stamenković: Zaustavni put i zaustavno vreme putničkih kola – Magistarski rad, Mašinski fakultet Niš, 1988. god.

2. S. Šida: Vuča vozova, Beograd, 1986. god.

Tip kočnice	Poč.brzina v_0(m/s)	Režim	S_E-S_M (m)	S_E-S_M (%)	t_E-t_M (s)	t_E-t_M (%)
Disk kočnica	27,77	R	7,10	1,46	2,70	7,85
	33,33	R	5,60	0,81	0,83	2,04
	27,77	RIC	9,20	1,41	1,80	4,03
koč. sa papučama	27,77	R	5,55	1,09	1,80	5,35
	27,77	RIC	3,70	0,65	3,20	8,53

3. W Grzesikiewicz: Hamulce pojazdov szynowych, Varšava, 1982. god.

4. I. Mickovski: Teorijsko i eksperimentalno određivanje samopobudnih oscilacija kod kočnih mehanizama šinskih vozila, Doktorska disertacija, MF–Skoplje, 1985. god.

5. Hamulce w pojazdach – krakov, 1977. god.

(Adresa: mr Stojan STAMENKOVIĆ, predavač Više tehničke škole u Nišu i prof. dr Stojadin STOJIČIĆ, red. prof. Mašinskog fakulteta u Nišu)

Tehnički razvoj i dijagnostika

UDK 65.011.4/.5.011.7.012.7.015.14

Dr. scii Slavko KEPČIJA
Rajko PRODANOVIĆ dipl. inž.

Svaki proizvod ima svoje karakteristične razvojne etape:

– projekat formiranje zahteva prilikom korišćenja proizvoda i predlog njegovog tehničkog rešenja;

– konstrukcije – izrada podataka za proizvodnju, konstruisanje i njihova overa na prototipu;

– proizvodnja – izrada delova i celoga proizvoda na bazi dokumentacije i uključenje u rad;

– eksploatacija – korišćenje proizvoda (prema tehničkim uslovima) njegovo skladištenje ili upotreba kao rezerve.

Dok etape projektovanja i konstruisanja predstavljaju formulisanje zahteva budućeg korisnika i njihovu primenu u konkretnom konstrukcionom rešenju, proizvodnja i eksploatacija predstavljaju stvarnu upotrebu (život) proizvoda. Prirodni zahtev proizvođača, a naročito korisnika je da se obezbedi maksimalno iskorišćenje proizvoda. To zavisi od stepena radne sigurnosti proizvoda i od optimalne organizacije njegovog korišćenja.

Radna sigurnost proizvoda je određena njegovim konstrukcionim rešenjem i ispunjavanjem propisanih funkcija, koji su formulisani u tehničkim uslovima proizvoda. Kod nekih proizvoda se traži da ispunjavaju i posebne bezbednosne propise osim onih normalnih bezbednosnih zahteva koji su propisani u sklopu tehničkih uslova.

Upotrebom i uskladišćenjem proizvoda dolazi se do promena u materijalima pojedinačnih delova, u vezama između njih, i do postepenih ili trenutnih promena koje se karakterišu kao istrošenje ili starenje. Ove (nepovratne) promene ne teku ravnomerno ni u vremenskom ciklusu, ni na istom mestu. Neravnomernosti mogu se pratiti kako na pojedinačnim delovima, tako i na uređajima kao celini. U određenim mestima se pojavljuju istrošenosti i starenja – to su kritična mesta povezanih ili nepovezanih promena – oštećenja.

Ove neravnomernosti u rasporedu i toku nepovratnih pojava otežavaju uslove za ravnomernu proizvodnju i korišćenje proizvoda bez kvarova. Dešava se da pod uticajem neravnomernog veka trajanja delova proizvoda dolazi do lančane pojave kvarova – postepenog ispadanja mašina, uređaja zbog nesigurnosti prilikom korišćenja. Homogenizacija veka trajanja uređaja (opreme) je u ovoj situaciji način za kompleksno rešenje nezadovoljavajućeg stanja prilikom njihovog korišćenja. Optimimalna rešenja se mogu stvarati tesnom saradnjom između: projektovanja, konstrukcija, tehnologije materijala, proizvodnje, proizvodnog korišćenja i tehničkog i pravilnog nadzora.

Uzajamne veze između ovih komponenata su prikazane na slici 1, a dolaze do izražaja prilikom odstupanja od sadašnjeg stanja. Ove veze kod većine proizvodnih grana ne postoje ili su na neodgovarajućem nivou. Posledice ovoga stanja su: pad tehničkog i produktivnog nivoa niza naših proizvoda, što se pokazuje i u trgovini.

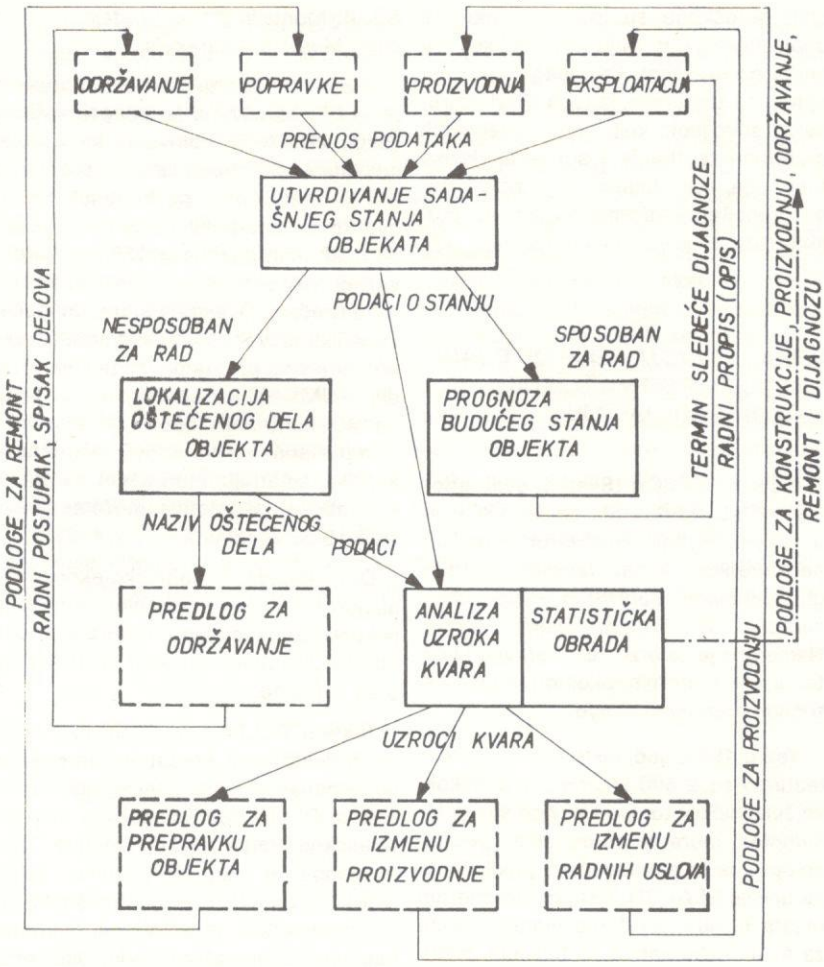
Jedan od glavnih činilaca ovoga razvoja je pronaći odnos između proizvođača i korisnika ili tehničkim nadzorom. Rezultat ovih odnosa mora da bude razmena konkretnih ili određenih informacija. Do potrebne razmene podataka često ne dolazi zato što se podaci ne prikupljaju ili zbog teškoća skupljanja i procenjivanja podataka.

Podrobnija proučavanja otkrivaju da je to posledica nedovoljnog razvoja svih formi dijagnostičkih metoda i njihovih sredstava. Korišćenje dijagnostičkih metoda i dijagnostičkih sredstava kod proizvodnje i eksploatacije postaje normalna pojava, naročito s obzirom na rastuću složenost mašina i mašinskih uređaja, kao i na tehničke zahteve.

Zadatak dijagnostike (testiranja) kod proizvodnje je pre svega, overa kvaliteta. Dijagnostički uslovi se izvode u međuproizvodnim fazama, da bi se postigao traženi stepen kvaliteta proizvoda sa minimalnim izdacima, a pri tome se određuje šta i kada treba testirati u narednim etapama proizvodnje.

Svrha dijagnostike u eksploataciji je da se postigne traženi stepen iskorišćenja proizvoda sa minimalnim troškovima s obzirom na date uslove rada. Osnovni zahtevi za testiranje u eksploataciji se umnogome razlikuju od zahteva kod testiranja u proizvodnji. Dok se u proizvodnji normalno obavlja testiranje u svakoj proizvodnoj etapi, da bi se overili zahtevi kvaliteta na pojedinačnim elementima, kao i na celom proizvodu, kod eksploatacije je proces obrnut.

Početni radni testovi služe za overu kvaliteta proizvoda, dok kontolisani proizvod mora da ispunjava svoju funkciju prema zahtevu i nameni, a naredni testovi se mogu koristiti za progresivnu dijagnostiku kvarova, od kompletnog proizvoda preko njegovih delova, modula i pojedinačnih elemenata. Ciljevi testiranja u proizvodnji su da se postigne traženi kvalitet proizvodnje uz minimalne troškove, a odobravanje testiranja zavisi od ušteda koje će se pojaviti u narednoj etapi proizvodnje. Te-



Slika 1 – Shema veze kod dijagnostike (dijagnoze)

stiranje koje je neophodno tokom proizvodnje menjaće se sa složenošću proizvoda i kvalitetom kojim je proizveden. Troškovi koji su neophodni za testiranje tokom proizvodnje retko su manji od 10%, a u slučaju primene elektronskih uređaja za testiranje često su viši od 50% i imaju tendenciju rasta. Važno je da se odredi šta treba testirati, na kojem stepenu proizvodnje ili kontrole kvaliteta i pomoću kojih sredstva da se obavi testiranje. Izbor šta i kada treba testirati odnosi se samo na takve operacije koje su neophodne za prikazivanja kvaliteta proizvodnje ili radnih propisa.

UTICAJ UVOĐENJA AUTOMATSKIH DIJAGNOSTIČKIH UREĐAJA NA UKUPNE PROIZVODNE TROŠKOVE

Testiranje proizvoda je važan faktor ovog opredeljenja. Ostaje pitanje kako testirati. Odgovor sadrži razmatranja o tehnologičnosti rešenja, ekonomičnosti, mogućnosti popravke i obimna proizvodnje kao celine. Primer uticaja uvođenja automatskog dijagnostičkog uređaja na ukupne proizvodne troškove je naveden na slici 2.

Savremen način utvrđivanja kvaliteta odbacuje testiranje tipa dobar – loš u toku proizvodnje. Utvrdilo se da se kvalitet ne može određivati samo na proizvodu, nego da se mora pomoću određenih delatnosti određivati kod projektovanja, proizvodnje, prodaje i servisa. Testiranje treba da se uvrsti kao integralni deo u formulisanju zahteva, u projektovanju, u svim etapama proizvodnje i celom veku trajanja proizvoda (korišćenje proizvoda). Potpuno iskorišćenje npr. automatskog dijagnostičkog uređaja za sve ove etape zavisiće od racionalizacije testiranja i od toga kako buduće projektovanje proizvoda uvažava ovu tehniku i kakav će biti povratni uticaj iz iskustva i testiranja.

Obim testiranja zavisi od vrste proizvoda, ali se može očekivati da sadrži:

– testiranje delova kod proizvođača,

– testiranje modula i kompleta,

– testiranja celoga proizvoda,

– testiranje uloga proizvoda u radnim uslovima.

Ovo testiranje se izvodi za raznu namenu, npr. demonstriranje sigurnosti, overa konstrukcije i kvaliteta. Najviše se dijagnostika primenjuje pri održavanju uređaja kod korisnika, što obuhvata:

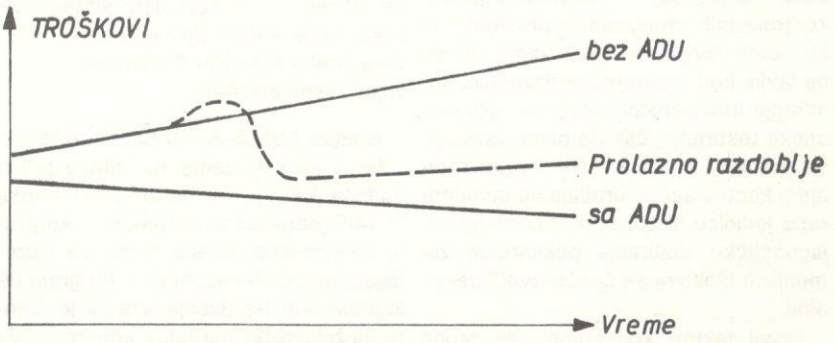
– dijagnostičko testiranje zbog utvrđivanja kvara do nivoa modula ili kompleta,

– testiranje popravljenih modula ili kompleta,

– dijagnostičko testiranje zbog utvrđivanja uzroka kvarova unutar modula ili kompleta,

– kompletno proizvodno testiranje kod velike ili generalne opravke.

Niz pojedinačnih testova ili niz testova može da bude isti kod niza ovih slu-



Slika 2 – Uticaj uvođenja automatskih dijagnostičkih uređaja (ADU) na ukupne proizvodne troškove

čajeva; promene kod metoda testiranja su izazvane dubinom tražene dijagnostike u proceni kvaliteta. Ovi postupci su dobro upotrebljivi bilo da se radi o ručnom ili automatskom testiranju, iako automatsko testiranje traži podrobnije i tačnije opise testova. Ako se upotrebi bilo koja forma dijagnostičkih testova sa korišćenjem računara, to je veća potreba za tačnom i razumljivom komunikacijom između projektanata uređaja i projektanata testiranja i dijagnostike. Razumljivo definisan metodički pristup u rešavanju problema testiranja naročito kod upotrebe automatskih postupaka može doneti niz pogodnosti svima učesnicima projektovanja, proizvodnje i iskorišćavanje. Podešavanje kvaliteta traži taktičke informacije na kojima se zasniva odlučivanje. Ove informacije je potrebno dobiti iz zbira informacija i njihove obrade tokom korišćenja proizvoda. Kombinacija automatskog dijagnostičkog uređaja za skupljanje podataka i njihova automatska procena je sredstvo koje se isplati za praćenje kvaliteta niza najraznovrsnijih proizvoda. Izvori podataka predstavljaju ispitivanja u etapi razvoja i proizvodnje, rezultati laboratorijskih i radnih opita kvaliteta, uzorci testova, uskladištenih proizvoda i testovi izvedeni tokom radnog veka proizvoda; izbor podataka je važan. Suviše veliki broj podataka i njihova obrada su skupi, ali će biti otkriveni svi kritički parametri. Metode sakupljanja i beleženja podataka moraju da budu pažljivo odabrane zato što bitno utiču na vrednost unetih i podataka i njihovu procenu. Dok se kod proizvodnje nivo kvaliteta definiše u konstrukcionim podacima, tokom rada nivo kvaliteta može se menjati za namenu testiranja, zbog toga što se menjaju zahtevi korisnika, različita je radna sredina, ekonomija remonta, zamenom i kvarovima proizvoda. Rasprostranjenost kontrolisanih proizvoda je problem koji se često javlja kod održavanja, ali se ne javlja kod testiranja proizvodnje. Testiranje funkcionalnih osobina i dijagnostičko testiranje, čak do nivoa zamenjive jedinice, može se rešiti ili premeštanjem kontrolisanog uređaja na demontiranu jedinicu ili obrnuto. Podrobnije dijagnostičko testiranje pokvarenih zamenjivih blokova se češće izvodi centralno.

Drugi faktor, koji komplikuje radno testiranje (prilikom rada), je pojava modifikacija dijagnostičkih uređaja u radu. Ove poteškoće su još veće ako se upotrebljavaju u radu uređaji, koji su posle prepravljani. Ovo bitno utiče na postupke testiranja, iz toga izlazi potreba za dovoljnom količinom univerzalnih programa testiranja i softvera jezika testiranja, koji omogućavaju brzo i jasno prenošenje informacija između projektanata, proizvođača i održavanja.

PRIKAZ RAZVOJA NEKIH OD DIJAGNOSTIČKIH SISTEMA U ŽELEZNIČKOM SAOBRAĆAJU

Sistem SEARCH (System evaluation and reliabolidy), – Sistem SEARCH je, u suštini, digitalni analizator upravljani perforiranim trakom, razvijen je 1969. god. tehnikom Sourthern Pacific Co u saradnji sa firmom Dalmo Victor. Namenjen je za brzo, jednostavno i lako testiranje motornih lokomotiva sa električnim prenosom snage.

Već u 1969. god. sistemom SEARCH testiralo se 2 500 lokomotiva u nekoliko železničkih kompanija. Kod svake lokomotive mora da se instalira specijalna oprema koja omogućava priključenje na uređaj SEARCH. Ukupni broj mernih mesta je 400, pri čemu ispitno vreme za svaku lokomotivu je 100 min. Ispitivanje izvode dva srednje kvalifikovana tehničara. Nepogodnost sistema SEARCH je izričito statički karakter ispitivanja, koji ne odgovara stvarnim uslovima eksploatacije. Numerički zahtevi za ispitivanje (priključenje kontrolnih uređaja, vlastito ispitivanje, izvođenje potrebne popravke i skidanje kontrolnih uređaja) su dosta obimni i lokomotiva je dugo van saobraćaja. Zato su neke železničke organizacije, u saradnji s proizvođačima računske tehnike, počele su sa razvojem sistema za sakupljanje važnih dijagnostičkih podataka direktno na lokomotivi prilikom vožnje (eksploatacije).

Sistem PUMA–E – U SSSR se razvio i dat je na korišćenje, na zahtev proizvođača lokomotiva, automatski uređaj PUM-E, određen za automatsku kontrolu elektronske obrade podataka i uređaja električnih lokomotiva. Program dijagnostičkih ispitivanja izradio je Centralni železnički institut, a konstrukciju i razvoj je izveo Institut za automatizaciju i telemehaniku Akademije nauka SSSR. Montažu prvog uređaja je izveo depo Moskve – Kurskaja.

Lokomotiva se za kontrolu dopremi u depo i sa kablovima se poveže sa uređajem PUMA–E. Ispitivanje se obavlja po unapred pripremljenom programu koji je obeležen na perforiranoj traci u dva koda. Blok-priključnica omogućava 10 odabranih dovoda iz 178 koji su povezani lokomotivom na 100 radnih tačaka uređaja. Ovakav sistem omogućava veliku univerzalnost kod korišćenja i primenu niza programa ispitivanja. Uređaj PUMA–E je sposoban da izvede 40 kontrolnih operacija u minuti. Kompleksna kontrola 500 elemenata, koji se smatraju merodavni za radnu sposobnost lokomotive, može se obaviti za 15 do 20 minuta.

Orijentacioni tehničko-ekonomski elaborat o efektivnosti celog uređaja je pokazao da se pri ceni uređaja u iznosu od 60.000 rubalja troškovi vrate tokom 3 do 4 godine.

Sistem DELTA – U SSSR je Institut za projektovanje sredstava upravljanja auto-mehanizacije u Lenjingradu razvio sistem DELTA koji omogućava proveru tehničkog stanja dizel-lokomotive DR–1 u depou u Rigi (Pribaltske železnice). Sistem DELTA kontroliše 20 do 40 parametara lokomotivnih sistema, kao npr. temperaturu vode, ulje, pritisak ulja, nivo goriva, obrte napojnog motora, struju, napon itd. Kontorliše se pomoću automatskih svetlosnih i zvučnih signala pri odstupanju praćenih parametara lokomotive od stvarnih vrednosti. Uređaj DELTA j trajno priključen na dizel-motoru i sa električnim obodima lokomotive i prilikom vožnje daje vrejdnosti osnovnih parametara koji se vide na ekranu upravljačnice mašinovođe. Ovaj uređaj nema registracione jedinice.

Koliko je poznato iz literature, nijedan od navedenih sistema zbog svoje složenosti nije našao širu primenu u železničkom saobraćaju i nije prešao stadijum samofunkcione overe na železnici. Jedan od glavnih razloga je da se dijagnostička veličina utvrđuje na opterećenoj lokomotivi.

Imaju dva puta za rešenja:

– da se grade dijagnostične stanice
– da se snimaju dijagnostički podaci sa delimičnom procenom direktno na lokomotivi tokom vožnje.

U prvom slučaju dolazi do velikih isključenja lokomotiva iz saobraćaja, zbog: dopremanja lokomotive do dijagnostičkog centra, priključivanja na uređaj opterećenja, montaže uređaja, dužine vlastitog testa, demontaže uređaja i otkačivanja opterećenja.

Sada se ne mogu zanemariti ni troškovi tokom dijagnostičkog testa. Kod drugog slučaja, tj. »palubne« dijagnostike, dolazi do poteškoća sa trajno instaliranim uređajima koji su relativno skupi. Pri tome se ne može garantovati da neće doći do njihovog oštećenja. Uređaj bi morao da radi potpuno automatski, zato što se ne može računati na intervencije mašinovođe tokom vožnje.

Kompromisno rešenje je sistem ČKD n.p. Prag, koji je kombinacijom palubne i prizemne dijagnostike postigao najviše efektivnosti dijagnosticiranja. Prvi stepen ovog sistema trajno prikazuje na monitoru osnovne pokazatelje koji su presudni za optimalnu ekonomičnost rada i globalne podatke o ukupnom tehničkom stanju motora. S obzirom na funkciju, dovoljno je da sistem može razlikovati dva stanja, prema sposobnosti rada i ekonomičnosti rada. U zaključku lokomotiva može se označiti kao sposobna za dalju eksploataciju ili će se preporučiti dijagnostički test koji treba da pronađe eventualni kvar.

Sistem drugog stepena za tačnije utvrđivanje tehničkog stanja radi lokalizacije eventualnog kvara mora se oslanjati na rezultate dijagnostičke provere prvog stepena, a dijagnostički uređaj mora omogućiti kompleksnu proveru važnih funkcionih čvorova. Za sadašnji sistem organizacije saobraćaja u ČSSR za sada je najefikasniji skup jednonamenskih uređaja koji služe radnicima održavanja za brže pronalaženje kvara. Procena o tehničkom stanju i kvarovima je u zavisnosti od mišljenja tehničara koji izvodi dijagnostiku. Korišćenje automatizacije pomoću tehnike mikroprocesora je korisno za lakšu obradu izmerenih rezultata, automatsko beleženje vrednosti, pojednostavljenje konstrukcije i dijagnostičkog rešenja itd. Posle dobijanje dovoljnog broja statističkih podataka, overom zavisnosti između kvara i dijagnostičkim nalazom može da se pristupi automatizovanom rešenju.

(Adresa: Dr sci teh. Slavko KEPČIJA, Saobraćajni institut – CIP i Dipl. maš. inž. Rajko PRODANOVIĆ, Saobraćajni institut – CIP – Beograd)

Primena tehnike mrežnog planiranja kod održavanja tramvaja i trolejbusa

UDK 625.46:658.581.012.122.004.5

Vladimir ALEKSANDROV, dipl. inž.

UVOD

Osnovna karakteristika svih gradskih naselja, a posebno glavnih gradova i većih industrijskih centara, jeste stalni porast broja stanovnika, proširenje teritorije i jačanje materijalne baze, masovni prevoz dobija sve veći značaj. Život u gradu ne može se zamisliti bez dobro organizovanog i razvijenog javnog gradskog prevoza, posebno život u velikim gradovima sa velikim brojem stanovnika gde su pojedina naselja udaljena i po desetak kilometara jedno od drugog.

U velikim gradovima primenjuju se različiti vidovi putničkog saobraćaja: tramvajski, trolejbuski, autobuski, prevoz metroom, prevoz taksijem, rečni transport (gde ima reka), transport prigradskom železnicom i individualni prevoz putničkim automobilima. Jedan od najrasprostranjenijih vidova gradskog prevoza je, svakako, automobilski. Tramvaj, trolejbus i metro javljaju se kao sredstva tzv. električnog gradskog saobraćaja. Kako je metro privilegija manjeg broja gradova, to se tramvaj i trolejbus javljaju kao osnovna sredstva gradskog električnog saobraćaja.

Tramvaj ima veću prevoznu sposobnost u poređenju sa trolejbusom i autobusom. Cena vožnje tramvajem je, po pravilu, niža od cene vožnje autobusom i trolejbusom. Tramvaj ima i manju specifičnu potrošnju energije u poređenju sa trolejbusom i autobusom. Tramvaj i trolejbus koriste električnu energiju za razliku od autobusa, koji koristi deficitarno dizel-gorivo. Međutim, tramvaj ima i svojih nedostataka: malu manevarsku sposobnost, malu eksploatacionu brzinu, stvara veliku buku pri kretanju, zahteva velika ulaganja u izgradnju koloseka i usporava ostale vidove uličnog saobraćaja.

Trolejbus koristi postojeće saobraćajne podloge, radi skoro bešumno, ima mnogo veću manevarsku sposobnost od tramvaja.

Cena prevoza trolejbusom je niža od cene prevoza autobusom.

Tramvaj i trolejbus ne ispuštaju produkte sagorevanja, tj. ne zagađuju okolinu. Međutim, i tramvaj i trolejbus zahtevaju složenu kontaktnu mrežu za napajanje električnom energijom.

Autobus ima najveću manevarsku sposobnost u odnosu na ostale vidove transporta koji imaju kontaktnu mrežu, te su i brzine kretanja autobusa veće od brzine kretanja tramvaja i trolejbusa. Jedna od najvećih mana autobusa je već spomenuto zagađivanje i ovako već zagađene gradske sredine, dalje, velika buka, korišćenje deficitarnog i strateškog dizel-goriva i značajno manji vek eksploatacije u odnosu na tramvaj i trolejbus.

I pored sve većeg broja privatnih putničkih automobila sve je veće interesovanje za jeftinijim prevozom vozilima javnog gradskog saobraćaja.

Upoređujući mane i prednosti pojedinih vidova vozila javnog gradskog saobraćaja, nameće se zaključak da je za sve velike gradove bolje ići na prevoz tramvajem i trolejbusom, ako već nema mogućnosti za izgradnju metroa.

Veoma važan zadatak javnog gradskog saobraćaja je ne samo povećanje bezbednosti već i smanjenje izdataka za održavanje neophodne tehničke ispravnosti i gotovosti vozila. Rešenje ovog zadatka je u primeni naučno-tehničkih metoda u eksplaotaciji i održavanju vozila. Za održavanje voznog parka u ispravnom stanju neophodno je korišćenje savremenih dostignuća nauke i tehnike u oblasti usavršavanja kako tehnoloških procesa održavanja vozila, tako i u organizaciji i upravljanju remontnom proizvodnjom. Samo jedan savremeno opremljen depo za održavanje tramvaja i trolejbusa, uz primenu svih do sada poznatih naučnih metoda iz oblasti eksploatacije i održavanja, mogu udovoljiti zahtevima savremenog transporta, udobnosti i kulturi prevoza putnika, povećanju prevozne sposobnosti i brzine kretanja vozila, mogućnosti da se udovolji zahtevima prevoza u »špicevima« i što nižoj ceni prevoza.

Cilj ovog članka je da ukaže na mogućnost primene jedne relativno nove naučne metode – tehnike mrežnog planiranja kod održavanja tramvaja i trolejbusa. U njemu je dat i pregled primene mrežnog planiranja na obavljanju radova kod tzv. drugog servisa tramvaja i trolejbusa.

1. ODRŽAVANJE TRAMVAJA I TROLEJBUSA

Održavanje tramvaja i trolejbusa može biti:

– redovno, koje se periodično ponavlja i unapred planira;

– vanredno, koje se obavlja radi otklanjanja iznenadnih kvarova, nedostataka ili istrošenja.

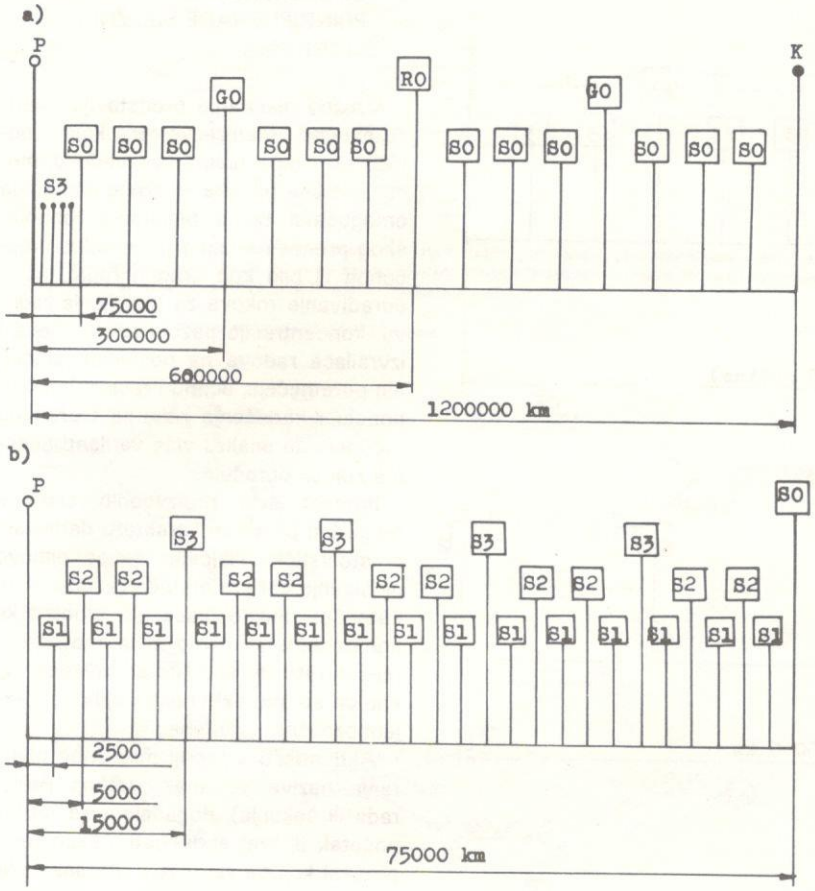
Redovno održavanje se može podeliti na:

– stalni nadzor,

– pranje i čišćenje,

– kontrolno-tehničke preglede,

– redovne (investicione) opravke.



a) Redovne (investicione) opravke
P–početak eksplaotacije (puštanje u rad novog) vozila
K–puna amortizacija (kasacija) vozila
RO–reviziona opravka
GO–generalna opravka
SO–srednja opravka
b) Kontrolno-tehnički pregledi (tekuće opravke) S3–treći servis, S2–drugi servis, S1–prvi servis

Slika 1 – Ciklusi i rokovi redovnih opravki i kontrolno-tehničkih pregleda tramvaja

Vanredne opravke mogu biti manjeg ili većeg obima.

Stalni nadzor, pranje i čišćenje, kontrolno-tehnički pregledi i vanredne opravke čine tzv. tekuće održavanje.

Redovne investicione opravke čine tzv. investiciono održavanje, kada se ulaganjem u vozilo ono prilikom opravke dovodi u ispravno tehničko stanje, sposobno za redovnu eksploataciju bez većih intervencija do sledeće opravke.

Na slici 1. prikazani su ciklusi i rokovi redovnih opravki i kontrolno-tehničkih pregleda tramvaja, a na slici 2. ciklusi i rokovi redovnih opravki i kontrolno-tehničkih pregleda trolejbusa.

Stalni nadzor tramvaja i trolejbusa obavlja se:

– pri pripremi vozila za rad,
– tokom rada vozila,
– po završetku rada vozila (dnevni pregled).

Ručno pranje i čišćenje obavlja se svakodnevno (prilikom dnevnog pregleda).

Detaljno pranje i čišćenje vozila i sastavnih sklopova, uređaja i opreme obavlja se prilikom kontrolnih pregleda.

Pod kontrolnim pregledima vozila podrazumevaju se pregledi i provere ispravnosti rada i obavljanje odgovarajućih podešavanja određenih delova, sklopova, uređaja i agregata vozila, kao i zamena neispravnih delova, potrošnih elemenata i materijala, a prema obimu radova definisanom za svaku vrstu pregleda i vrstu vozila.

Pod redovnim investicionim opravkama vozila podrazumevaju se pregledi, kontrola i opravke svih ili ograničenog broja delova, sklopova, uređaja i agregata, radi dovođenja vozila u potpuno tehnički ispravnom stanju za dotičnu vrstu opravke, a prema definisanom obimu radova za svaku vrstu redovne opravke.

Pod vanrednim opravkama manjeg obima podrazumevaju se opravke manjeg obima delova, sklopova, uređaja i agregata vozila radi otklanjanja manjih kvarova (oštećenja) nastalih u eksploataciji koje je uočilo osoblje službe održavanja, zbog ostvarivanja bezbednosti i pogonske pouzdanosti vozila u eksploataciji.

Pod vanrednim opravkama većeg obima podrazumeva se:

– otklanjanje oštećenja vozila nastalih prilikom udesa (iskliznuća, sudari, požari, i sl.);
– otklanjanje težih oštećenja na pojedinim delovima, sklopovima i agregatima vozila nastalih u toku rada,
– izvršenje modifikacije i rekonstrukcija na vozilima.

Redovne (investicione) opravke se mogu podeliti na:

– srednje,
– generalne,
– revizione.

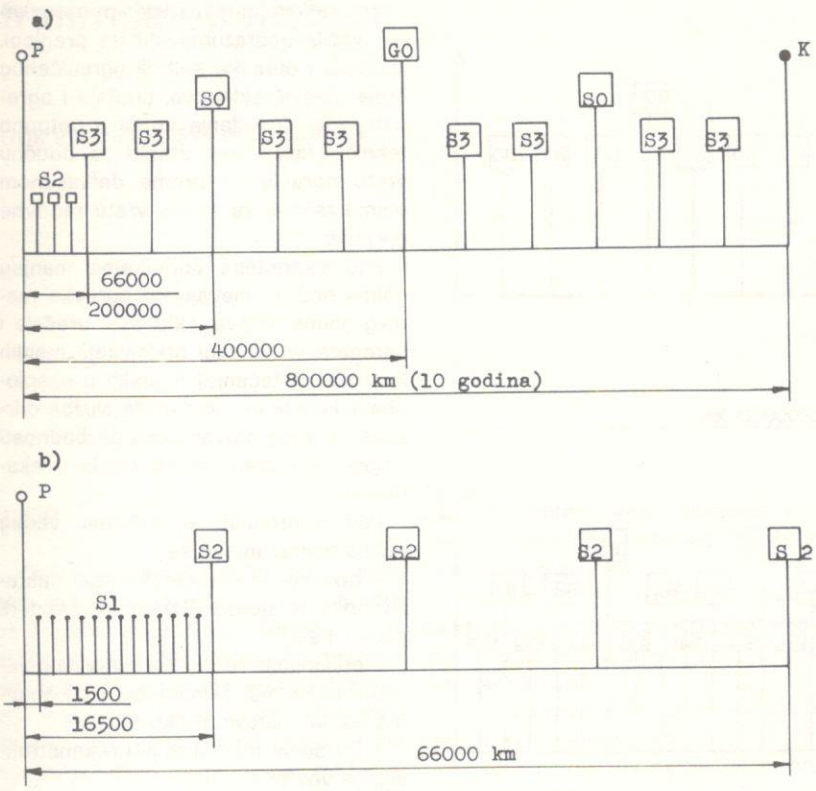
Pod srednjom opravkom podrazumeva se pregled, kontrola i opravka ili zamena određenih delova, sklopova i agregata koji nisu u stanju da bez kvarova dočekaju narednu investicionu opravku.

Pod generalnom opravkom podrazumeva se opravka ili zamena svih delova, sklopova i agregata kako bi se mogao obezbediti rad vozila do sledeće investicione opravke istog ranga.

Pod revizionom opravkom podrazumeva se pored opravke ili zamene svih međusobno zamenljivih sklopova i agregata i opravka delova koji nisu međusobno zamenljivi (sanduk vozila, donje postolje, rezervoar, cevovodi, električni kablovi i dr.).

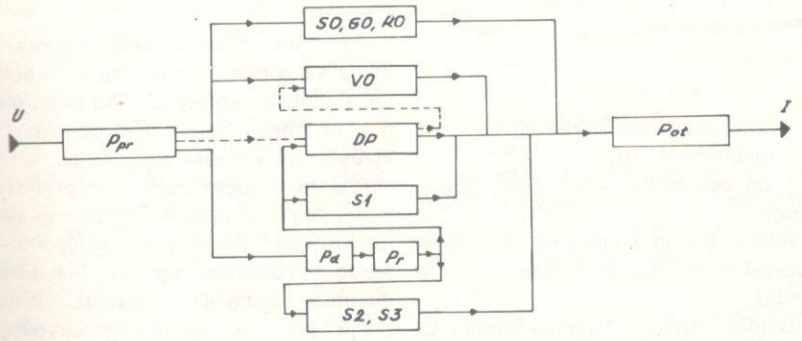
Radovi na održavanju tramvaja i trolejbusa obavljaju se u odgovarajućim depoima.

Na slici 3. prikazana je strukturna šema procesa održavanja tramvaja, a na slici 4. strukturna šema procesa održavanja trolejbusa. Prikazane strukturne šeme su ujedno i šeme kretanja vozila kroz depo. Punim linijama prikazani su obavezni tokovi kretanja, a is-



a) Redovne (investicione) opravke
P–početak eksploatacije vozila
K–puna amortizacija vozila
GO–glavna opravka
SO–srednja opravka
S3–treći servis
b) Kontrolno-tehnički pregledi (tekuće opravke)
S2–drugi servis
S1–prvi servis

Slika 2 – Ciklusi i rokovi redovnih opravki i kontrolno-tehničkih pregleda trolejbusa



U–ulaz tramvaja u depo, I–izlaz tramvaja iz depoa, Ppr–prijemni parking tramvaja, Pot–otpremni parking tramvaja, Pd–produvavanje, Pr–spoljno mašinsko pranje, DP–dnevni pregled, S1–prvi servis, S2–drugi servis, S3–treći servis, VO–vanredna opravka, SO–srednja opravka, GO–generalna opravka, RO–reviziona opravka.

Slika 3 – Strukturna šema procesa održavanja tramvaja

prekidanim linijama – mogući. Pravougaonici na šemi predstavljaju objekte za održavanje. U pojedinim objektima obavljaju se više vrsta kontrolno-tehničkih pregleda, odnosno redovnih opravki shodno njihovoj srodnosti, a uglavnom radi korišćenja zajedničkih pomoćnih odeljenja (radionica).

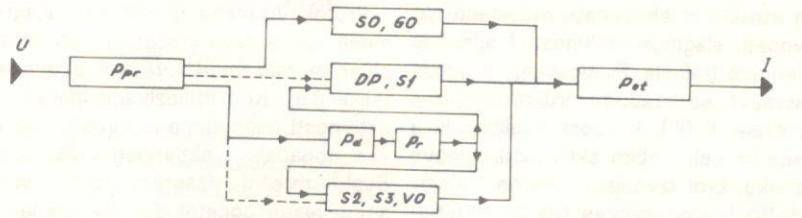
2. METODE MREŽNOG PLANIRANJA I PRINCIPI IZRADE MREŽNIH DIJAGRAMA

Mrežno planiranje predstavlja metodu naučne organizacije rada koja u poslednje vreme nalazi sve veću primenu. Primena tehnike mrežnog planiranja omogućava tačno planiranje tehnološkog procesa svakog proizvodnog, naučnog ili bilo kog drugog rada, tačno određivanje rokova za obavljanje radova, koncentracije pažnje rukovodioca i izvršilaca radova na posledice slučajnih poremećaja, ocenu i racionalnu raspodelu i korišćenje resursa i primenu računara za analizu više varijanti sistema koji se obrađuje.

Procesi svih proizvodnih sistema mogu biti po svom karakteru definisani ili stohistički. Najčeše se za njihovo opisivanje koriste metode računa verovatnoće. Jedino kada je stohistička komponenta relativno mala, moguće je posmatrati ih kao determinisane, tj. kao da su sve aktivnosti i njihove veze jednoznačno određene.

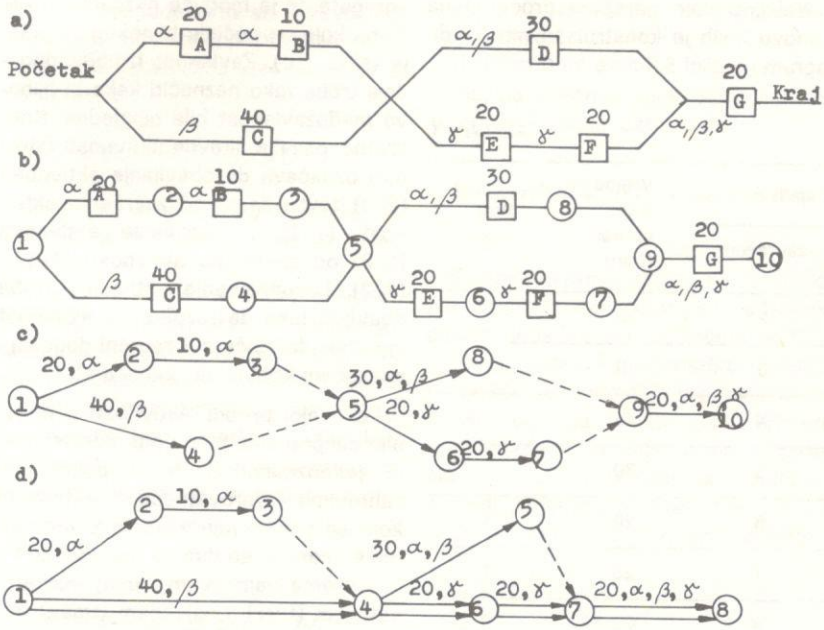
Aktivnošću u teoriji mrečžnog planiranja naziva se svaki proces (vrsta rada ili čekanja), događajem se naziva početak ili kraj aktivnosti, čekanjem – procesi koji ne zahtevaju utrošak rada, ali zahtevaju utrošak vremena (tehnološki prekidi, prekidi rada radi bezbednosti i sigurnosti i sl.). Logičke veze između dve ili više aktivnosti izražavaju zavisnost početka nekih aktivnosti od rezultata drugih. Aktivnosti – radni procesi ili čekanja predstavljaju se grafički punim linijama sa strelicama, a događaji kružićima. Logičke veze aktivnosti nazivaju se fiktivnim radom i predstavljaju se grafički isprekidanim linijama sa strelicama. Strelice su uvek orijentisane u smeru protoka vremena – od početka ka kraju aktivnosti.

Ako se pretpostavi da neki radni proces obavljaju radnici α, ß i γ, radnici α i ß počinju rad istovremeno, a radnik α obalja operacije A i B, radnik ß operaciju C, početak naredne operacije D moguće je samo po uspešnom završetku operacija A, B i C. Operaciju D obavljaju radnici α i ß zajednički. Istovremeno sa početkom operacije D radnik γ počinje sa obavljanjem operacija E i F. Radni proces se završava operacijom G koju obavljaju zajednički radnici α, ß i γ, pri čemu njen početak zavisi od uspešnog završetka operacija D, E i F.



U–ulaz trolejbusa u depo, I–izlaz trolejbusa iz depoa, Ppr–prijemni parking trolejbusa, Pot–otpremni parking trolejbusa, DP–dnevni pregled, S1–prvi servis, S2–drugi servis, S3–treći servis, VO–vanredna opravka, SO–srednja opravka, GO–generalna opravka, Pd–produvavanje, Pr–spoljno mašinsko pranje

Slika 4 – Strukturna šema procesa održavanja trolejbusa



a) strukturna šema procesa
b) i c) transformacija strukturne šeme
d) mrežni dijagram procesa

Slika 5 – Formiranje mrežnog dijagrama

Strukturna šema radnog procesa predstavljena je na slici 5a. Iznad kvadrata koji predstavljaju radne operacije A, B, C, D, E, F i G upisano je vreme trajanja operacija. Za sastavljanje mrežnog dijagrama procesa u strukturnu šemu uvedeni su događaji – trenuci 1–10, počeci i završeci svih operacija predstavljeni grafički kružićima. Događaj 1 je početak rada, događaj 2 završetak rada A i početak rada (operacije) B itd. Kao rezultat toga dobija se strukturna šema prikazana na slici 5.b. Operacije (radovi–aktivnosti) su predstavljene strelicama iznad kojih je ispisano vreme trajanja odgovarajuće operacije i izvršioci koji je obavljaju. Tako strukturna šema dobija oblik kao na slici 5.c. Logičke veze događaja 3, 4, 5 i 7, 9 predstavljene su isprekidanim linijama sa strelicama (tzv. fiktivni radovi). Kako logičke veze ne zahtevaju vreme za svoje izvršenje, šema predstavljena na slici 5.c može se uprostiti.

Neposredno iza operacije (1,4) počinju operacije (5,8) i (5,6), a iza operacije (6,7) počinje operacija (9,10). Prema tome, događaji 4 i 5 (analogno događaji 7 i 9) mogu se spojiti. Spajanjem ovih događaja i njihovim preobeležavanjem dobija se mrežni dijagram (slika 5.d). Fiktivni radovi (3,4) i (5,7) moraju se zadržati, jer naglašavaju logičku vezu radova: mogućnost početka radova (4, 6) i (4, 5) samo po završetku radova (1, 4) i (1, 2) (2, 3) i početak rada (7, 8), samo po završetku radova (4, 5), (6, 7) i (4, 6). U posmatranom procesu fiktivni radovi (3, 4) i (5, 7) označavaju zastoj u radu radnika α po obavljenju radova (1, 2) i (2, 3) sve dok radnik β ne obavi rad (1,4) i zastoj u radu radnika α i ß po obavljanju rada (4, 5), tj. operacija D, sve dok radnik γ ne obavi rad (6, 7).

Uopšte, za neki rad (i, j) događaj »i« naziva se početnim ili prethodnim, a događaj »j« krajnjim ili završnim. Na primer, događaj 5 na slici 5.d je završni događaj aktivnosti (4, 5) i ujedno početni za aktivnost (5, 7). Događaj 1 je početni, a događaj 8 završni događaj procesa. Karakateristika događaja 1 je da on nije vezan za završetak neke prethodne aktivnosti, a karakteristika događaja 8 je da on nema narednu aktivnost. Događaji se obeležavaju tako da svaki naredni ima oznaku veću od oznake prethodnog. Događaj u koji ulazi jedna i iz kojeg izlazi jedna aktivnost naziva se prostim događajem. Događaji koji predstavljaju početak ili završetak više aktivnsoti nazivaju se složenim događajima. Na slici 5.d prosti su događaji 2, 3, 5, 6 i 8, a složeni – događaji 1, 4 i 7. Svaki nastavak radova usmislu više oznake događaja naziva se putem. Dužina puta određuje se sumom vremena trajanja ili obima radova koji leže na njemu. Put, koji počinje u početnom događaju sistema, a završava se u završnom događaju sistema, naziva se punim putem. Na mrežnome dijagramu (slika 5.d) moguća su četiri puna puta između događaja 1 i 8, to su putevi: 1 – 2 – 3 – 4 – 5 – 7 – 8, 1 – 2 – 3 – 4 – 6 – 7 – 8, 1 – 4 – 5 – 7 – 8 i 1 – 4 – 6 – 7 – 8.

Puni put najveće dužine naziva se kritičnim putem.

Put 1 – 4 – 6 – 7 – 8 dužine trajanja od 40+20+20+20+20=100 vremenskih jedinica je kritični put sistema. Aktivnosti koje leže na kritičnom putu nazivaju se kritičnim aktivnostima. Na mrežnom dijagramu na slici 5.d one su označene dvostrukim linijama sa strelicama.

Određivanje kritičnog puta je jedan od osnovnih ciljeva konstrukcije mrežnog dijagrama ukoliko na njemu leže kritične aktivnosti, od čijih dužina trajanja zavisi svojevremeno ispunjenje čitavog planiranja procesa. Povećanje vremena trajanja aktivnosti, koje ne leže na kritičnom putu, npr. aktivnosti (1–2) i (2–3) u granicama čekanja (3–4), ne odražava se na vreme trajanja kritičnog puta.

Složenost mrežnog dijagrama ocenjuje se koeficijentom složenosti koji predstavlja odnos broja aktivnosti i broja događaja. Za mrežni dijagram (slika 5.d) on iznosi:

$$ksl = \frac{ka}{kd} = \frac{9}{8} = 1{,}125$$

Mrežni dijagrami sa ksl < 1,2 nazivaju se prostim, sa 1,2 < ksl < 1,5 srednje složenim, a sa ksl > 1,5 složenim mrežnim dijagramima.

Konstruisanju mrežnih dijagrama obavezno prethodi proučavanje posmatranog procesa zbog definisanja njegove strukture, aktivnosti, redosleda aktivnosti, slaganja aktivnosti i njihovog vremena trajanja. Proučavanje procesa završava se izradom strukturne šeme procesa i (ili) izradom tablica, koje daju: presek i obim aktivnosti, njihove oznake, broj izvršilaca, vreme trajanja itd. Konkretno, proces čija je strukturna šema prikazana na sl. 5.a razbijen je na tri tehnološka dela:

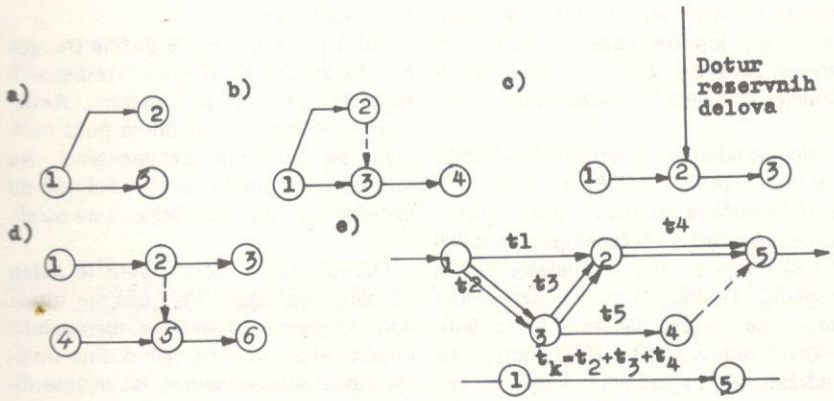
I – koji sadrži operacije A, B i C;
II – koji sadrži operacije D, E i F i
III – koji sadrži operaciju G

Veličine koje određuju proces i na osnovu kojih je konstruisan mrežni dijagram na slici 5.d date su u tabeli 1.

TABELA – 1

Tehnološ. celina	Naziv operacije	Oznaka događaja		Vreme traj. operac. (min)	Broj izvrš.
		početnog	završnog		
I	A	1	2	20	1
	B	2	3	10	1
	C	1	4	40	1
II	D	4	5	30	2
	E	4	6	20	1
	F	6	7	20	1
III	G	7	8	20	3

PRIMEDBA: Početku tehnološke celine II prethodi završetak tehnološke celine I, a početak tehnološke celine III završetak tehnološke celine II.



a) orijentacija aktivnosti
b) paralelne aktivnosti sa uvođenjem fiktivne aktivnosti
c) dotur rezervnih delova i agregata
d) veza između događaja pomoću fiktivne aktivnosti
e) zamena fragmenta mrežnog dijagrama rezultujućom aktivnošću

Slika 6 – Fragmenti mrežnog dijagrama (legenda oznaka)

Protok vremena u mrežnim dijagramima ide s leva nadesno. Isti takav smer moraju imati i vektori aktivnosti (slika 6.a). Kod prikazivanja paralelnih aktivnosti neophodno je uvoditi dopunske događaje i aktivnosti (slika 6.b). Svaki mrežni dijagram može imati samo jedan početni događaj kome ne prethodi nikakva aktivnost, i samo jedan završni događaj iza koga nema nikakve aktivnosti. Izuzetno, kada se na mrežnom dijagramu želi naznačiti »ulaz« rezervnih delova, materijala ili agregata, to je moguće naznačiti strelicama koje ne počinju iz nekog događaja (slika 6.c). Zavisnost između događaja treba tako naznačiti kako bi njihova međuzavisnost bila očigledna. Konkretno, oznaka fiktivne aktivnosti (slika 6.d) označava da obavljanje aktivnosti (2–3) zavisi samo od završetka aktivnosti (1–2), a obavljanje aktivnosti (5–6) od završetka aktivnosti (4–5) i (1–2). Ukrupnjavanje aktivnosti treba obavljati tako da rezultujuća aktivnost ima, takođe, početni i završni događaj i naznačeni kritični put (slika 6.e).

Po svojoj prirodi, aktivnosti u mrežnim dijagramima mogu biti determinisani (jednoznačni) ili da se pokoravaju zahtevima verovatnoće. Aktivnosti koje se pokoravaju zakonima verovatnoće ocenjuju se dvema metodama:

– prema najmanjem (tmin), najverovatnijem (tver), i najvećem (tmax) trajanju;

– prema najmanjem (tmin), i najvećem (tmax) trajanju.

Pod najmanjim trajanjem (tmin) podrazumeva se obavljanje radova u najpovoljnijim uslovima, bez prekida i nepredviđenih teškoća.

Najverovatnije trajanje (tver) je trajanje radova prema srednjim parametrima u realnim uslovima proizvodnje.

Najveće trajanje (tmax) je vreme trajanja radova u najnepovoljnijim uslovima.

Srednje vreme trajanja radova sračunava se prema obrascu:

$$Tsr = \frac{(tmin + 4\ tver + tmax),}{6} \text{ ili}$$

$$tsr = \frac{3\ tmin + 2\ tmax}{5}$$

Analogno tome disperzija (mera neodređenosti), vezana za ocenu verovatnoće vremena trajanja radova, biće:

$\sigma^2 = \frac{[(tmax - tmin)]^2}{}$, odnosno

$\sigma^2 = \frac{[(tmax - tmin)]^2}{5}$

Što je veća disperzija nekog rada, utoliko je manja verovatnoća njegovog izvršenja u vremenskom intervalu tsr.

Najčešće se koristi ova druga metoda, jer se u uslovima održavanja vozila sa dovoljnom tačnošću mogu odrediti parametri *tmin* i *tmax*.

Kako se kod održavanja vozila radovi ponašaju uglavnom prema zakonu prirodne raspodele, to se verovatnoća toga da vreme trajanja procesa »t« ne pređe zadatu veličinu »tz« određuje se po obrascu:

$$P(t < tz) = \varnothing [(t2 - tsr)/\sigma(t)]$$

Brojčane vrednosti funkcije $\varnothing$ (x) uzimaju se iz tablice normalne raspodele.

Kod modeliranja složenih proizvodnih procesa (sistema) prvo se sastavljaju ukrupnjene strukturne šeme grupe radova (podsistema). Kada se urade mrežni dijagrami grupa radova, spajaju se po graničnim događajima. Kod konstruisanja mrežnih dijagrama grupe radova (podsistema) posebnu pažnju obratiti na definisanje graničnih događaja.

3. METODE PRORAČUNA MREŽNIH DIJAGRAMA

Proračun mrežnih dijagrama ima za cilj određivanje dužine kritičnih puteva i njihovih mogućih promena po vremenu, sagledavanje mogućih smanjenja utroška vremena na kritičnim putevima i pojedinim aktivnostima, iznalaženje rezervi u radnoj snazi i materijalu i dr.

Kod proračuna mrežnih dijagrama određuje se najraniji početak $t_i^{(0)}$, najraniji završetak $t_j^{(0)}$, najkasniji početak $t_i^{(1)}$, najkasniji završetak $t_j^{(1)}$ svih aktivnosti, kritični put Tkr, ukupna vremenska rezerva St radova koji ne leže na kritičnom putu i slobodna vremenska rezerva Ss.

Dužina (vreme trajanja) punog puta L jednaka je zbiru dužina (vremena trajanja) svih aktivnosti koje leže na tom putu između početnih i završnih događaja, odnosno:

$$t(L) = \sum^{L} tij$$

Na mrežnom dijagramu na slici 5.d su četiri puna puta:

1–2–3–4–5–7–8–9
1–2–3–4–6–7–8
1–4–5–7–8
1–4–6–7–8

Označe li se ovi putevi indeksima 1, 2, 3 i 4, tada je:

$t(L_1) = 20+10+0+30+0+20=80$
$t(L_2) = 20+10+0+20+20+20=90$
$t(L_3) = 40+30+0+20=90$
$t(L_4) = 40+20+20+20=100$ vremenskih jedinica.

Dužina kritičnog puta jednaka je zbiru dužina kritičnih aktivnosti:

$Tkr = max \sum^{L} tij = 100$ vremenskih jedinica

Osnovni vremenski normativ mrežnih dijagrama su najranije i najkasnije pojave događaja prema kojima se izračunavaju ostale karakteristike – počeci i završeci aktivnosti i vremenske rezerve događaja i aktivnosti. Primera radi događaj 4 na slici 5.d može nastupiti samo u tom slučaju kada budu ispunjeni prethodni radovi (1–4 i 1–2), (2–3). Pri tom su odgovarajući putevi:

$L_1 = (1–4) = 40$
$L_2 = (1–2–3–4) = 20+10+0=30$

Ukoliko je $L_1 > L_2$, najranija pojava događaja 4 određena je dužinom puta L_1, odnosno tr (4)=L_1=40. S druge strane, događaj 4 mora da nastupi u takvom roku kako bi ostalo dovoljno vremena za ispunjenje svih aktivnosti koje slede iza njega sve do završnog događaja 8. Aktivnosti koje slede iza događaja 4 leže na putevima:

$L_3 = (4–6–7–8) = 20+20+20=60$
$L_4 = (4–5–7–8) = 30+0+20=50$

Put $L_3 > L_4$, sledi, najkasnije pojava događaja 4: $tk(4) = Tkr - L_3 = 100–60=40$.

Postoji pravilo za određivanje najranije i najkasnije pojave *tr (I)* i *tk (I)* svakog događaja »*i*« na mreži: *tr (I)* jednako je najdužem od svih puteva, koji prethode događaju »*i*«, a *tk (I)* je razlika između *Tkr* i najdužeg od svih puteva, koji slede iza događaja »*i*« sve do završnog događaja, odnosno:

$$tr(I) = max \sum^{(a,I)} t(h,p)$$

$$tk(i) = Tkr - max \sum^{(I,z)} t(k,s),$$ gde je

(a, i) – put od početnog događaja »*a*« do događaja »*i*«

(h, p) – aktivnosti koje leže na tom putu

(i, z) – put od događaja »*i*« do završnog događaja »*z*«

(k, s) – aktivnosti koje leže na tom putu

Koristeći se ovim pravilom tada je:

tr(1)=0
tr(2)=20
tr(3)=20+10=30
tr(4)=40
tr(5)=40+30=70
tr(6)=40+20=60
tr(7)=tr(6)+t(6,7)=60+20=80
tr(8)=tr(7)+(7,8)=80+20=100
tk(8)=Tkr–0=Tkr=100
tk(7)=Tkr–t(7,8)=100–20=80
tk(6)=100–(20+20)=60
tk(5)=100–(20+0)=80
tk(4)=100–(20+20+20)=40
tk(2)=100–(20+20+20+0+10)=30
tk(1)=100–100=0

Najranije pojave sračunavaju se od početnog događaja 1 ka završnom 8, a najkasnije – obrnuto. Najranija pojava početnog događaja uvek je jednaka nuli, a završnog je jednaka kritičnom putu. Najkasnija pojava završnog događaja uvek je jednaka kritičnom putu, a početnog jednaka je nuli. Za događaje koji leže na kritičnom putu najranije i najkasnije pojave se poklapaju: tr(i) = tk(i). U našem slučaju:

tr(1)=tk(4)=40
tr(6)=tk(6)=60
tr(7)=tk(7)=80

Znajući *tr(I)* i *tk(I)* za sve događaje u mreži, moguće je za sve aktivnosti u mreži *(I, j)* odrediti najraniji početak t_{rp} (i, j), najkasniji početak *tkp (I, j)*, najraniji završetak *trz (I, j)*, i najkasniji završetak *tkz (I, j)*.

trp(I, j)=tr(I)
tkp(I, j)=tk(j)–t(I, j)
trz(I, j)=tr(I)–t(I, j)
tkz(I, j)=tk(j)

ili rečima, najraniji početak aktivnosti *(I, j)* jednak je najranijoj pojavi događaja »*i*« koji prethodi ovoj aktivnosti *(I, j)* je razlika između najkasnije pojave, događaja »*j*« koji odgovara završetku aktiv-

nosti *(i, j)* i dužine aktivnosti *(i, j)*; najraniji završetak aktivnosti *(i, j)* je zbir najranije pojave događaja »*i*«, koji prethodi ovoj aktivnosti i dužine aktivnosti *t(i, j)*; najkasniji završetak aktivnosti *(i, j)* jednak je najkasnijoj pojavi događaja »*j*« koji odgovara završetku aktivnosti.

U ovoj slučaju za aktivnost (1,2):

trp=o
tkp=tk(2)–t(1,2)=30–20=10
trz=tk(1)+t(1,2)=0+20=20
tkz=tk(2)=30

Analogno ovome, za aktivnost (2,3):

trp=20
tkp=80–10=70
trz=20+10=30
tkz=80

Za aktivnost (1,4):

trp=o
tkp=40–40=0
trz=0+40=40
tkz=40

Za fiktivnu aktivnost (3,4)

trp=30
trz=40–0=40
trz=30+0+30
tkz=40

Za aktivnost (4,6):

trp=40
tkp=60–20=40
trz=40+20=60
tkz=40

Za aktivnost (6,7):
trp=60
tkp=80–20=60
trz=60+20=80
tkz=80

Za aktivnost (4,5):
trp=40
tkp=80–30=50
trz=40+30=70
tkz=80

Za fiktivnu aktivnost (5,7):
trp=70
tkp=80–0=80
trz=70+0+70
tkz=80

Za aktivnost (7,8):
trp=80
tkp=100–20=80
trz=80+20=100=Tkr
tkz=100=Tkr

Za sve aktivnosti na kritičnom putu:
(trp) kr=(tkp)kr
(trz)kr=(tkz)kr

U našem slučaju:
trp(1,4) = tkp(1,4) = 0; trz(1,4) = tkz(1,4) = 40
trp(4,6) = tkp(4,6) = 40; trz(4,6) = tkz(4,6)=60
trp(6,7) = tkp(6,7) = 60; trz(6,7) = tkz(6,7) = 80
trp(7,8) = tkp(7,8) = 80; trz(7,8) = tkz(7,8) = 100

Razlika između kritičnog puta i puta *L* naziva se vremenskom rezervom puta *L*:

R(L)=Tkr–t(L)

U našem slučaju:
$R(L_1) = Tkr - t(L_1) = 100 - 80 = 20$
$R(L_2) = Tkr - t(L_2) = 100 - 90 = 10$
$R(L_3) = Tkr - t(L_3) = 100 - 90 = 10$
$R(L_4) = Tkr - t(L_4) = 100 - 100 = 0$

Karakteristika *R(L)* pokazuje za koliko mogu biti produžena vremena trajanja aktivnosti koje leže na punom putu, a da to ne utiče neplanirano vreme izvršenja procesa, ili, drugim rečima, *R(L)* je dopušteno povećanje puta *L*. Ukoliko je puni put *L* kraći, utoliko je njegova vremenska rezerva veća.

Vremenska rezerva *R(L)* može se iskoristiti za povećanje vremena trajanja svih aktivnosti koje se nalaze na putu *L* između aktivnosti koje pripadaju kritičnom putu. Pri tom je neophodno naglasiti da neka aktivnost *(i,j)* može istovremeno da se nalazi na više različitih puteva *L* koji imaju različite vremenske rezerve. Aktivnosti mogu imati dve osnovne vremenske rezerve: punu vremensku rezervu i slobodnu vremensku rezervu.

Puna vremenska rezerva *R(i,j)* aktivnosti *(i,j)* jednaka je razlici između najkasnije pojave događaja »*j*«, najranije pojave događaja »*i*« i vremena trajanja aktivnosti *(i,j)*:

R (i,j) = tr(j)–tk(i)–t(i,j)

U našem slučaju:
R(1,4) = 40–0–40 = 0
R(1,2) = 30–0–20 = 10
R(2,3) = 80–20–10 = 50
R(3,4) = 40–30–0 = 10
R(4,6) = 60–40–20 = 0
R(6,7) = 80–60–20 = 0
R(4,5) = 80–40–30 = 10
R(5,7) = 80–70–0 = 10
R(7,8) = 100–80–20 = 0

Puna vremenska rezerva neke aktivnosti pokazuje za koliko je moguće povećati njeno vreme trajanja ili pomeriti njen početak, kako bi vreme trajanja maksimalnog puta koji prolazi kroz nju bio manji od vremena trajanja kritičnog puta. Za aktivnosti, koje pripadaju kritičnom putu puna vremenska rezerva jednaka je nuli.

Ukoliko aktivnost *(i,j)* pripada različitim putevima, to iskorišćenje vremenske rezerve na nju punog puta najveće dužine, koji prolazi kroz nju, isključuje vremenske rezerve svih ostalih aktivnosti koje leže na tom putu.

Slobodna vremenska rezerva *Rs(i,j)* aktivnosti *(i,j)* jednaka je razlici između najranijih pojava događaja, »*j*« i »*i*« i vremena trajanja aktivnosti *(i,j)*:

Rs (i,j)=tr(j)–tr(i)–t(i,j)

U našem slučaju:
Rs(1,4)=40–0–40=0
Rs(1,2)=20–0–20=0
Rs(2,3)=30–20–10=0
Rs(3,4)=40–30–0=10
Rs(4,6)=60–40–20=0
Rs(6,7)=80–60–20=0
Rs(4,5)=70–40–30=0
Rs(5,7)=80–70–0=10
Rs(7,8)=100–80–20=0

Slobodna vremenska rezerva *Rs(i,j)* određuje veličinu vremenskih rezervi mreže, koje nastaju u slučajevima kada su za početak svih aktivnosti uzete najranije pojave događaja. Ona pokazuje maksimalno vreme za koje se može produžiti neka aktivnost *(i,j)* ili pomeriti njen početak, ne menjajući pri tom najranije početke svih sledećih aktivnosti, pod uslovom da je njen neposredni prethodni događaj »*i*« nastupio u trenutku *tr(i)*. Slobodna vremenska rezerva javlja se kao nezavisna vremenska rezerva, pošto njeno iskorišćenje na nekoj od aktivnosti ne menja veličine slobodnih vremenskih rezervi ostalih aktivnosti na mreži.

U našem slučaju slobodne vremenske rezerve imaju samo fiktivne aktivnosti (3,4) i (5,7). Ako u događaj ulazi samo jedna aktivnost, njena slobodna vremenska rezerva uvek je jednaka nuli. Od dve aktivnosti koje ulaze u događaj, slobodnu vremensku rezervu ima ona koja leži na kraćem putu. Aktivnosti koje leže na kritičnom putu nemaju vremensku rezervu.

TABELA 2 – Opis radova kod drugog servisa tramvaja

Aktivnost	Opis radova
(1,2), (12,13), (28,30)	Provera stanja i otklanjanje neispravnosti oplate sanduka, farova, signala, unutrašnje oplate, poda, sedišta, ventilacije, vrata, prozora, ogledala, natpisnih tablica, osigurača, aparata za gašenje požara i dr.
(1,8), (12,19), (29,31)	Provera stanja i otklanjanje neispravnosti kompresora, vešanja motor–kompresora, rezervoara, kočnika, kočnih cilindara, cilindara za otvaranje vrata, slavina i ventila, uređaja za brisanje stakala, peskare, cevovoda, manometara, sirene i dr.
(1,3), (12,14), (24,25)	Provera stanja i otklanjanje neispravnosti osovinskih sklopova i reduktora
(3,6), (14,17), (25,27)	Nastavak radova na reduktoru
(1,4), (12,15), (24,26)	Provera stanja i otklanjanje nedostataka centralne i ručne kočnice
(6,7), (17,18), (27,32)	Provera stanja i otklanjanje neispravnosti šinske kočnice
(9,10), (20,21), (33,34)	Provera stanja i otklanjanje neispravnosti kardanskih vratila
(6,9), (17,20), (27,33)	Provera podužnih nosača obrtnih postolja, centralnog ogibljenja i vešanja vučnih elektromotora
(10,11), (21,22), (34,37)	Provera stanja i otklanjanje nedostataka uzemljenja
(1,5), (16,23), (35,36)	Čišćenje kabine vozača i salona za putnike
(1,11), (12,22), (24,37)	Produvavanje, provera i otklanjanje nedostataka vučnih elektromotora; provera visokonaponskei niskonaponske električne instalacije, kontrolora, kontaktora, elektromotora kompresora i ventilatora, generatora, akumualtora, električnih grejalica, radio opreme, osvetljenja i dr.

Vremenska rezerva *R(i)* događaja je razlika između njegove najkasnije i najranije pojave:

$$R(i)=tk(i)-tr(i)$$

Vremenska rezerva *R(i)* pokazuje u kojim je dopuštenim vremenskim granicama moguće zadržati pojavu događaja »*i*« a da se vreme trajanja procesa ne poveća. Događaji na kritičnom putu nemaju vremensku rezervu, jer je za njih uvek:

$$tk(i)=tr(i)$$

4. MREŽNI DIJAGRAM RADOVA NA DRUGOM SERVISU (S2) TRAMVAJA I TROLEJBUSA

Na slici 7. prikazan je mrežni dijagram radova na drugom servisu (S2) tramvaja. Vreme zadržavanja vozila na S2 iznosi 4 časa. Servisiranje se obavlja u hali sa tri protočne linije (kolosека), svaka sa po jednim stajalištem, tj. radovi se obavljaju paralelno na tri vozila, odnosno ukupno je šest servisa u smeni. Drugi servis obavlja brigada od 14 radnika, od čega:

6 bravara »donjeg stroja«,
2 bravara »gornjeg stroja«,
2 bravara–kočničara,
3 električara i
1 perač (čistač).

Na prvom vozilu rade dva bravara donjeg stroja, jedan kočničar, jedan bravar gornjeg stroja, jedan električar i jedan perač, a na drugom – dva bravara donjeg stroja, jedan kočničar, jedan bravar gornjeg stroja i jedan električar. Na trećem vozilu rade dva bravara gornjeg stroja i jedan električar. Po završenom radu sa prvim vozilom perač i bravari gornjeg stroja prelaze na drugo, a zatim na treće. Opis radova dat je u tabeli 2. Vremena trajanja radova (aktivnosti) i broj izvršilaca ispisani su na mrežnom dijagramu (npr. aktivnost (1,2) obavlja jedan bravar gornjeg stroja, aktivnost traje dva časa i trideset minuta itd.).

Početni događaji mrežnog dijagrama su počeci radova na vozilima – događaji 1, 12 i 24.

Od njih počinju paralelno aktivnosti (1,2), (1,8), (1,3), (1,4), (1,11) i (1,5) na prvom vozilu, aktivnosti (12,13), (12,19), (12,14), (12,15) i (12,22) na drugom, i aktivnosti (24,25), (24,26) i (24,37) na trećem vozilu. Drugi bravari donjeg stroja obavivši aktivnosti (1,4) na prvom, (12,15) na drugom i (24,26) na trećem vozilu,pomažu prvim bravarima u obavljanju odgovarajućih aktivnosti (3,6), (14,17) i (27,32), a zatim ponovo pomažu prvim bravarima u obavljanju aktivnosti (9,10), (20,21) i (33,34). Perač, po obavljanju aktivnosti (1,5) na prvom vozilu, prelazi na drugo radi obavljanja aktivnosti (16,32), a zatim na trećem obavlja aktivnost (35,36). Prelaz s jednog vozila na drugo prikazan je vertikalnim linijama. Vreme prelaska iznosi dva minuta.

Bravari na gornjem stroju (sanduku vozila) po obavljanju aktivnosti (1,2) na prvom vozilu i aktivnosti (12,13) na drugom vozilu prelaze na treće vozilo i obavljaju zajedno aktivnost (28,30).

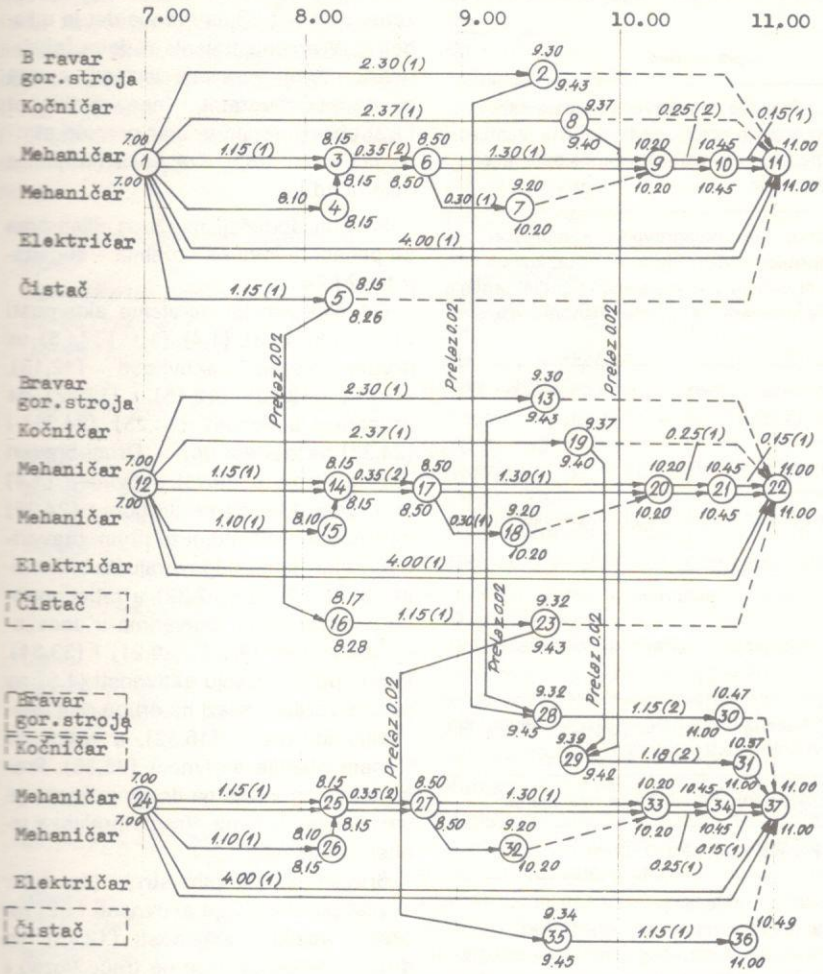
Analogno, kočničari po obavljanju aktivnosti (1,8) na prvom i (12,19) na drugom vozilu prelaze na treće i obavljaju zajedno aktivnost (29,31). Električari, neprekidno, svako na svom vozilu, obavljaju aktivnosti (1,11), (12,22) i (24,37).

Proračun mrežnog dijagrama počinje određivanjem najranijih početaka i završetaka svih događaja i aktivnosti, počevši od početnog događaja. Vrednosti *tr(i)* ispisane su iznad događaja. Najranija pojava početnog događaja 1 je *tr(1)=7.00h*. Najraniji završetak aktivnosti *(1,3)–trz(1,3)* koji je ujedno i najranija pojava događaja 3 i najraniji početak aktivnosti *(3,6)–trp(3,6)*, dobija se sabiranjem *tr(1)+t(1,3)*:

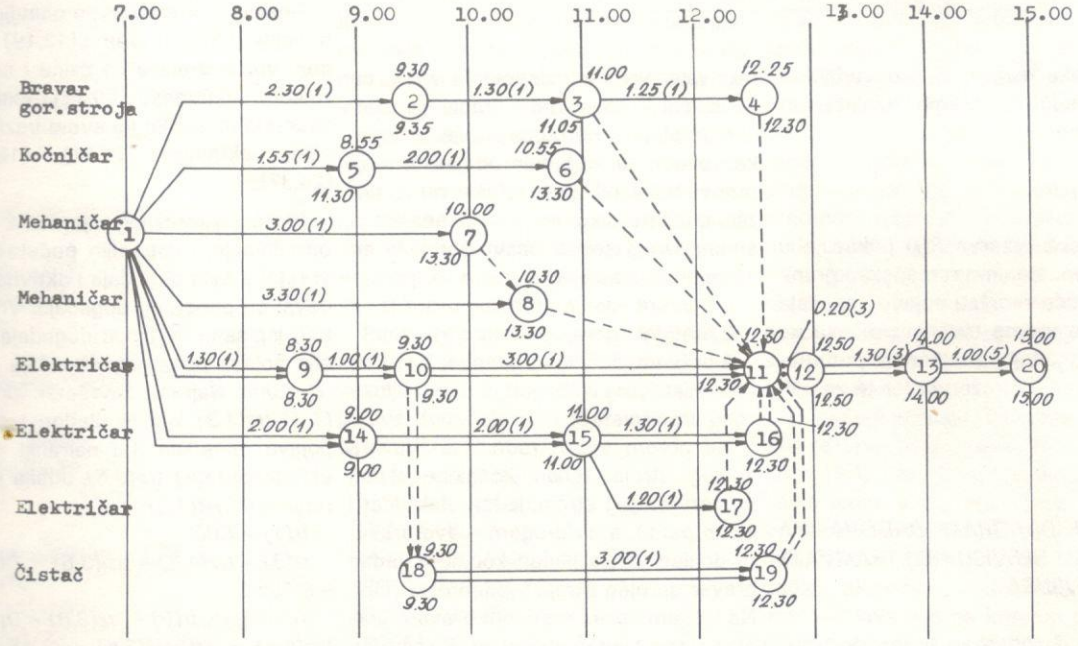
$$tr(1) = 7.00$$

$$tr(3) = trz(1,3) = trp(3,6) = 7.00+1.15 = 8.15h$$

Analogno, $tr(6) = trz(3,6) = trp(6,7) = trp(6,9) = tr(3)+t(3,6) = 8.15+0.35 = 8,50$ itd.



Slika 7 – Mrežni dijagram drugog servisa (S2) tramvaja (Paralelan rad na tri vozila)



Slika 8 – Mrežni dijagram drugog servisa (S2) trolejbusa

Kod određivanja najranijih pojava događaja kod paralelnih aktivnosti (1,3) i (1,4), (6,9) i (6,7), (12,14) i (12,15) itd. uzima se u obzir veća vrednost. Tako, kod određivanja *tr(3)* prema aktivnosti (1,3) dobija se *tr(3)=8.15, a kod određivanja prema fiktivnoj aktivnosti (4,3)–tr(3)=8.10.* Kao merodavno uzima se da je *tr(3)=8.15.*

Po određivanju najranijih pojava svih događaja, pristupa se određivanju njihovih najkasnijih pojava, polazeći od završnog događaja. Vrednosti *tk(I)* ispisane su ispod događaja. Najkasniji završetak završnog događaja *11–tk(11)* je u 11.00 h. Najkasniji početak aktivnosti *(10,11)-tkp (10,11),* koji je istovremeno najkasnija pojava *tk(10)* događaja 10 i najkasniji završetak aktivnosti *(9,10) tkz(9,10),* dobija se iz jednačine:

tkz(9,10) = tk(11)–t(10,11):

tk(11) = 11.00

tk(10) = tkp(10,11) = tkz (9,10) = 11.00–0.15 = 10.45

Analogno, *tk(9) = tkp(9,10) = tkz(6,9) = tk(10) – t(9,10) = 10.45 – 0,25 = 10.20 itd.*

Najkasnija pojava događaja 7 iznosi *1 020,* jer je *t(7,9)=0.* Analogno dobijaju se najkasnije poajve svih događaja koji prethode fiktivnim aktivnostima (4,3), (18,20), (15,14) i dr. Kod određivanja najkasnijih pojava događaja »*i*« koji

TABELA 3 – Opis radova kod drugog servisa trolejbusa

Aktivnost	Opis radova
(1,2)	Provera stanja i opravka kostura sanduka, spoljne oplate, blatobrana, farova, signala, vrata, krova, unutrašnje oplate i dr.
(2,3)	Provera i opravka gumenih zaptivača prozora i vrata, poda i dr.
(3,4)	Provera i opravka sedišta, ventilacije, ogledala, prozora, natpisnih tablica i dr.
(1,5)	Provera i opravka kompresora, ventila, filtera, kočnika i kočnih cilindara
(5,6)	Provera i opravka vazdušnih cevovoda, rezervoara, manometara, cilindara vrata i brisača stakala
(1,7)	Provera i opravka vešanja, upravljača i prednjeg upravljačkog mosta
(1,8)	Provera i opravka kardanskog vratila, zadnjeg mosta i kočnica
(1,9)	Provera i opravka trola, radio-reaktora i kondenzatora
(9,10)	Demontaža i montaža posle opravke u radionici elektromotora brisača stakala, uređaja za otvaranje vrata; provera osvetljenja i signalizacije
(10, 11)	Provera i opravka vučnih elektromotora, kontrolera, rezistora; demontaža i montaža posle opravke u radionici elektromotora, generatora i ventilatora, akumulatora
(1,14)	Provera i opravka niskonaponske i visokonaponske električne instalacije i izolacije provodnika
(14,15)	Provera i opravka kontrolera, table sa kontaktorima i releima
(15,16)	Provera i opravka regulatora pritisaka, grejača stakala, električnih grejalica
(15,17)	Provera i opravka radio-uređaja
(18,19)	Čišćenje kabine vozača i salona za putnike
(11,12)	Prijem trolejbusa
(12,13)	Probna vožnja na 25 km
(13,20)	Otklanjanje neispravnosti uočenih na probnoj vožnji, kontrola otpora kretanja vozila

predstavljaju početke paralelnih aktivnosti konkretno, događaja 6. koji je početak aktivnosti (6,9) i (6,7), kao računska vrednost *tk(i)* uzima se manja. Za događaj 6 kod proračuna pema aktivnosti (6,9) dobija se *tk(6) = 10.20 – 1.30 = 8.50*, a prema aktivnosti (6,7), *tk(6)=10.20–0.30=9.50*.

Kao merodavnim uzima se *tk(6) = 8.50*.

Događaji 2, 8, 5, 13, 23 imaju dvostruke veze s događajima koji slede (događaj 2 sa 11 i 28, događaj 8 sa 11 i 24 itd.). Oni određuju dvociljni karakter mrežnog dijagrama čiji su pojedinačni ciljevi završetak radova na S2 na svim vozilima. Najkanije pojave ovih događaja razmatraju se prema opštem cilju mrežnog dijagrama, koji se završava događajem 37 (pod uslovom da se događaji 11 i 22 pojave istovremeno).

Posle proračuna najranijih i najkasnijih događaja, definiše se kritični put koji prolazi kroz događaje kod kojih se njihove najranije i najkasnije pojave poklapaju. Na mrežnom dijagramu (slika 7) kritični putevi su označeni duplim strelicama. Sada je moguće sračunati vremenske rezerve dijagrama. Vremenske rezerve prvih mehaničara i električara jednake su nuli, jer njihovi radovi leže na kritičnim putevima koji obrazuju »kritičnu zonu mreže«. Vremenske rezerve bravara gornjeg stroja iznose 11.00–10.47=0,13 h=13 min po jednom bravaru, kočničara – 11.00–10.57 = 0,03 1 = 3 min. po jednom kočničaru; drugih mehaničara – (8.15–8.10) + 10.20 – 9.20) = 1.05 h; perača – (11.00–10.49) = 0.11 h. Tako se za sve bravare, izuzev drugih mehaničara, dijagramom javlja dovoljno opterećenim. Druge mehaničare treba proglasiti »kliznim« radnicima koji će pomoći ostalima.

Na slici 8. prikazan je mrežni dijagram radova na drugom servisu (S2) trolejbusa, a u tabeli 3 opis ovih radova. Vreme trajanja radova (aktivnosti) i broj izvršilaca ispisani su na mrečžnom dijagramu koji ima samo jedan početni (1) i samo jedan završni (20) događaj. Trolejbusi se servisiraju u toku jedne smene od 8 radnih časova. Najranije i najkasnije pojave događaja naznačeni su iznad, odnosno ispod događaja. Kritični putevi prolaze duž radova na elektroopremi, radova na čišćenju i pranju, probne vožnje i radova na otklanjanju uočenih nedostataka po završenoj probnoj vožnji.

Komentar i proračun ovog mrežnog dijagrama analogan je komentaru i proračunu mrežnog dijagrama drugog servisa tramvaja, te se zbog toga u daljem tekstu nije dat.

Na kraju teba napomenuti da prikazane mrežne dijagrame servisiranja tramvaja i trolejbusa treba povezati sa mrežnim dijagramima remonta opreme u pomoćnim odeljenjima (radionicama) i mrežnim dijagramima distribucije rezervnih delova i materijala. Time bi se dobio kompletan mrežni dijagram radova na drugom servisu tramvaja, odnosno trolejbusa.

ZAKLJUČAK

Eksploataciono-remontna proizvodnja razlikuje se od industrijske proizvodnje nizom osobenosti koje otežavaju primenu naučne organizacije rada. Pre svega, reč je o velikom uticaju slu-

čajnih uzroka na tehničko stanje vozila: stanje saobraćajnica, režim eksploatacije, stvarno habanje delova, i dr. Ipak, i pored toga postoje mogućnosti povećanja efektivnosti eksploataciono-remontne proizvodnje. To su, pre svega, razvoj teorije održavanja i remonta vozila, maksimalna primena principa koncetracije i specijalizacije sistema upravljanja proizvodnjom i primena savremenih sredstava u dijagnostici tehničkog stanja vozila. Posebnu pažnju zaslužuje naučno istraživanje novih oblika organizacije održavanja i remonta vozila. U okviru toga neiscrpne rezerve ima i primena tehnike mrežnog planiranja.

U ovom članku prikazane su mogućnoti primene tehnike mrežnog planiranja na primerima drugog servisa tramvaja, odnosno trolejbusa. Izloženi principi tehnike mrežnog planiranja mogu se, analogno, primeniti i na sve ostale vrste tehničkih i redovnih opravki tramvaja i trolejbusa. Ukoliko se principi tehnike mrežnog planiranja prošire i na ostale delatnosti gradskog saobraćaja (organizaciju saobraćaja, snabdevaju rezervnim delovima i potrošnim materijalom, organizaciju održavanja infrastrukture i dr.), moguće je povezivanjem mrežnih dijagrama pojedinih podsistema, dobiti jedinstven mrežni dijagram čitavog sistema. Parcijalni ili rezultujući mrežni dijagram omogućuje lakše i brže sagledavanje faktičkog stanja eksploatacije i održavanja vozila, uočavanje postojećih resursa i mogućnosti intervencije korekcijom mrežnog modela. Unošenjem novih aktivnosti i događaja, promenom vremena trajanja nekih aktivnosti izbacivanjem nekih aktivnosti itd., naknadnim proračunavanjem kritičnih puteva i vremenskih rezervi postiže se optimizacija mrežnog modela, a samim tim optimizacija procesa eksploatacije i održavanja vozila gradskog električnog saobraćaja, odnosno gradskog saobraćaja u celini.

Principi tehnike mrežnog planiranja dati u ovom članku mogu se, zbog velike analogije održavanja vozila gradskog saobraćaja, posebno tramvaja, sa održavanjem železničkih vozila, veoma uspešno primeniti u teoriji i praksi održavanja i železničkih vozila svih vrsta i serija.

LITERATURA

[1] Dr T Jovanović, dr P. Jovanović, mr. P. Đurđević: Primena tehnike mrežnog planiranja, Beograd, 1983.

[2] V.M. Kobozev: Eksploatacija i remont podvižnogo sostava gorodskogo električeskogo transporta, Moskva, 1982.

[3] V. Aleksandrov: Idejni tehnološki projekat kompleksa »DORĆOL« GSB u Beogradu, Zavod za projektovanje ZJŽ, Beograd, 1981.

(Vladimir ALEKSANDROV, dipl. maš. inž. VŽŠ, Beograd, Z. Čelara 14)