

TAJNE

12

21 RIV  
72 JŽ  
150 7 344-6  
Gbs-z



▼ Stručni časopis JŽ • UDK 656.2(05) • Yu ISSN 0350-5138

# ZELEZNICE

Vol. 44 • No 9 • Strane 941-1060 • Beograd • Septembar 1988.

# Prilog modalnoj analizi sistema vagon-pruga

UDK 625.24:62.002.2 (084)

Milanko PANTOVIĆ, dipl. inž.  
Dr Ranko RAKANOVIĆ, vanr. prof.  
Tomislav SIMOVIĆ, dipl. inž.

## 1 UVOD

Većina dosadašnjih studija se osniva na jednačine pomeranja vozila na pruzi:

$$\bar{f}(\bar{z}, \dot{\bar{z}}, \ddot{\bar{z}}, x) = 0 \quad (1)$$

gde je:

$z$  – karakteristični vektor zavisnih promenljivih

$x$  – nezavisna promenljiva vrednost koja daje položaj vozila na koloseku.

Ovaj sistem diferencijalnih jednačina drugog reda se može dobiti direktnom primenom Njutnovog zakona o kretanju i metodom Langranža.

Sistem  $f(z) = g(x)$  prolazi kroz sledeće analize:

1)  $g(x) = 0$ . U ovom slučaju se vrši analiza stabilnosti, razlažući jednačinu karakterističnu za njene korene. Tako se može dobiti kritična brzina vožnje sve dok realna vrednost makar jednog korena ne postane pozitivna. Postoje područja nestabilnosti i pri malim brzinama ali za velika pomeranja osovina.

2)  $g(x)$  je funkcija koja predstavlja nepravilnosti uzimajući jedan deljak pruge. U ovom slučaju se vrši frekventna analiza. Proučava se odgovor vozila na nepravilnosti koloseka razvijajući  $g(x)$  po Furijeovim redovima. Ovaj metod je dosta rizičan jer se u uslovima pomeranja velike amplitude izlazi van granica linearne teorije.

3)  $g(x)$  predstavlja jedan ili više stacionarnih procesa, stohastičkih ergodika, sa poznatim funkcijama spektralne gustine koje karakterišu nepravilnosti

koloseka. Na ovaj način se proučavaju sve promenljive vrednosti sistema kao što su vertikalno ili poprečno ubrzanje određenih tačaka sanduka i oblik njihovog oscilovanja, kao i sile koje se javljaju između točka i šine. Pošto ova vrsta analize zahteva uslove stabilnosti, odnosno promenljive vrednosti moraju biti u određenim granicama, vrši se kombinacija i za analizom stabilnosti vozila.

U ovom slučaju je veoma pogodno simuliranje kretanja sa aspektom optimizacije koncepcije nekog vozila imajući u vidu njegovo ponašanje na izvesnom broju uzoraka koloseka.

Dalje će detaljnije biti reči o generisanju optimalnog filtra u uslovima kao pod tačkom 3) za izdavanje tačnih

vrlo brzo postaje visok, no za slučaj filtracije promenljivih na osnovu kojih se vrši verifikacija vozila za vožnju neophodan je što jednostavniji model, u kom će figurisati samo parametri pre sudni za stabilnost vozila.

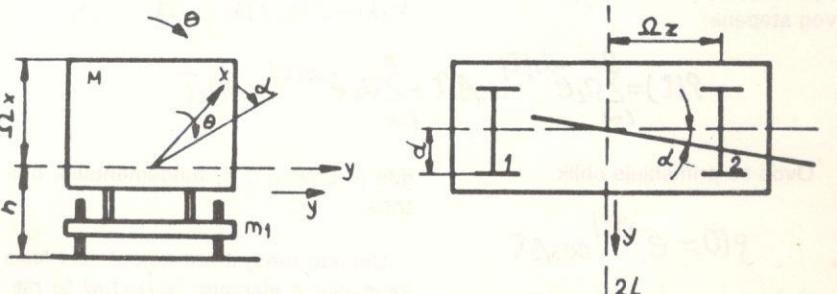
Sa aspekta stabilnosti, dinamičko ponašanje vozila se prati preko kretanja prikazanih na slici 1.

Polazeći od sistema u prostoru stanja

$$\{\dot{Z}\} = [A] \{Z\}$$

gde je:

$$\{Z\} = \{y, \dot{y}, \theta, \dot{\theta}, \omega_d\}$$



Slika 1 – Polazeći od sistema u prostoru stanja

vrednosti promenljivih veličina sistema.

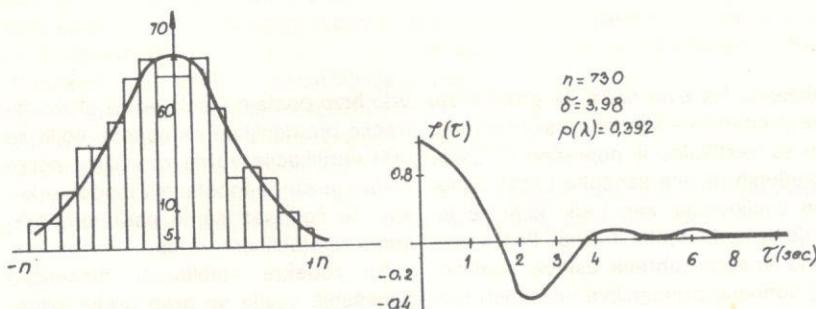
## 2 MODELIRANJE

Model sistema predstavlja skup četiri elementa: 1) prostor stanja; 2) prostor ulaznih signala; 3) prostor izlaznih signala; 4) odnos ovih prostora. Matematičkim interpretacijama red modela

Na osnovu ispitivanja prinudnih oscilacija vagona pod dejstvom slučajnih neravnina pruge dobijeno je rešenje praktičnog zadatka određivanja uticaja slučajnih funkcija neravnina na dinamički sistem u cilju izbora optimalnih parametara sistema.

Za dobijanje statističkih karakteristika (korelaciona funkcija i spektralna gustina) dejstva slučajnih neravnina pruge i frekventne karakteristlike siste-

$$[A] = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -4\epsilon_1 - 4\epsilon_2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{4\epsilon_1}{\omega_x^2} & -4\epsilon_2 & 0 & -\frac{\hbar\epsilon_1^2}{\omega_x^2} & -\omega_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\epsilon_3 & 0 & 0 & -\omega_3^2 \end{vmatrix}$$



ma koriste se eksperimentalni podaci. Analiza funkcije raspodele horizontalnih neravnina pokazuje da je ona približna zakonu Gausa.

Grafik korelacione funkcije je prikazan na slici 2.

U opštem slučaju, korelacionu funkciju možemo predstaviti polinomom prveg stepena:

$$\rho(\tau) = \sum_{i=1}^n a_i e^{-d_i |\tau|} \cos \beta_i \tau + \sum_{i=1}^n a_i e^{-d_i |\tau|} \sin \beta_i \tau$$

Ovde se primenjuje oblik

$$\rho(\tau) = e^{-d|\tau|} \cos \beta \tau$$

Na osnovu ovoga se dobija izraz za spektralnu gustinu:

$$S(\omega) = \frac{R(0)}{\mathcal{P}} \cdot \frac{\omega^2 + \beta^2 - \omega^2}{(\omega^2 - \beta^2 - \omega^2)^2 + 4d\omega^2}$$

Analiza funkcije spektralne gustine pokazuje da se njen maksimum poklapa sa koeficijentom korelacione veze, odnosno on je učestanost glavnog harmonika. Ukoliko se u signalu prisutne visoke učestanosti, odgovarajuća autokorelaciona funkcija brže isčeza.

### 3 OPTIMALNO FILTRIRANJE

Shodno rešenju postavljene Košijeve forme, linearni nestacionarni diskretni model procesa može biti zapisan u obliku:

$$\begin{aligned} Z[k+1] &= O[k+1, k] Z[k] \\ Y[k] &= C[k] Z[k] + U[k] \end{aligned} \quad (5)$$

gde je  $O[k+1, k]$  fundamentalna matrica.

Umesto integratora koristi se i linija kašnjenja a elementi  $f_{ij}[k+1, k]$  te matrice odgovaraju koeficijentima prenosa u toku perioda diskretnosti  $T$ :

U  $k$  - je šum procesa ovde predstavljen kao šum merenja fiktivno, i to obojen sa napred opisanom statistikom.

Za optimalnu filtraciju kada se vrednost u momentu  $t = kT$  koristi za ocenu u tom trenutku dobijaju se sledeće jednačine:

$$\hat{z}[k/k-1] \phi = \hat{O}[k, k-1] \hat{z}[k-1/k-1] + B[k] Y[k] - C[k] \hat{O}[k, k-1] \hat{z}[k-1/k-1] \quad (6)$$

gde je  $[k]$  matrični koeficijent pojačanja a  $C[k]$  matrična-opservacija.

Fundamentalna matrica predstavlja prelaz iz stanja koje odgovara vremenu  $kT$  u stanje u trenutku  $(k+1)T$  i njeno određivanje, u stvari, znači definisanje oblika oscilovanja sistema.

U ovom slučaju, gde se u stvari posmatra zadatak inercijalne navigacije pokretnog objekta, osnovnu informaciju daju akcelerometri kao identifikatori koordinata.

No, u algoritam optimalnog filtra ne ulaze ubrzanja već njihovi integrali dobijeni preko digitalnih integratora. Merenje akcelerometrom u suštini predstavlja sumu negravitacionog ubrzanja i belog šuma kao nultog ulaza u akcelerometar.

Pri digitalno integraljenju greška nastaje usled kvantovanja po nivoima, što se modelira disretnim belim šumom. Današnja hardverska opremljenost računara garantuju da se ova greška može zanemariti i ne uvodi se u model.

Modeliranjem se uočava da su kretanja poprečnog pomeranja ( $y$ ) i ljljanja ( $\theta$ ) spregnuta i tako zdržana zašumljena šumom procesa. Kovarijaciona funkcija je, kao što je već pokazano,  $K(\tau) = D \cdot e^{-\omega/\sqrt{2}} \cos \omega \tau$ . Slučajnu funkciju takve kovarijacione funkcije moguće je posmatrati kao rezultat transformisanja belog šuma inteziteta  $\sigma^2 = 2D \omega$ , formirajućim filtrom prenosne funkcije  $(s + \delta^2) / (s^2 + 2 \omega s + \omega^2)$ , gde je:  $\delta^2 = \omega^2 + \omega_o^2$ .

Pošto se tako »pripremi« signal, kao na slici 3, primenjuje se optimalni filter.

Dodatno filtriranje se radi za kretanje  $\omega$ , i to na učestanosti  $\omega^3$ .

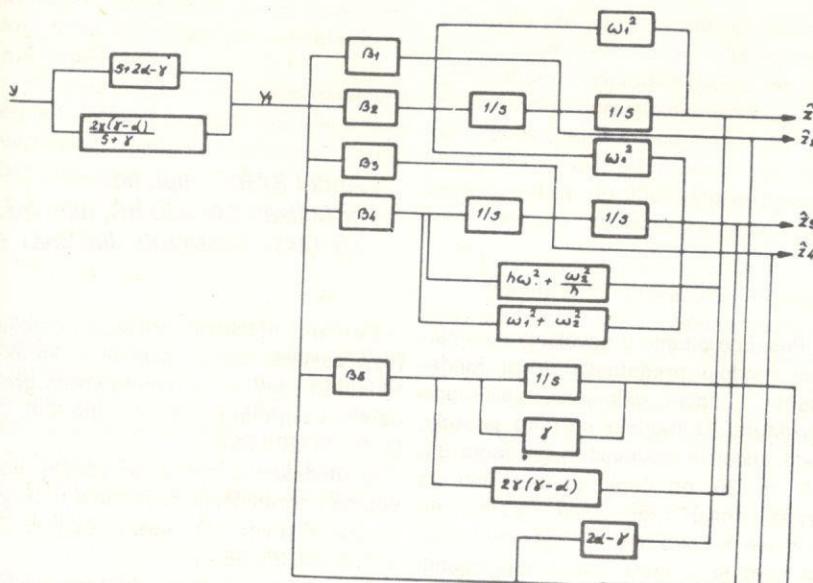
### 4 ZAKLJUČAK

Kvalitet algoritma rekurentne filtracije nepoznatih  $Z_1(t)$  prikazani su na slici 4, gde su u funkciji vremena predstavljene odgovarajuće greške ocena.

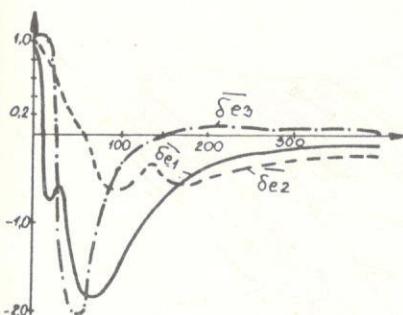
Ocenjivanje je obavljeno pod pretpostavkom odsustva nultog ulaza akcelerometra pri uslovima  $T = 0.01$  S i jediničnog inteziteta belog šuma. Uočava se da je najsporije ocenjivanje ljljanja vagona (rotacija vozila oko podužne ose).

#### LITERATURA

- (1) Sauvage G., Sartori C., »Stabilite des véhicules à grande vitesse», R.G.O.F. avril 1977.
- (2) Gračeva 1.0., »Vzaimodejstvie vagonov i železnodorožnogo puti», cnii MPS »TRANSPORT», Moskva, 1968.
- (3) Ralph E. Blake »BASIC VIBATION THEORY« California Institute of Technology, 1957.
- (4) S. Stanković, R. Tomović, »Nelinearni sistemi automatskog upravljanja«, Tehnička knjiga, Beograd, 1983.
- (5) B. Kovačević, S. Stanković, »Robustni Kalman-Bucy filtri za praćenje pokretnih ciljeva u realnom vremenu«, Naučno-tehnički pregled br. 9, 1985. Beograd.



Slika 3



Slika 4

Ovim su postignuti uslovi uvođenja realne pobude pri modalnoj analizi sistema vagon-pruga.

Sprovedenim ispitivanjima na bazi eksperimentalne dinamike vagona dobijeni su rezultati koji će se u ovom slučaju koristiti kao ulaz u model simulacije, odnosno omogućiti se analitičko-numerička ispitivanja novih konstrukcija vagona u fazi projektovanja.

(Adresa: Milenko PANTOVIĆ, dipl. inž., Dr. Ranko RAKANOVIĆ,

I Tomislav SIMOVIĆ, dipl. inž. – Kraljevo)

# Dinamički proračun obrtnog postolja teretnih vagona

UDK 621.335.62.2.

Andel BABIĆ, dipl. inž.  
dr Milišav KALAJDŽIĆ, dipl. inž.  
Mr Taško MANESKI, dipl. inž.

## 1 UVOD

Tehnološke mogućnosti fabrika, proizvođača obrtnih postolja uglavnom odgovaraju standardizovanom tipu obrtnog postolja usvojenom od strane Međunarodne unije železnica (UIC) i nacionalnih železničkih uprava. U našoj zemlji to je tip postolja Y25.

Projektovanje obrtnih postolja prema zahtevima drugih uprava na bazi korišćenja postojećih proizvodnih mogućnosti zahteva detaljno sprovođenje proračuna i ispitivanja. Ove aktivnosti se naslanjaju na već formirane banke podataka u oblasti projektovanja (1), (2), (3), (4).

Posebno pitanje u usvajaju dinamičkog modela predstavlja uticaj fundimenta i način oslanjanja celokupne strukture. U modelu obrtnog postolja ovaj uticaj je obuhvaćen gredama 33, 34, 35, 36, pri čemu je usvojeno da grede imaju mogućnost oscilovanja u pravdu ose X i oko ose Y. Preko ovih greda uzeti je u obzir uticaj neogibljenih masa postolja i donjeg stroja pruge.

Elementi ogibljenja obrtnog postolja (dve zavojne opruge-bilinearna karakteristika) su u modelu preko greda 33, 34, 25, 26, 27 i 28.

U modelu su, pored navedenih, usvojena i ograničenja pomeranja u pravcu ose X (čvor 17) i ose Z (čvorovi 2, 3, 7, 8, 22, 23, 26 i 27).

Broj stepeni slobode sistema jednak

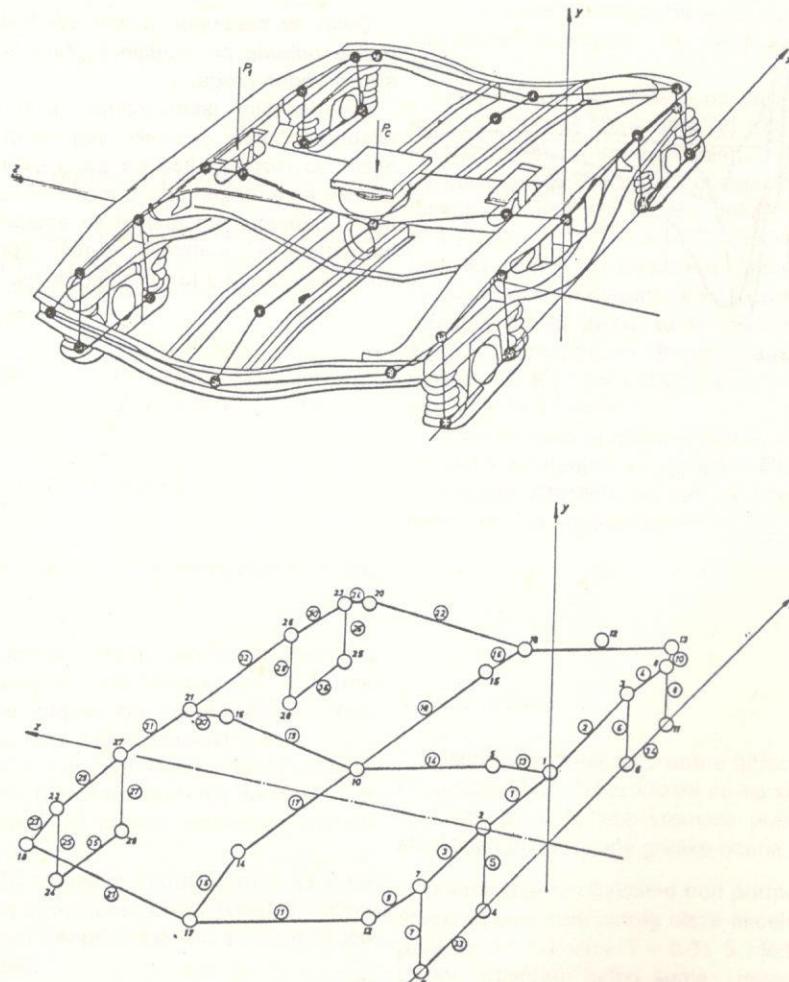
## 2 FORMIRANJE MODELA ZA DINAMIČKI PRORAČUN

Nakon statičkog proračuna izvršena je redukcija statičkog modela obrtnog postolja Y25 u cilju dobijanja modela za dinamički proračun. Dinamički model je usvojen kao prostorni ramni sistem sa stavljen od homogenih greda konstantnih krutosti na savijanje, uvijanje i u akcionalnom pravcu.

Masa greda, tj. komponenti strukture redukovana je u čvorne tačke. Na slici dat je prikaz diskretizovanog modela noseće strukture obrtnog postolja Y25Cst. Numeracija tačaka, u kojima se redukuju mase izvršena je na bazi ranijih modela korišćenih u statičkom proračunu. Ovaj način usvajanja modela poznat je u literaturi kao metod koncentrisanih masa.

Usvojeni dinamički model ima 29 čvornih tačaka i 36 elemenata – greda, pri čemu 9 imaju različite geometrijske karakteristike, s obzirom na dvojnu simetriju modela.

Geometrijske karakteristike elemenata su sračunate na osnovu parametara korišćenih u statičkom proračunu.



Slika 1 – Diskretizovan model noseće strukture Y 25 Cst obrtnog postolja

je različici broja koordinata za svaku tačku i broja ograničenih koordinata sistema i iznosi 133.

Na ovaj način je definisan dinamički model obrtnog postolja koji osciluje u vertikalnoj ravni kao slobodni sistem bez prigušenja.

### 3 OPREMA KORIŠĆENA U PRORAČUNU

U proračunu je korišćen paket programa za statičku i dinamičku analizu konstrukcija SAP4JK. Ovaj paket je razvijen na bazi paketa SAP VI, prilagođen i instalisan na manjem sistemu, tj. kompjuteru PDP 11/34 u Centru za nove tehnologije Mašinskog fakulteta u Beogradu.

Noseća struktura se može diskretizovati svim konačnim elementima, predviđenim u biblioteci SAP-a. Ne postoji formalno ograničenje broja elemenata, širine pojasa matrice krutosti i broja slučajeva opterećenja za broj čvornih tačaka do 2000, što je ograničenje vezano za sam računar PDP 11/34.

U dinamičkom proračunu matrica masa se formira uz korišćenje metoda koncentrisanih masa u čvornim tačkama. Na taj način se dobija dijagonalna matrica masa i izbegava inverzija inercione matrice pri formiranju dinamičke matrice sistema.

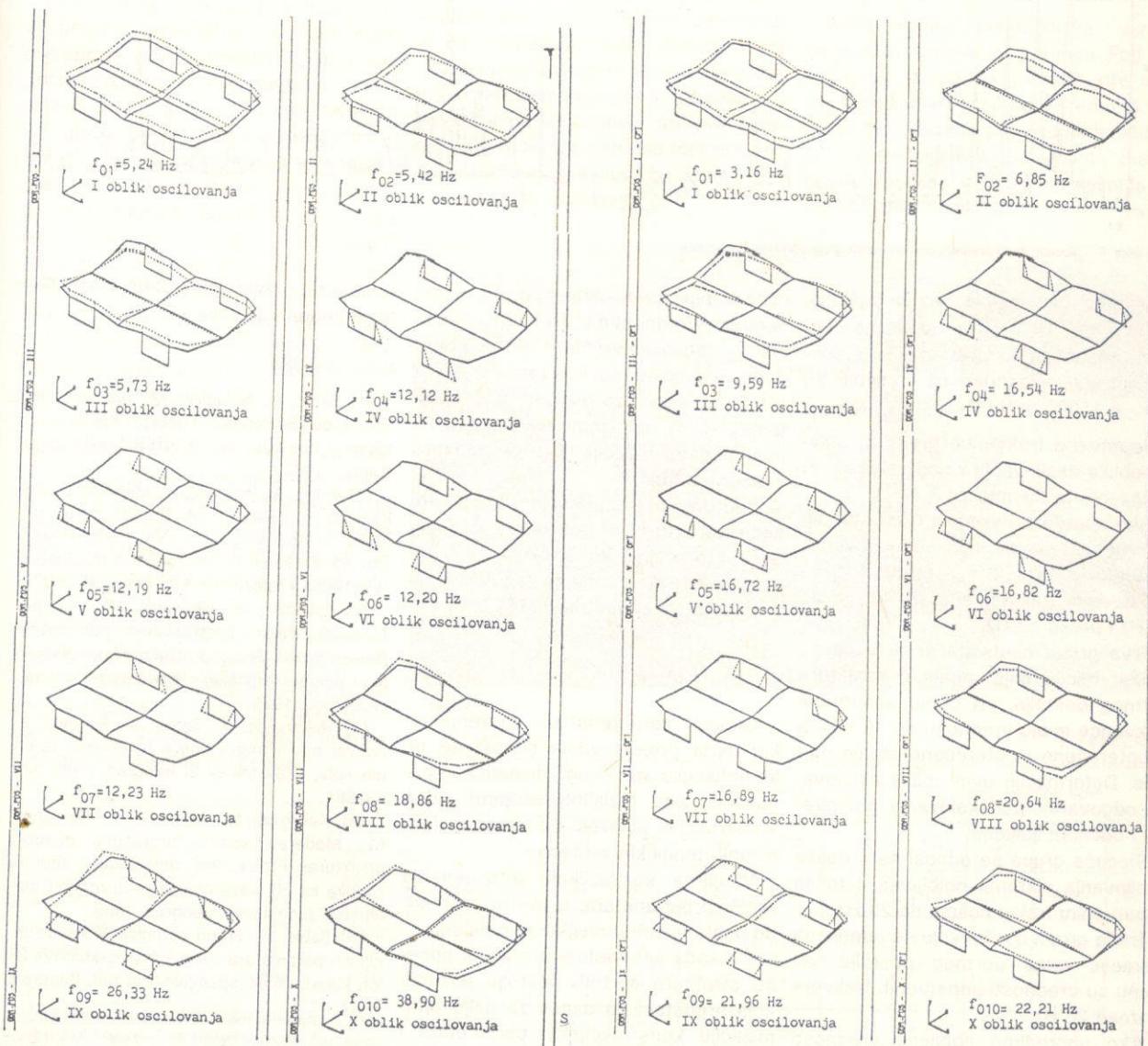
Za slobodan sistem bez prigušenja moguće je odrediti:

- sopstvene frekvence i sopstvene vektore
- sopstvene frekvence i vremenski odziv sistema
- sopstvene frekvence i odziv sistema u frekventnom domenu
- analizu odziva direktnim integraljenjem.

Za proračun frekventnih karakteristika sistema unosi se prigušenje u sistemu u vidu modalnog faktora (5).

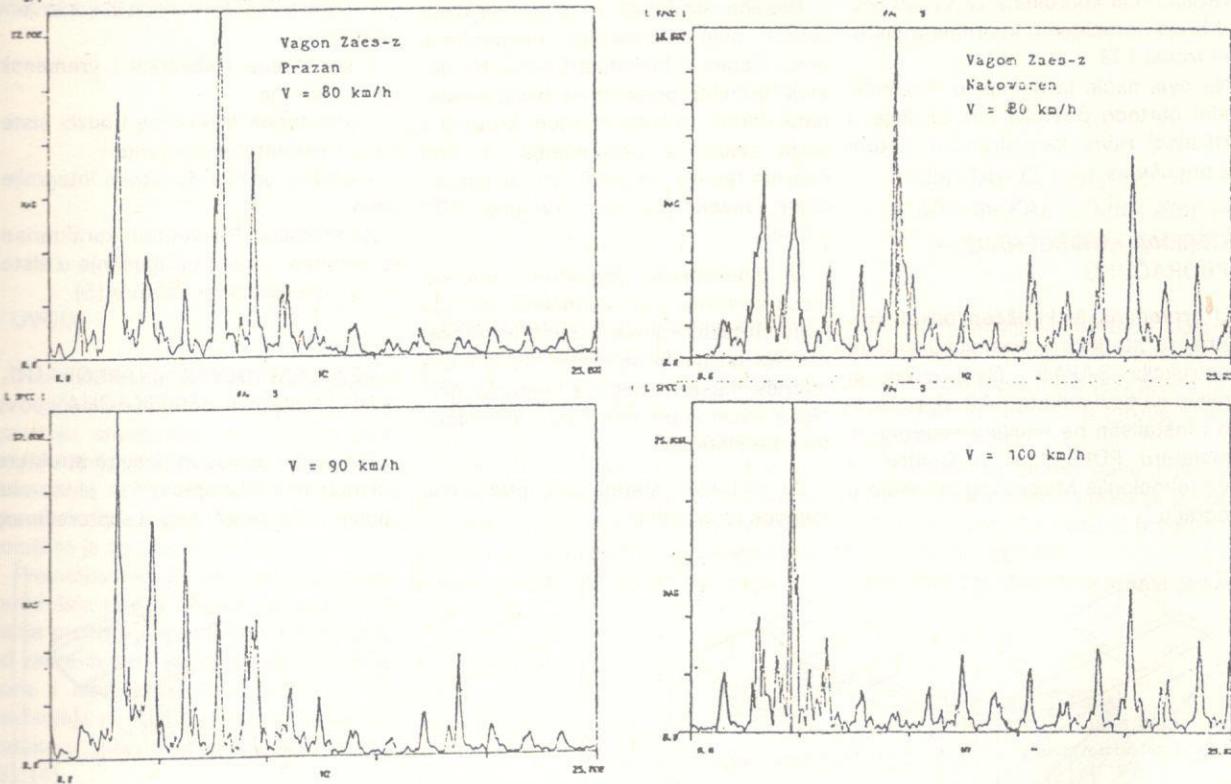
### 4 RESULTATI DOBIJENI U PRORAČUNU I NJIHOVA VERIFIKACIJA

Dinamički proračun noseće strukture obrtnog postolja sproveden je za slučajeve neopterećenog i opterećenog



Slika 2

Slika 3



Slika 4 – Amplitudnofrekventni spektri vertikalnog ubrzanja Žaes-z kola

slobodnog oscilovanja bez prigušenja. Opterećenja  $P_1$  i  $P_C$  se uvode na centralni nosač preko obrtne šolje i bočnog klizača. Vrednosti opterećenja su za  $P_C = 15000$  daN i  $P_1 = 500$  daN.

Sopstvene frekvencije prvih 10 glavnih oblika oscilovanja za oba slučaja su prikazane na slikama 2 i 3.

Ako uporedimo vrednosti sopstvenih frekvenci i glavne oblike oscilovanja, možemo ih izdvojiti u 3 grupe, i to sa sopstvenim frekvencama do 10 Hz, do 20 Hz i preko 20 Hz.

Prva grupa obuhvata prva 3 glavna oblika oscilovanja noseće strukture obrtnog postolja, pri čemu sopstvene frekvencije imaju vrednosti do 10 Hz, za neopterećeno i opterećeno stanje modela. Deformacije ovih oblika oscilovanja odgovaraju podskakivanju, galopiranju i bočnom ljaljanju.

Sledeća grupa se odnosi na 4 oblika oscilovanja sistema ogibljenja, i to sa sopstvenim frekvencama do 20 Hz.

Treća grupa oscilovanja se odnosi na vibracije rama obrtnog postolja, pri čemu su vrednosti sopstvenih frekvenci iznad 20 Hz.

Ako uporedimo dobijene vrednosti sopstvenih frekvenci i glavnog oblika

oscilovanja (podskakivanja) sa dominantnim vrednostima frekvenci vertikalnog oscilovanja kola u eksploraciji, datim u amplitudno frekventnim spektima ubrzanja  $\ddot{Z}$  za različite brzine kretanja (sl. 4), uočićemo veliku saglasnost podataka dobijenih u proračunu i eksperimentu.

Ovo pokazuje da usvojeni model nosiće strukture u velikom približenju odgovara realnoj konstrukciji i kao takav predstavlja osnov za dalju primenu u optimizaciji konstrukcija. (6).

## 5 ZAKLJUČAK

Glavna karakteristika savremenog koncepta projektovanja odnosi se na identifikaciju statičnog i dinamičkog ponašanja više različitih varijanti jedne konstrukcije, polazeći od unapred definisanih tehničkih zahteva.

Varijante se razlikuju u izmenama kritičnih parametara, u okviru prethodno postavljenih tehničkih ograničenja.

Do sada sprovedeni proračuni noseće strukture obrtnih postolja teretnih kola predstavljaju osnov za dalju optimizaciju konstrukcijskih parametara i obrtnih postolja i kola. Ovo se posebno

odnosi na razvoj železničkih vozila različitih širina koloseka.

## 6 LITERATURA

- (1) Babić, A., Kalajdžić, M., Razvoj novog proizvoda–Savremeni koncept na primeru obrtnog postolja, XIII JUPITER konferencija, Cavtat, 1987.
- (2) Babić, A., Petrović, R., Milojićić, G., Rakanović, R., Kalajdžić, M., Razvoj obrtnih postolja teretnih vagona u FVK, II jugoslovensko savetovanje o železničkom mašinstvu, Niš, 1986. i »Železnice« 3–4, Beograd, 1987.
- (3) Kalajdžić, M., Glavonjić, M., Maneski, T., Određivanje konstrukcionih parametara šinskih vozila, Naučno stručni skup: Aktuelni problemi mašinskih elemenata i konstrukcija, Ohrid, 1985.
- (4) Rakanović, R., Babić, A., Simović, T., Razvoj novih metodologija ispitivanja teretnih kola, »Železnice« 2, Beograd, 1985, str. 63–66.
- (5) Kalajdžić, M., Maneski, T., Glavonjić, M., Moderan sistem proračuna nosećih struktura, Proizvodne tehnologije, zbornik radova sa 20. savetovanja proizvodnog mašinstva Jugoslavije, Beograd, 1986.
- (6) Babić, A., Prilog optimizaciji konstrukcijskih parametara osnovnih podsklopova lakih konstrukcija, specijalistički rad, Beograd, 1987.

(Adres: A. Babić, FV Kraljevo, dr M. KALAJDŽIĆ, Mašinski fakultet Beograd i mr T. MANESKI – Mašinski fakultet – Beograd

# Prilog racionalizaciji tehnologije transporta uglja u termoenergetskom postrojenju

UDK 625.242:629.11.012.8:620.17

Dr Ranko RAKANOVIĆ, dipl. inž.  
Tomislav SIMOVIĆ, dipl.inž.  
Gjoko MILOJIČIĆ, dipl.inž.,

## 1 UVOD

Osnovni cilj istraživanja postavljen je u pravcu povećanja produktivnosti transporta uglja, uzimajući u obzir sve parametre železničkog transportnog sistema, kao i način utovara, istovara efikasnost saobraćaja i dr. Moguće rezerve u racionalizaciji tehnologije transporta odnose se na brzinu utovara, ravnomernost opterećenja točkova do nominalne nosivosti, efikasnost istovara u zimskim uslovima i brzinu prevoza, kao i na pouzdanost sistema. Jedno od pitanja koje se razmatra u radu odnosi se na pouzdanost vagona kao bitne komponente u ovom problemu.

U eksploataciji dvoosovinskih Ebd-kola (slika 1) koja se koriste za snabdevanje ugljem termoelektrane »Nikola Tesla« iz Obrenovca povremeno je dolazilo do lomova gibrjeva i iskliznica jednog broja kola sa koloseka, što je dovodilo do velikih zastoja u transportu uglja.

Analizom isključivanja kola iz saobraćaja ustanovljeno je da je za prvi šest meseci 1983. godine iz saobraćaja bilo isključeno 590 kola, i to zbog lomova gibrjeva, karika, svornjaka i nosača vešanja u sledećem procentu:

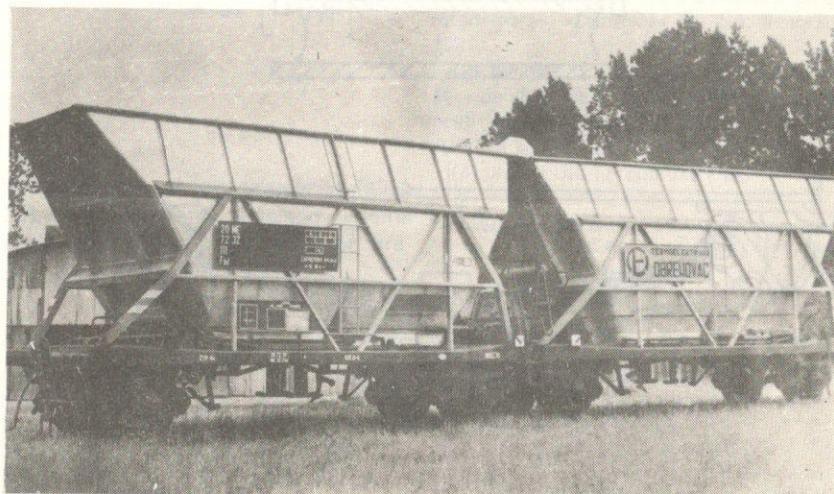
LOMOVI	BROJ	%
Gibrjeva	400	67,34
Karika	125	21,04
Nosača vešanja	35	5,89
Svornjaka	30	5,05
$\Sigma$	590	100

U okviru postavljenog zadatka trebalo je definisati teorijske postavke pro-

blema i sprovesti eksperimentalna ispitivanja kako bi se posle sveobuhvatne analize utvrstile neophodne intervencije. Na osnovu razvijenih metoda teorijsko-eksperimentalnih analiza i propisanih kriterijuma sačinjen je program rada kojima su obuhvaćene sve aktivnosti potrebne za potpunu identifikaciju dinamičkog ponašanja Ebd-kola u realnim uslovima eksploatacije.

## 2 METODOLOGIJA ISTRAŽIVANJA

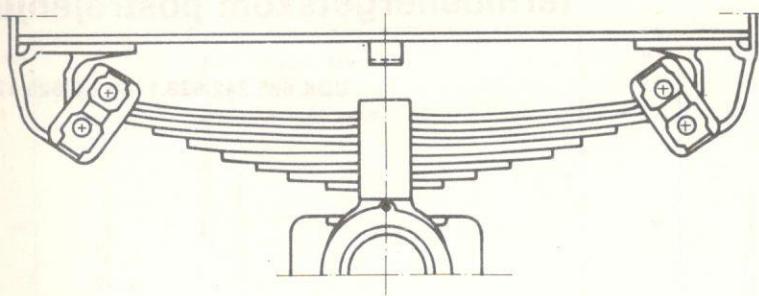
Metodologija identifikacije uzroka neželjenih lomova na vagonu Fbd zasniva se na teorijskoj analizi, pre svega, ponašanja vešajnog sistema, s obzirom na značajnu polaznu činjenicu da je konstrukcija lisnatog gibanja znatno nepovoljnija od uobičajenih rešenja na standardnim vozilima.



Slika 1

TABELA 1

Merna veličina	v km/h	Prazna kola				Natovarena kola			
		50	60	70	80	50	60	70	80
ŽII cm/s <sup>2</sup>	91	320	408	379	847	249	333	431	824
	81	481	249	333	703	179	249	333	352
Wz	91	175	201	212	215	183	226	166	177
	81	171	174	158	199	169	170	187	163



Slika 2

Polazeći od ovih opservacija, primenjena je metodologija ranije osvojena u eksperimentalnoj identifikaciji dinamike vagona (1, 2, 3) koja se odnosi na način merenja, obradu podataka i kriterijume za mirnoću hoda, stabilnost od iskliznuća, maksimalna ubrzanja i drugo.

### 3 REZULTATI

Na osnovu postavljenog programa dinamičke identifikacije u uslovima eksploracije u uporednom ispitivanju gibanje sa 8 i 9 listova (8 listova – poboljšana elastična konstrukcija, (slika 3a), 9 listova – krući gibanje – prvočitno rešenje, (slika 2) dobijeni su značajni podaci.

Utvrđena je neravnomernost opterećenja po osovinama vozila i po točku osovine, što ukazuje da je način utovara nepovoljan u iskorišćenju vozila do nominalnog opterećenja. Istovremeno, značajno preopterećenje po točku prouzrokuje preopterećenje gibanja, što dovodi do zamora materijala i smanjenog veka trajanja (tablica II).

Tablica 1 i na dijagramima (slika 5) dati su značajni rezultati ispitivanja vertikalnih ubrzanja, gde se vidi da je efekat elastičnog gibanja doprineo smanjivanje vertikalnih ubrzanja a samim tim ublažio i vertikalne sile na gibanjima.

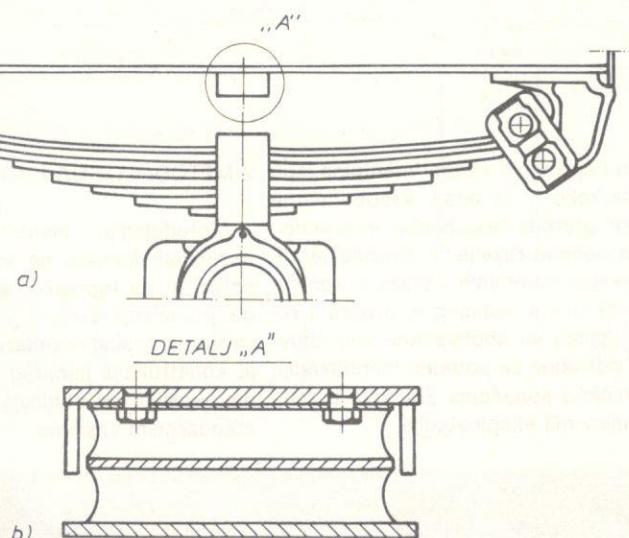
Međutim, naponsko stanje nije se bitno poboljšalo, s obzirom na dominantan uticaj preopterećenja po točku zbog neravnomernog utovara. Praćenjem eksploracije ugrađenih gibanja, utvrđeno je da i dalje nastaju lomovi u obe varijante konstrukcije.

Poboljšana elastičnost gibanja sa 8 listova doprinela je pobošljaju torzionalne krutosti, što smanjuje mogućnost iskliznuća u krivim delovima koloseka.

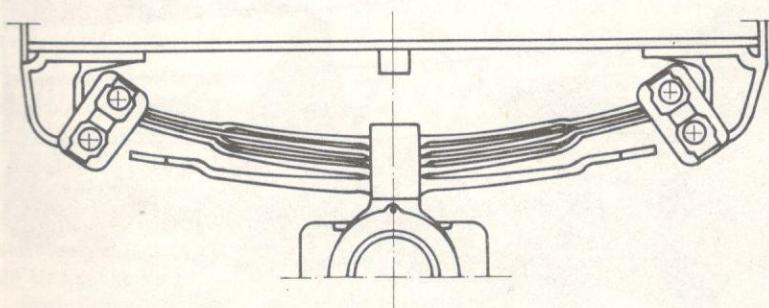
Imajući u vidu ograničenja u dužini strele gibanja, orientacija za konačno razrešenje ovog problema je posvećena daljem usavršavanju vešajnog sistema.

Intervencije na utovarnom mestu treba da razreše problem ravnomernog utovara po točku do nominalnog opterećenja.

Međutim, imajući u vidu složenost ovog zadatka, nametnula se potreba za iznalaženjem vešajnog sistema koji će zadovoljiti i postojeće uslove eksploracije.



Slika 3



Slika 4

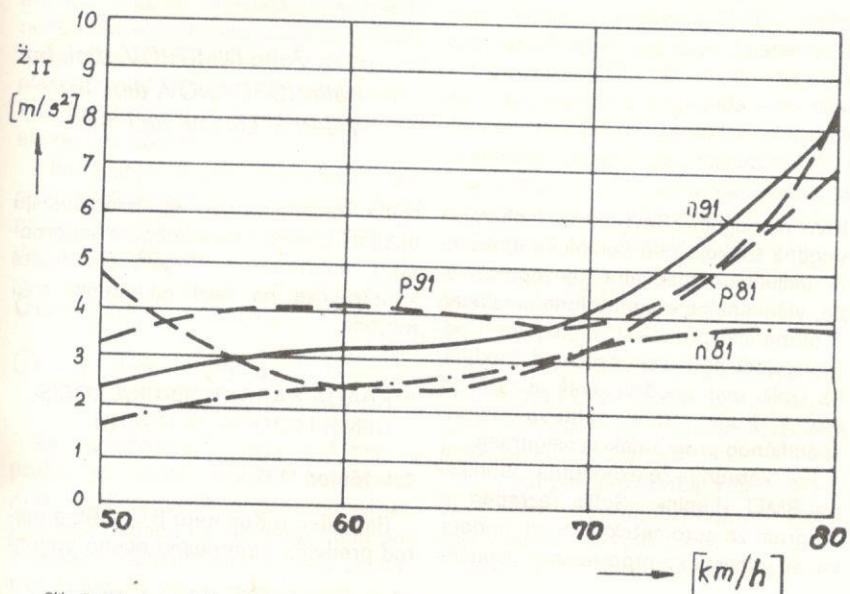
Zapravo, zbog smanjenog ugradbe- valo ugradnju kvalitetnijih opružnih če- noga prostora za vešajni sistem u ovoj lika, s obzirom na značajno povećanje celokupnoj konstrukciji, gde su ugrađeni specijalni mehanizmi za otvaranje i zatvaranje vrata u podu izvedeno je kompropisno rešenje konstrukcije gibanja. Uloga gibanja i njegove karakteristike, pre svega maksimalni ugib, predviđeni su da u svemu odgovaraju klasičnom rešenju. Međutim, kako je dužina strele gibanja znatno manja od standardne konstrukcije a maksimalni ugibi su isti, kompromisno rešenje je zahteva-

no. Prethodnim analizama utvrđeno je da su i sile u vezama vešajnog sistema, zbog gornjeg, znatno veće a samim tim i dinamički efekti nepovoljniji.

TABELA 2

OPTEREĆENJE	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>I</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>II</sub>
TOVAR	8074	9275	17349	8160	6375	14535
TOVAR+OGIBLJENA TEŽINA VAGONA	10261	11465	21726	10347	8562	18909

F[daN]



Slika 5 p91 – prazna kola, gibanj 9 listova

p81 – prazna kola, gibanj 8 listova

n91 – natovarena kola, gibanj 9 listova

n81 – natovarena kola, gibanj 8 listova

U tom smislu projektovano je rešenje paraboličnog gibanja uz pojačanje sa 3b). Ovakvo rešenje vešajnog sistema dodatnim gumenim amortizerom, koji omogućuje rasterećenje gibanja pri vršenju.

nim opterećenjima, dok će se dinamička karakteristika (terziona krutost i maksimalna ubrzanja) poboljšati, a napomiči gibanja smanjiti. Gumeni amortizer se može ugrađivati i kod gibanje drugih tipova.

#### 4 UMESTO ZAKLJUČKA

U narednjem periodu sproveće se verifikacija projektovanih poboljšanja, eksperimentalno i u uslovima eksploatacije.

Dalja istraživanja na definisanim problemima racionalizacije tehnologije transporta uglja u »TENT« Obrenovac u cilju povećanja produktivnosti i pouzdanosti slede.

#### 5 LITERATURA

(1) Rakanović, R., Babić, A., Simović, T. »Razvoj novih metodologija ispitivanja teretnih kola«, »Železnice« br. 2, Beograd, 1985.

(2) Rakanović, R., Rusov, L., Simović, T., Babić, A. »Pouzdanost specijalnog 18-osovinskog transporteru u prevozu separatora pare«, »Železnice« br. 2-3, Beograd, 1987.

(3) Simović, T., Rakanović, R., Pantović, M., »Identifikacija statičke i dinamičke stabilnosti vagona u Opitnom centru FVK« 13. JUPITER koferencija, Cavtat, 1987.

(4) propisi UIC i Preporuke ORE

(Adresa: Dr R. RAKANOVIĆ, Mšainski fakultet Kraljevo, T. SIMOVIĆ, FVK I G. MILOJIČIĆ, FV Kraljevo)

# Automatska ocena otpornosti i sigurnosti prilikom ispitivanja vagona

UDK 242:620.178.3:62.001.5

doc. Željo DIMITROV, dipl. inž.  
Kalin JORDANOV, dipl. inž.  
Valeri STOLOV, dipl. inž.

## 1 UVOD

U savremenou vagonogradnju danas se sve više teži i ide na smanjenje sopstvene težine (tare) vagona ali pri tom treba obezbediti otpornost, sigurnost i pouzdanost takve konstrukcije u eksploraciji. Za stvaranje novih konstruktivnih rešenja i tehnologija proizvodnje važnu ulogu i značaj ima razvoj metoda otpornosnih i sigurnosnih ocena konstrukcija vagona, primena nove merne tehnike i automatska statistička obrada podataka za ispitivanje prototipova.

U procesu eksploracije vagon je neprekidno podložan dinamičkim naprezanjima i zbog toga dolazi do čestih pukotina na njemu, usled zamaranja materijala. Postoje metodi za ocenu dinamičnog opterećenja elemenata konstrukcije vagona. U poslednjim godinama niz evropskih železničkih uprava članica UIC-a koriste razrađen od ORE-a teoretsko-eksperimentalni metod. Kod ovog metoda osnovni kriterijum za otpornosnu ocenu je dozvoljeno naprezanje ( $G$ ), koje se određuje iz dijagrama tipa Gudman-Smit (5). Sve više se koristi i metod komulativnih hipoteza za oštećenje materijala od zamaranja, i to linearni (Palmgren-Miner) ili koregirani (Sørensen-Kagoev) (1, 2, 3 i dr.). Pri ovom kriterijumu za otpornosnu ocenu uzima se koeficijent sigurnosti ( $n$ ).

Perspektivno je predlaganje metoda verovatnoće koji daje mogućnost izrade brojnih ocena sigurnosti konstrukcije u otpornosnom smislu u odnosu na pokazatelje, tip verovatnoće za siguran rad P (4). Osnovni problem kod nabrojanih metoda jeste statistička obrada velikog broja eksperimentalnih podataka. Ručna obrada ovih podataka je go-

tovo nemoguća. Savremena ispitivanja vagona iziskuju ceo kompleks aparaturom, uključujući specijalne tenzoponačivače, višekanalne magnetofone, analogan – numerički pretvarač kompjuter i odgovarajući softverski proizvod (podatak). Oblak ovih uređaja uvek je različan, što, s druge strane, zahteva razradu specifičnog programskog osiguranja.

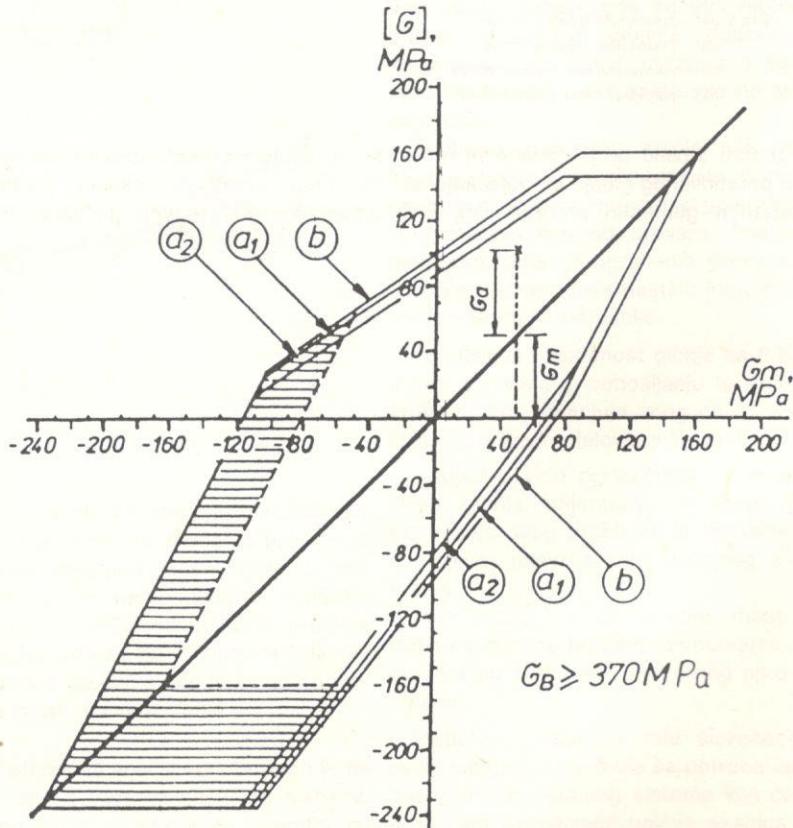
Na katedri »Železnoputna tehnika« pri BMEI »Lenin« – Sofija razrađen je program za automatsku obradu podataka sa dinamičko-otpornosnim ispitiva-

njima vagona, kojim se izračunavaju dobijeni podaci i daje ocena o otpornosti i sigurnosti ispitivanih elemenata konstrukcija na bazi navedenih triju metoda.

## 2 KRAĆA KARAKTERISTIKA KORIŠĆENIH METODA ZA OCENU

### 2.1 Metod ORE

Razrađen u Komitetu B12 ORE-a metod predviđa otpornosnu ocenu vagon-



skih konstrukcija tako što se vrši izjednačavanje izabranog max naprezanja  $\sigma_{max}$  sa dopuštenim ( $\sigma$ ) (sl. 1) pod uslovom:

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a < [\sigma]$$

Ispunjene ovih uslova je nekakva garancija da se u toku službe (eksploatacije) vagona na ispitivanom mestu neće pojaviti pukotine usled zamaranja materijala ili neznatna razrušenja (ili plastične deformacije). To predstavlja i kvalitetnu ocenu za dovoljnu sigurnost elemenata konstrukcije.

Naprezanje  $\sigma_{max}$  predstavlja zbir srednjeg naprezanja i amplituda dinamičnog naprezanja  $\sigma_a$  opredeljenih sledećim jednačinama:

$$\sigma_m = \frac{1}{2} (\bar{\sigma}_{max} + \bar{\sigma}_{min});$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2} (\bar{\sigma}_{max} - \bar{\sigma}_{min})$$

Za određivanje  $\sigma_{max}$  i  $\sigma_{min}$  u praksi se koristi statičko naprezanje  $\sigma_s$ , dobijeno prilikom otpornosnih ispitivanja vagona na ispitnom stolu pod dejstvom statičnih sila, datih u normativnim aktima VIC-a, maksimalnih položaja i negativnih amplituda  $\sigma_{dyn}$  (dinamičko naprezanje) dobijenih merenjem pri kretanju vagona. Izbor maksimalnih  $\sigma_{dyn}$  vrši se prema ORE, B12, Rp41 kako bi bio objektivan i verodostojan. Kod ovog načina ekstremne amplitude se određuju iz granica odabranog intervala pri zadatom verovatnoćom  $\delta$ . Na osnovu ispitivanja u SNCF-u mogu se primeniti  $\delta_{dyn}$ ,  $\delta$  pri  $\delta = 0,9986$  i  $\delta = 0,0013$ . Prikazani dijagram na slici 1 odnosi se na materijal sa granicom kiđanja  $\sigma_B \geq 370$  Mpa. Uslov (1) je ispunjen kada se eksperimentalna tačka sa koordinatama  $(\bar{\sigma}_m, \bar{\sigma}_m + \bar{\sigma}_a)$  dobija u polje dijagrama.

Granične linije odnose se na različite vidove elemenata:

b – bez prisustva varova i koncentratora naprezanja;  $a_1$  – slabo izraženi koncentratori i čeoni varovi,  $a_2$  – suštinski koncentratori i ugaoni varovi.

## 2.2 Metod kroz koeficijent sigurnosti, odnosno zamora materijala (metod n5)

Ovaj metod zasniva se na komutativne hipoteze o nagomilavanju defekata

u materiji kao posledici zamora i krive Velera, predviđa otpornosnu ocenu kroz koeficijent sigurnosti  $n\sigma$  određen izrazom:

$$(1) n\sigma = \frac{\sigma - 1}{\sigma_e} = \frac{\sigma - 1}{\sigma_e} [n]$$

On daje sigurnosna raspoređivanja dinamičkih naprezanja u periodu eksploracije objekta.

gde je:  $\sigma - 1$  – granica zamora standardne epruvete materijala kod simetričnog ciklusa opterećenja; KGD – celokupni koeficijent koji daje smanjenje  $\sigma - 1$  do granice  $\sigma - 1D$  u uslovima rada  $\sigma_e$  – ekvivalentna amplituda koja daje dejstvo celokupnog spektra slučajnih amplituda dinamičnog naprezanja  $\sigma_i$  i broj ciklusa  $n_i$  u toku eksploracije (vožnje) vagona. Ekvivalentna amplituda može se opredeliti iz izraza tipa:

$$(2) \sigma_e (L) = \sqrt[m]{\frac{1}{a \cdot N-1D \cdot L}}$$

gde je:  $N-1D$  – broj ciklusa koji odgovara  $\sigma - 1D$  po krivi zamora;  $a$  – karakteristika procesa nagomilavanja oštećenja materijala usled zamora;

$m$  – stepen pokazatelj Velerove krive;  $L$ -očekivan/prognoziran) vek „trčanja“ vagona u eksploraciji.

Veličina A (1) predstavlja sumu:

$$(3) A(b) = \sum_{\sigma_i > \sigma - 1D} \frac{\sigma_i^{m-1} n_i}{1; 0.5 \sigma - 1D < \sigma_i < \sigma_{max}}$$

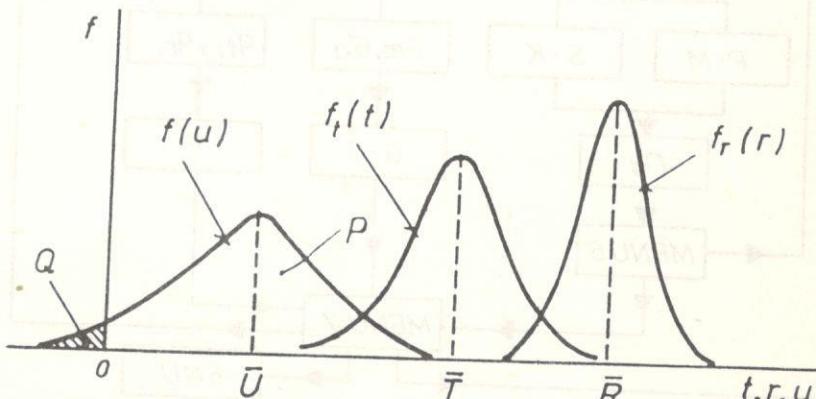
gde su naprezanja  $\sigma_i$  data tako što je uzeto da njihov ciklus bude asimetričan i ekvivalentan efektu realno izmerene, eksperimentalne ispitne dužine vožnje, „trčanja“ celokupnih slučajnih amplituda  $\sigma_i$ , kod slučajnih srednjih naprezanja ciklusa  $\sigma_m$ . Ovaj metod se može smatrati preciznijim od metoda koji je dao ORE zato što se temelji na eksperimentalno proverenim fizičkim zakonitostima u procesu zamaranja materijala.

gde je  $f(u)$  – površina raspoređivanja veličine  $U$ .

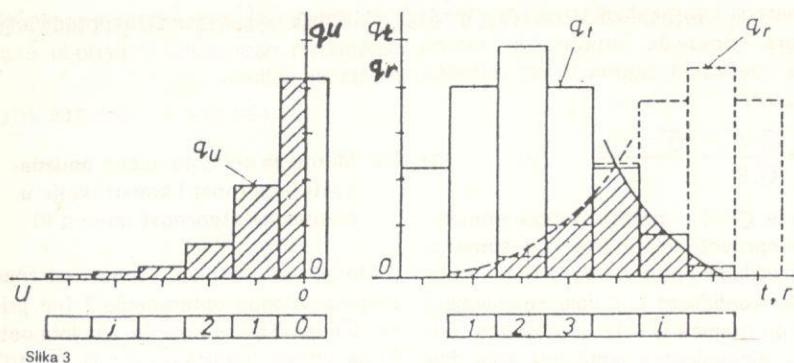
Izraz (7) može se analitički rešiti samo u određenim slučajevima. To je onda kada su  $f(t)$  i  $f_r(r)$  normalno raspoređeni. Onda se dobija poznata jednačina:

$$(7) P = 1 - \Phi \left( \frac{\bar{T} - \bar{R}}{\sqrt{S_T^2 + S_r^2}} \right),$$

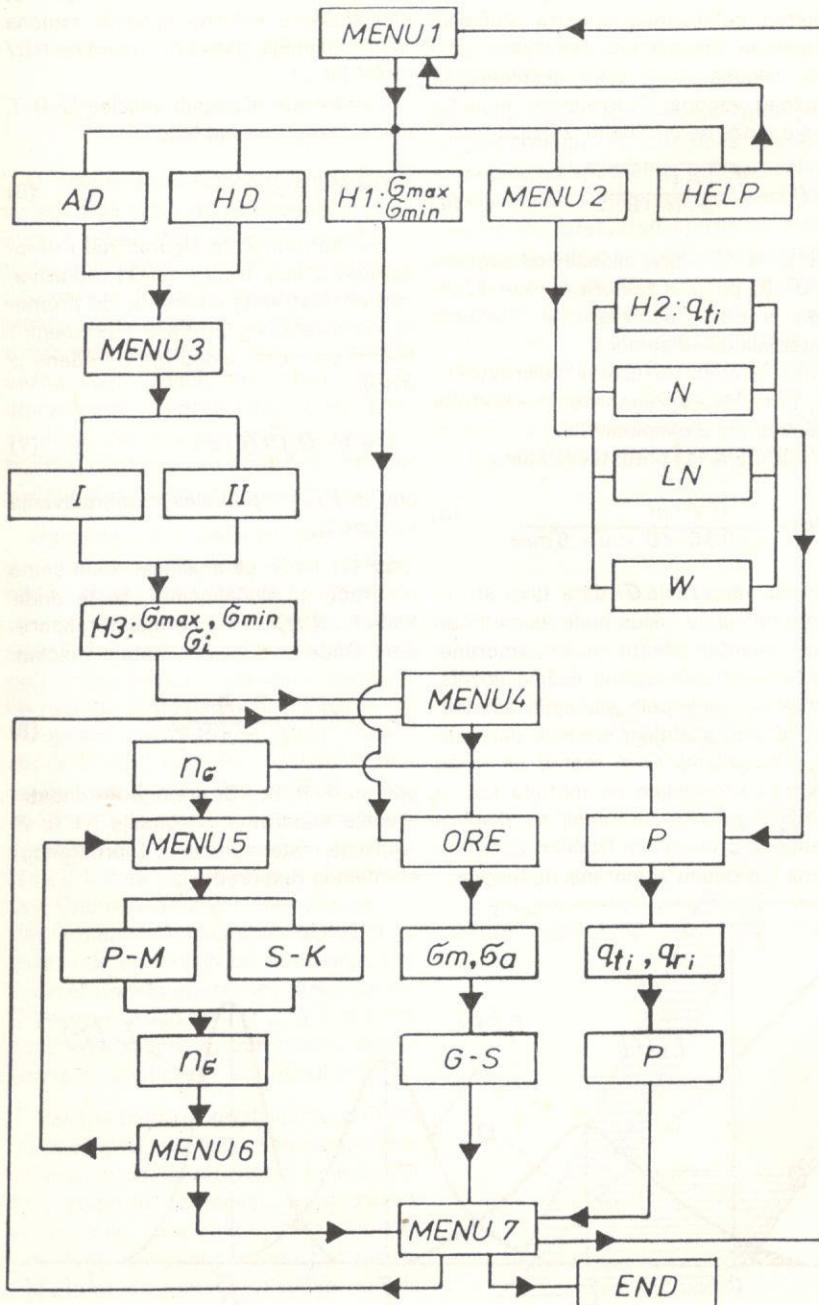
gde su:  $\bar{T}$ ,  $\bar{R}$ ,  $S_T$  i  $S_r$  srednje vrednosti i srednje kvadratne otstupanja  $T$  i  $R$ ;  $\Phi$  – funkcija standardnog (normiranog) normalnog raspoređenja.



Slika 2 - Približno raspoređivanje slučajnih veličina  $T$ ,  $R$  i  $U$



Slika 3



Slika 4 – Blok-sema programa

Za rešavanje jednačine (7) upotrebljava se više metoda, u zavisnosti od zakona raspoređenja  $f_t(t)$  i  $f_r(r)$ . U (4) predložen je metod koji je pogodan za dobijanje algoritma. Na bazi osnovnog izraza površine raspoređenja:

$$fu = f_t(t) \cdot f_r(t+u) dt \quad (9)$$

izведен je obrazac (4):

$$p = 1 - Q = 1 - \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n q_{ti} q_{ri} - \sum_{j=1}^{n-1} \sum_{i=1+j}^n a_{ti} \cdot q_{ri} - j \quad (10)$$

gde su  $q_{ti}$  i  $q_{ri}$  sa odgovarajućom frekvencijom T i R dobijeni usled diskretizacije zakona. Ove veličine pojašnjavaju se histogramima, prikazanim na sl. 3.

U praksi u jednačinu (10) sumiraju se frekvencije:

$$gu_j = \sum_{i=1+j}^n q_{ti} q_{ri} - j \quad (11)$$

gde je  $i = 1 \dots n$  sa brojem klase kojom se raspoređenja  $f_t(t)$  i  $f_r(r)$  preklapaju, naznačena u smeru povećanja T i R;  $j = 0 \dots n-1$  broj klase f (u) naznačen u smeru smanjenja U.

Prilikom uzimanja malog koraka diskretizacije ( $\Delta t = \Delta r = \Delta u < 20 U Pa$ ) greška pri dobijanju izraza (10) umesto izraza (7) je neprimetna (mala).

Prednost ovog metoda je ta što dobijenu vrednost za verovatnoću P konstruktor može upotrebiti za ocenjivanje stepena rizika, u zavisnosti od funkcije i odgovornosti konkretnog elemenata, i da li je on dobro izračunat ili ne.

### 3 OPIS PROGRAMA

Na sl. 4 data je blok-sema programa Glavni MENU1, koji daje mogućnost izbora izvora podataka: iz analogno-numeričkog pretvarača (AD); iz diska (HD); histograma (H1) za  $G_{max}$  i  $G_{min}$ ; MENU2 – za izbor zakona  $f_t(t)$  pri metodi P; komanda HELP daje kratak sadržaj programa i instrukcije za rad sa njom.

Kroz MENU2 može da se zadaju eksploraciono opterećenje T kroz histogram H2 za  $q_{ti}$  ili kroz parametre zakona: normalan (N), logaritamsko normalan (LN) ili Vajbul (W).

Pomoću MENU3 izabira se metod prikazivanja dinamičnog procesa naprezanja: prema metodu I ili II. Kao rezultat ovog postupka dobijaju se korelacione

matrice  $[G_{max}, G_{min}]$ , a grafičkim načinom prikazuju se histogrami (H3) za  $G_{max}$ ,  $G_{min}$  i pridodati njemu sime-trični ciklus naprezanja  $\sigma_i$ .

Posredstvom MENU 4 izbira se jedna iz opisanih tri metoda za ocenu:  $n_f$ , ORE ili P.

Metodom  $n_f$  MENU5 određujemo li-nearnu kumulativnu hipotezu Poligren-Miner (P-M) ili koregirane-Serensen-Kogaev (S-K), koji koriste histogram  $G_i$ . Postupak se može vratiti sa MENU6.

Metodom ORE-a koriste se histogrami  $G_{max}$  i  $G_{min}$ , iz kojih se pri zadatih  $\sigma_i$  i  $G_{st}$  određuju  $G_m$  i  $G_a$ .

Nakon zadavanja  $\sigma_b$  za iskorištene materijale crta se dijagram Gudman-Smit (G-S), na kome se nanosi ispitivana tačka sa koordinatama ( $G_m, G_a$ ).

Prilikom metode P, nakon zadanja zakona  $f_r(r)$  primjenjen je normalan zakon, koji se predstavlja parametrima ( $R$  i  $SR$ ), formiraju se histogrami  $q_{ti}$  i  $q_{ri}$  i izračunava se verovatnoća za siguran rad po obrascu (10). MENU7 vraća program po želji na različita mesta ili prekida rad kompjutera (END).

Razne dopunske i konstantne veličine ne uvode se naknadnim dijalogom odgovarajućih blokova.

Predviđene su mogućnosti za iscrtavanje raznih vidova histograma, važnih ulaznih konstanti, srednjih i krajnjih izračunatih vrednosti, dijagrama metoda ORE-a i dr. Cilj iscrtavanja je analiza dobijenih rezultata i ocena istih.

Prilikom izbora AD-kompjutera ide i upravlja magnetografa a pri AD čitaju se podaci sa diska.

Sistem je pripremljen za kompjuter IBM-PC. Sam program napisan je programskim jezikom »TURBO PASCAL».

#### ZAKLJUČAK

Modulno postrojenje ovog sistema za automatsku obradu podataka dozvoljava njegovo proširivanje korišćenjem drugih metoda tretiranja dinamičkih procesa, kao i metoda za ocenu otpornosti i sigurnosti. Pomoću dodatnih modula mogu se dobiti histogrami i opredelje zakoni raspoređivanja slučajnih veličina. Kroz zadavanja histograma H1 i H2 sistem postaje veoma koristan

konstruktorima, koji mogu da ga prime-ne u izračunavanju mnogih elemenata u konstruisanju vagona i njegovom usavršavanju. Urađen sistem je univer-zalan i može se koristiti (bez metode ORE) za obradu podataka otpornosnih ispitivanja najrazličitijih mašinskih konstrukcija za svaki tip transportnih sred-stava, poljoprivrednih mašina i dr.

#### LITERATURA

1. Lukinskij V. S. i dr. Dolgočestnost detaljej šasii avtomobila Mašinostrojevie, Leningrad, 1984.
2. Serensen, S. V. i dr. Veli i osi, Mašinostroenie, Moskva, 1970.
3. Kogaev, V. P. Rasčot na pročnost pri napreženijah nepemennih vo vremen, Mašinostroenie, Moskva, 1977.
4. Dimitrov, Ž.: Po voprosa za ocen-ka na nadježnostta na konstrukciite na podvijenija železopaten sastav, Naučna serija na VMEI, »Lenin», Sofia, 1979.
5. Standardisation des wagons. Programme des essais à faire subir aux wagons à châssis en acier et à leurs bogies à châssis en acier. ORE, B12. Rp 17, 1980.

(Adresa: Željo DIMITROV, dipl. inž., Kolin JORDANOV, dipl. inž. i Valerij STOLOV, dipl. inž. BDŽ – Sofija)

# Uticaj zazora i zadora na pouzdanost i nosivost cilindrično-valjčastih ležajeva železničkih kola

UDK 625.23./24:621.822:65.012.122

Vladimir ALEKSANDROV, dipl. maš. inž.

## 1 UVOD

U uslovima zamene kliznih ležaja kotrljajućim, pouzdanost mazalica je od prvostepenog značaja za pouzdanost železničkih kola u celini.

Neosporno je da se u proteklom periodu masovne i uspešne zamene kliznih ležaja kotrljajućim došlo do velikog broja eksploracionih rezultata. Na osnovu ovih rezultata došlo je konačno do usvajanja cilindrično-valjčastog ležaja kao tipskog kako za putnička, tako i za teretna kola. Utvrđeni su osnovni uzroci defekata ležista (uglavnom eksperimentalnim istraživanjima) i razrađeni su (i razrađuju se) predlozi za povećanje eksploracione pouzdanosti kotrljajućih ležaja.

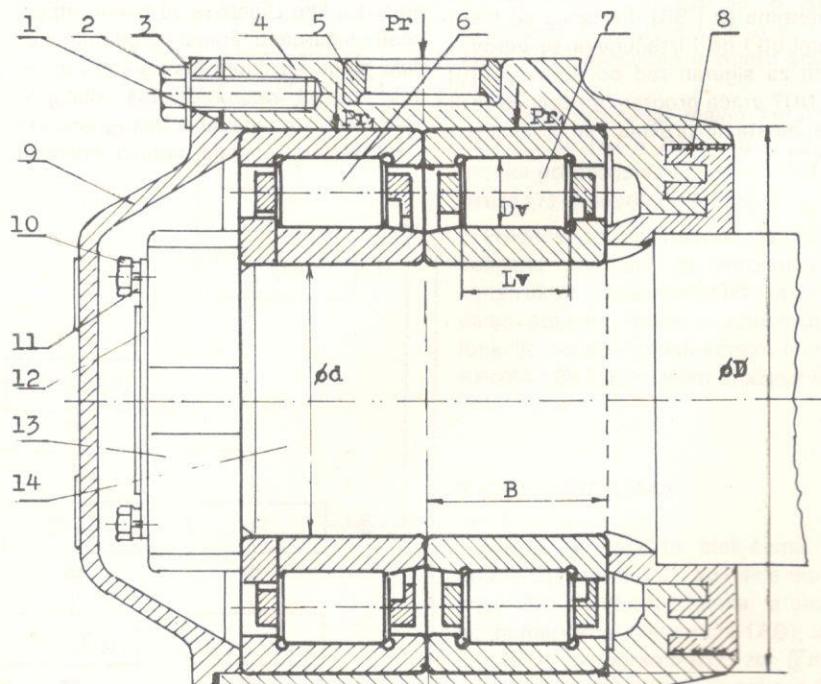
U nedostatku domaće tehničke literature koja se bavi ovom problematikom, u ovom radu su data neka teoretska i eksperimentalna saznanja objavljena u inostranoj literaturi.

## 2 OPŠTE I TEHNIČKE KARAKTERISTIKE KOTRLJAJUĆIH LEŽAJA I MAZALICA

Na mreži JŽ »trči« oko 160.000 osovinskih sklopova od čega je ogromna većina sa kotrljajućim ležajima. Ovi ležaji primaju na sebe radikalna i aksijalna bočna opterećenja i predaju ih na rukavce osovine, a istovremeno ograničavaju pomeranje osovinskog sklopa prilikom kretanja kola. Radikalno opterećenje, usmereno upravno na osu obrtanja ležaja, potiče od sopstvene težine kola i težine tereta u njima, a takođe od verticalnih dinamičkih uticaja usled neravnina šina, prisustva »ravnih

mesta« na površini kotrljanja točkova, prelaza preko sastavaka šina itd. Aksijsko opterećenje potiče od centrifugalne sile, sile vetrova i drugih horizontalnih sila, koje dejstvuju duž ose obrtanja ležaja.

Najrasprostranjeniji vid ležaja na JŽ jeste ležaj sa cilindrično-valjčastim kotrljujućim elementima, dimenzije 120 x 240 x 80 mm, nasadenih na rukavce toplim presovanjem – zagrevanjem unutrašnjih prstenova i navlačenjem na



Slika 1 – Kotrljajno ležište sa cilindrično-valjčastim ležajima

- |                         |                       |                        |
|-------------------------|-----------------------|------------------------|
| 1. Gumeni zaptivač      | 6. Spoljni ležaj      | 11. Podloška           |
| 2. Zavrtanj             | 7. Unutrašnji ležaj   | 12. Sigurnosna pločica |
| 3. Podloška             | 8. Labirintski prsten | 13. Sigurnosna navrka  |
| 4. Telo kućišta         | 9. Poklopac kućišta   | 14. Rukavac osovine    |
| 5. Čaura za centriranje | 10. Zavrtanj          |                        |

Pr – radikalno opterećenje ležista  
Fr<sub>1</sub> – radikalno opterećenje jednog ležaja  
Dv – prečnik valjčića  
Lv – dužina valjčića

B – širina ležaja  
Od – unutrašnji prečnik ležaja  
ØD – spoljni prečnik ležaja  
z – broj valjčića u jednom ležaju

rukavce čime se posle hlađenja i navlačenjem na rukavce čime se posle hlađenja postiže dovoljan zador presovanog sklopa »rukavac-leđaj«.

U zavisnosti od vrste ogibljenja, odnosno konstrukcije obrtnog postolja, kućišta mazalica mogu biti različite

konstrukcije. Na slici 1 prikazana je hlađenja čvrsto prijana uz rukavac. mazalica 2-osovinskih kola sa nazivima sastavnih elemenata. Na slici 2 prikazani su kotrljajući ležaji sa dimenzijama i nazivima delova i površina. Na tabeli 1 date su dimenzije i tehničke u tabeli 1 date su dimenzije i tehničke karakteristike domaćih ležaja, proizvodnje UNIC-UTL iz Vogošća.

Kod toplog presovanja smanjuje se za 5 puta broj tehnoloških operacija na montaži i demontaži mazalice, usled čega se za 2,5 puta smanjuju troškovi ovih radova. Nedostatak ovog postupka su veći troškovi obrade osovine, zbog potrebe za finijim tolerancijama rukavca.

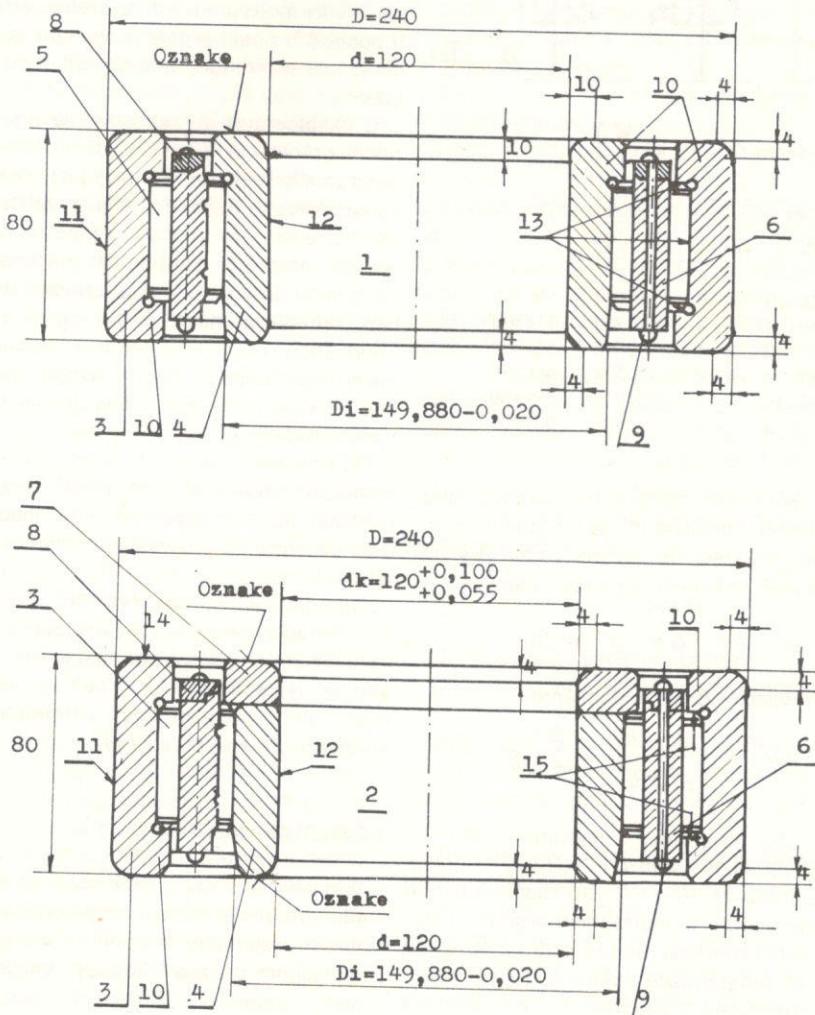
Delovi ležaja (izuzev separatora) izrađuju se od čelika sa velikom otpornošću na plastične deformacije, velikom žilavošću i otpornošću na udarna naprezanja. Ove uslove zadovoljavaju visokougljenični hromirani čelici npr: 0,95 – 1,5% C, 0,2–0,4% Mn, 0,17–0,37% Si, 1,3–1,65% Cr, ne više od 0,02–0,027% (S+P), ne više od 0,3% Ni, ne više od 0,25% Cu).

Za podmazivanje kotrljajućih ležaja koriste se kalcijumske, natrijum-kalcijumske i litijumske masti.

Jedan od uslova koji se u eksploataciji zahteva od kotrljajućeg ležaja jeste dugi vek rada bez zamene maziva (čak do 500.000 km). Mazivo mora biti tehnički i hemijski stabilno u uslovima povećanih opterećenja, vibracija, povišenih temperatura, prisustva vlage itd.

U procesu eksploatacije nije dozvoljena pojava čestica metala i peska u mazivu, koji su abrazivni. Njihovo prisustvo lako je utvrditi razmazivanjem među prstima.

Količina maziva u mazalici direktno utiče na otpor kotrljanja i zagrevanje ležaja: što je više maziva, veći je otpor kotrljanja, a samim tim i veće zagrevanje čitave mazalice. Zbog toga mazalici treba puniti do 1/3 od slobodne zavojine.



Slika 2 – Cilindrično-valjčasti ležajevi – nazivi delova i površina

- |                         |                      |
|-------------------------|----------------------|
| 1. Unutrašnji ležaj     | 9. Zakovica          |
| 2. Spoljni ležaj        | 10. Naslon           |
| 3. Spoljni prsten       | 11. Omotač           |
| 4. Unutrašnji prsten    | 12. Provt            |
| 5. Cilindrični valjčici | 13. Putanja          |
| 6. Kavez                | 14. Čelo             |
| 7. Nasloni kolut        | 15. Putanja klizanja |
| 8. Poklopac kavez       |                      |

### 3 ZAHTEVI ZA MONTAŽU KOTRLJAĆIH LEŽAJA

#### 3.1 Radikalni zadori

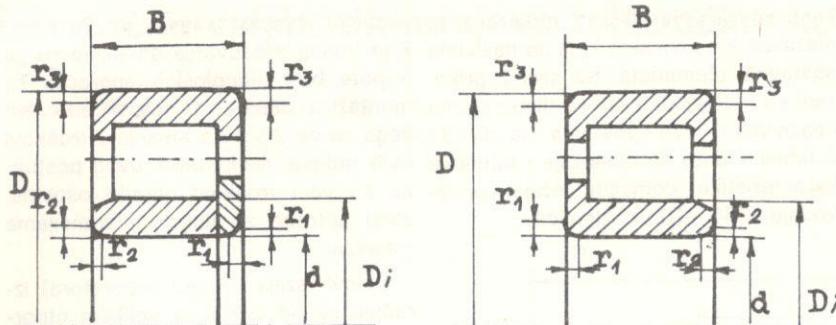
Kod toplog presovanja unutrašnjeg prstena ležaja na rukavac osovine, osnovni parametar koji se kontroliše jeste zador tj. razlika prečnika rukavca osovine dr u unutrašnjem prstenu dup.

Razlikuju se izmereni  $\Delta l$  i stvarni  $\Delta s$  zador. Kod određivanja izmerenog zadora temperature oba elementa moraju biti jednaka.

Vek trajanja ležaja zavisi od prečnika valjčića: što je prečnik veći, ležaj je dugotrajniji.

Poznato je takođe da je vek trajanja ležaja u direktnoj zavisnosti od dužine trašnjeg prstena ležaja. Zagrevanjem u liniji kontakta valjčića sa putanjom 100–120°C prsten se širi i slobodno navlači na rukavac osovine, a posle

Toplo presovanje ostvaruje se zavaljujući zadoru, koji se dobija usled razlike prečnika rukavca osovine i unutrašnjeg prstena ležaja. Zagrevanjem u uljnom kupatilu ili u električnoj peći do 100–120°C prsten se širi i slobodno navlači na rukavac osovine, a posle



Slika 3 – Cilindrično-valjčasti ležajevi – dimenzije

Oznaka	Dimenzije (mm)						Nosivost (N)	Masa (kg)		
UTL	d	D	B	D <sub>j</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	r <sub>3</sub>	C	C <sub>0</sub>	G
WJ 120x240x80 120	240	80	150	10	4	4	510100	446300	17,8	
WJP 120x240x80P 120	240	80	150	4	4	4	510100	446300	17,8	
WJ 130x240x80 130	240	80	167	10	4	4	490500	446300	16,0	
WJP 130x240x80P 130	240	80	157	4	4	4	490500	446300	16,0	
WJ 130x250x80 130	250	80	158,13	10	4	4	584000	507600	18,9	
WJP 130x250x80P 130	250	80	158,13	4	4	4	584000	507600	18,9	

Tada je

$$\Delta i = dr - dup$$

$\Delta s = dr - dup - \Delta n$ , gde je:

$\Delta n$  – smanjenje zadora usled izjednačenja neravnina na presovanim površinama i deformacija rukavca osovine usled napresovanja unutrašnjeg prstena.

Razlika između izmerenog i stvarnog zadora biće utoliko manja, ukoliko je finija obrada presovanih površina. Često se unutrašnji prsten napresuje na rukavce koji su već bili u eksploraciji, tj. kod kojih su već skinute neravnine. Zbog toga je  $\Delta n$  veoma mala veličina i u praktičnim proračunima se ne uzima u obzir.

Ako prilikom određivanja izmerenog zadora rukavac osovine i unutrašnji prsten imaju različite temperature, to će posle napresovanja unutrašnjeg prstena i izjednačenja temperature zador biti jednak

$$\Delta s = dr - dup - \Delta n \pm \Delta t, \text{ gde je}$$

$\Delta t$  – smanjenje ili povećanje zadora usled razlike u temperaturi presovanih elemenata

$$\Delta t = \alpha \cdot dr (tup - tr), \text{ gde je:}$$

– koeficijent linearog širenja čeliča

tup – temperatura unutrašnjeg prstena

tr – temperatura rukavca.

Minimalna razlika temperature unutrašnjeg prstena ležaja i rukavca osovine, pri kojoj će stvarni zador  $\Delta s$  biti jednak nuli može se naći iz uslova:

$$dr - dup - \Delta n - \alpha \cdot dr (tup - tr) = 0$$

stavljujući  $\Delta n = 0$ , dobijamo:

$$tup - tr = \frac{dr - dup}{\alpha \cdot dr} = \frac{\Delta i}{\alpha \cdot dr}$$

Za izmereno, naprimjer,  $\Delta i = 0,030-0,065 \text{ mm}$  i  $\alpha = 13 \cdot 10^{-6}$  dobija se:  $tup - tr = 18-21^\circ\text{C}$ , što znači da ako je temperatura unutrašnjeg prstena u trenutku merenja zadora niža za  $18-21^\circ\text{C}$  od temperature rukavca, to će posle presovanja i izjednačenja temperatura usled povećanja prečnika unutrašnjeg prstena zador biti jednak nuli. Obrnuto, ako je temperatura unutrašnjeg prstena viša od temperature rukavca za istu vrednost, zador će se udvostručiti. U prvom slučaju unutrašnji prsten će se obratiti oko rukavca, a u drugom će doći do prenaprezanja rukavca i unutrašnjeg prstena što može dovesti do loma prstena. Čak i neznatna razlika temperature od  $5^\circ\text{C}$  izaziva promenu zadora za 25%. Zbog toga je kod montaže ležaja neophodno strogo voditi računa o temperaturnom režimu. Osovinske sklopove i ležaje prilikom ulaska u radionicu u zimskim uslovima ili posle

pranja u mašini za pranje potrebno je držati izvesno vreme radi izjednačenja njihove temperature sa temperaturom u radionici. Eksperimentima je utvrđeno da merenje rukavaca treba vršiti 12 časova posle njihove obrade; 12 časova posle mašinskog pranja osovinskih sklopova; na ranije od 2 časa posle valjanja rukavaca ili obrade profila. Merenje otvora prstenova ležista treba vršiti posle 8 h posle pranja u mašini i zadržavanja u prostoriji gde se vrši montaža.

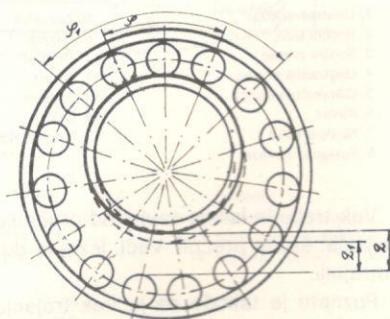
U eksploraciji se zador menja u širokim granicama u zavisnosti od temperaturskih uslova. Zahvaljujući pak konstruktivnim osobenostima mazalica, čak i ako je zador jednak nuli, ne mora doći do okretanja unutrašnjih prstena; njih će držati sila trenja izazvana silom pritezanja navrtke na rukavcu. Zbog toga je u eksploraciji veoma važno kontrolisati stanje navrtke, jer kod labavosti iste može doći do obrtanja unutrašnjih prstena ležaja.

Određivanje zadora vrši se mereњem unutrašnjeg prekontrolisati stanje navrtke, jer kod labavosti iste može doći do obrtanja unutrašnjih prstena ležaja.

Određivanje zadora vrši se mereњem unutrašnjeg prečnika prstena u d upravna prseseka, na rastojanju od 10 mm od ivice prstena. Kao merodavna uzima se srednja aritmetička vrednos izmerenih veličina.

### 3.2 Radikalni zazor

Radikalni zazor –  $q$  (vidi sliku 4), između prstena i valjčića omogućava slobodu uzajamnog kretanja prstena u radikalnom pravcu i obrtanje valjčića između prstena. Prisustvo zazora omogućava laku montažu ležaja.



Slika 4 – Radikalni zazor kod cilindrično-valjčastih ležajeva

Teoretskim i eksperimentalnim istraživanjima utvrđeno je da radna sposobnost ležaja umnogome zavisi od veličine radijalnog zazora. Ležaj sa manjim radijalnim za zorum  $q_1$  ima u opterećenoj zoni (ugao -  $\phi_1$ ) više valjčića i, obrnuto. Drugim rečima, što je zazor manji, utoliko više valjčića učestvuje u prenosu radijalnog opterećenja, a broj opterećenih valjčića određuje nivo naprezanja u prstenovima i valjčićima, i samim tim i vek trajanja ležaja.

Da bi se povećao ugao zone opterećenja sa relativno većim radijalnim zazrom, bilo bi potrebno uraditi ovalni spoljni prsten ili ležaj ugraditi u ovalno kućište ležišta. Međutim, veoma je teško uraditi kućište sa ovalnošću manjom od stotog dela milimetra. Zbog toga se u praksi primenjuju mazalice takve konstrukcije, koja omogućava stvaranje ovalnosti otvora kućišta i spoljnog prstena ležaja pod opterećenjem.

Od veličine radijalnog zazora zavisi rad trenja a samim tim, i temperaturni režim. Površina temperatura mazalice smanjuje mehaničku stabilnost maziva.

Utvrđeno je takođe, da veličina radijalnog zazora utiče na otpor obrtanja ležaja. Povećani zazor smanjuje trenje. Za jedan ležaj to smanjenje nije veliko, ali za kompoziciju voza sa npr. 800 ležaja, optimalni radijalni zazor znatno smanjuje otpor kretanja voza.

Razlikuju se tri vida radijalnih zazora: početni, montažni i radni. Početni zazor -  $q_p$  je slobodni zazor, zazor pre napresovanja na rukavac. Montažni zazor -  $q_m$  je zazukavac. Montažni zazor -  $q_m$  je zazor posle napresovanja ležaja na rukavac. On je uvek manji od početnog za veličinu deformacije unutrašnjeg prstena prilikom presovanja, tj.

$$q_m = q_p - \Delta q_m$$

Posle toplog navlačenja unutrašnjeg prstena na rukavac osovine i hlađenja istog, prečnik putanje kotrljanja se povećava, a radijalni zazor smanjuje na veličinu -  $\Delta q_m = D_k - D_k$ , de su:

$D_k$  i  $D_k$  odgovarajući prečnici putanje kotrljanja pre i posle navlačenja.

Deformacije otvora prstena (zador)  $\Delta s$  i  $dr$  - dup uvek su veće od deformacija putanje kotrljanja (smanjenje radijalnog zazora) tj.  $\Delta s > \Delta q_i$ . Njihova razlika zavisi od debljine unutrašnjeg prstena.

Radni radijalni zazor je zazor u radnom stanju ležaja tj. pod radnim opterećenjem i u ustaljenom temperaturnom režimu. On se može sračunati po obrascu:

$$qr = qp - \Delta qm + \Delta qop - \Delta qo - \Delta qt$$

gde je:

$\Delta qop$  - povećanje zazora usled deformacije putanje kotrljujućih elemenata pod opterećenjem.

$\Delta qo$  - smanjenje zazora usled ovalnosti prstenova.

$\Delta qt$  - smanjenje zazora usled razlike temperatura prstenova.

Veličina  $\Delta qop$  zavisi od spoljnog opterećenja ležaja (tovarena ili prazna koča), karaktera raspodele opterećenja na valjčice i krutosti kućišta mazalice.

Smanjenje zazora usled ovalnosti -  $\Delta qo$  određena je ovalnošću spoljnih i unutrašnjih prstenova. Poznato je da kod velikog broja spoljnih prstenova postoji ovalnost putanje kotrljanja. Unutrašnji prstenovi dobijaju ovalnost, određen u ovalnošću rukavca.

Promena zazora, izazvana ovalnošću prstenova jednaka je

$$\Delta qo = \frac{Os + Ou}{2}, \quad 2 \text{ gde je}$$

$Os$  - ovalnost spoljnog prstena

$Ou$  - ovalnost unutrašnjeg prstena

Smanjenje zazora usled razlike u temperaturama prstenova moguće je odrediti po obrascu:  $\Delta qT = \zeta \cdot \Delta t (D_k - dv)$ , gde je:

$D_k$  - prečnik putanje kotrljanja unutrašnjeg prstena

$dv$  - prečnik valjčića

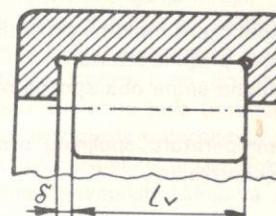
$\Delta t$  - razlika temperatura prstenova.

U eksploataciji je temperatura unutrašnjeg prstena uvek veća od temperaturu spoljnog prstena. Razlika temperatura prstenova u procesu rada ležaja postepeno se povećava i dostiže maksimalnu vrednost u trenutku pojave ustaljenog temperaturnog režima u ležaju. Ova promena zavisi od brzine kretanja voza, opterećenja ležaja, temperature vazduha, smere i sile vetra i dr. Razlika temperatura prstenova može biti do  $20^\circ\text{C}$ .

### 3.3 Aksijalni zazor

Kod cilindrično-valjčastih ležaja zazor između čela valjčića i naslona spolj-

nog prstena predstavlja aksijalni zazor (vidi sliku 5). Potpuno nepostojanje zazora usled topotne dilatacije valjčića dovodi do blokiranja ležaja. Valjčići trpe topotne deformacije kako u radijalnom smeru tako i u aksijalnom, uvek kada je radijalni zazor nedovoljan.



Slika 5 - Aksijalni zazor kod cilindrično-valjčastog ležaja

Povećanje dužine valjčića, odnosno smanjenje aksijalnog zazora moguće je odrediti po obrascu:

$$\delta t = \zeta \cdot lv \cdot \Delta tv, \text{ gde je:}$$

$lv$  - dužina valjčića

$\Delta tv$  - razlika temperatura valjčića i spoljnog prstena.

Za vreme rada cilindrično-valjčastih ležaja najnepovoljniji uslovi odvođenja topote sa valjčića nastaju kod ležaja sa masivnim separatorom. Zbog toga mogu nastati razlike u temperaturama valjčića i spoljnog prstena i do  $60-70^\circ\text{C}$  što izaziva odgovarajuću promenu detalja ležaja.

Kod uspostavljenog ustaljenog topotnog režima mazalice, topota, koja se stvara radom mazalice, određuje se po obrascu:

$$Q = 3600 \cdot A \cdot R \cdot V \cdot fsv, \text{ gde je:}$$

$$A = \frac{1}{427} - \text{mehanički ekvivalent topote}$$

$R$  - radijalno opterećenje ležišta

$V$  - obimna brzina ležišta

$fsv$  - koeficijent trenja sveden na prečnik centra valjčića.

Iz obrasca sledi, da temperatura mazalice, a samim tim i temperatura zagrevanja valjčića zavise uglavnom od brzine kretanja voza i radijalnog opterećenja a ne zavisi od spoljne temperature. Ova količina topote prolazi kroz zidove prstenova, kućište mazalice i predaje se okolini.

Primenom osnovne jednačine za odvođenje topote, količina topote koja prolazi kroz spoljnje prstenove ležića, može se izraziti sledećom jednačinom:

$$Q = \lambda_1 \cdot 2\pi B \frac{t_1 - t_2}{1n \frac{Dps}{Dks}}, \text{ gde je}$$

$\lambda_1$  – koeficijent topotne provodljivosti spoljnog prstena ležića

$B$  – ukupna širina oba spoljna prstena

$t_1$  – temperatura spoljnog prstena na putanji kotrljanja

$t_2$  – temperatura spoljnog prstena (tela mazalice) na površini napresovanja.

$Dps$  – prečnik spoljnog prstena na mestu napresovanja

$Dks$  – prečnik putanje kotrljanja spoljnog prstena

Ova količina topote prenosi se sa spoljnih prstenova na kućište mazalice što se može izraziti jednačinom:

$$Q = \lambda_2 \cdot 2\pi B \frac{t_2 - tn}{1n \frac{Dn}{Dps}} \rightarrow, \text{ gde je}$$

$\lambda_2$  – koeficijent topotne provodljivosti tela mazalice

$tn$  – temperatura spoljnje površine tela mazalice

$Dn$  – spoljni prečnik tela mazalice

Zatim se ova topota predaje okolini po zakonu

$$Q = \gamma \cdot Dn \cdot \pi \cdot B(tn - to), \text{ gde je}$$

$\gamma$  – koeficijent predaje topote sa površine tela mazalice na okolini vazduha

$to$  – temperatura okolnog (spoljnog) vazduha.

Posle odgovarajućih transformacija poslednjih triju jednačina dobija se:

$$t_1 = \frac{Q}{2\pi B} \left( \frac{1}{\lambda_1} 1n \frac{Dps}{Dks} + \frac{1}{\lambda_2} 1n \frac{Dn}{Dps} + \frac{1}{\gamma Dn} \right) + to$$

Iz ove jednačine sledi, da temperatura zagrevanja spoljnog prstena  $t_1$  zavisi i od temperature okolnog vazduha. Ovo omogućava prognozu promene razlike temperature između valjčića i spoljnog prstena u zavisnosti od promene spoljne temperature. Ovom jednačinom se objašnjava i uzrok velikog broja otkaza u radu mazalica usled blokiranja valjčića čak i u zimskim uslovima.

Smanjenje početnog aksijalnog zazora usled deformacije spoljnog prstena od dejstva sile pritiska kod montaže može se odrediti po obrascu:

$$\delta p = \frac{\sum_{i=1}^n P_z \cdot b}{E \cdot F_p}; \text{ gde je:}$$

$P_z$  – sila zatezanja prstena jednim zavrtnjem

$b$  – širina prstena

$F_p$  – površina poprečnog preseka prstena

$E$  – modul elastičnosti

$n$  – broj zavrtnjeva

Međutim, zbog neravnomerne raspodele sile zatezanja po obimu spoljnog prstena, i uzimajući u obzir promenu krutosti tela mazalice u prednjem obrascu uvodi se koeficijent neravnomernosti zatezanja –  $\xi$ , te je

$$\delta p = \xi \sum_{i=1}^n P_z \cdot b / E F_p$$

$\xi$  – se dobija eksperimentalnim putem

Netačnosti, dozvoljene u proizvodnji ležaja i spregnutih detalja, dovode do izvesnog odstupanja koaksijalnosti prstenova tj. ose prstenova se sekut pod izvesnim uglom. Usled pritezanja spoljnih prstenova u telu mazalice dolazi ne samo do neravnomerne raspodele radijalnog opterećenja po dužini valjčića, već i do smanjenja aksijalnog zazora ležića na veličinu.

$$\delta b = \frac{\varphi}{2} h; \text{ gde je:}$$

$\varphi$  – ugao preseka osa prstenova  
 $h$  – visina naslona.

Minimalni dopušteni početni aksijalni zazor kod novog cilindrično-valjčastog ležića određuje se iz uslova sprečavanja blokiranja valjčića između naslona spoljnog prstena u procesu rada mazalice u teškim uslovima.

Uzimajući u obzir montažne i eksplatacione faktore, koji dovode do smanjenja početnog aksijalnog zazora, minimalni dopušteni aksijalni zazor se može odrediti iz izraza:

$$\delta_{min} \geq \frac{\sum_{i=1}^n P_z \cdot b}{E \cdot F_p} + \frac{\varphi}{2} h + \alpha C \cdot l_v \cdot \Delta t_v; \text{ ili}$$

u opštem obliku:

$\delta_{min} \geq p_{max} + \delta \delta_{max} + \delta t_{max}$ ,  
gde je:

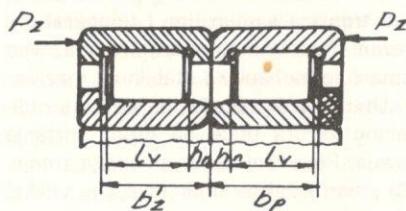
$\delta p_{max}$  – smanjenje početnog aksijalnog zazora usled elastičnih deformacija spoljnog prstena pod uticajem zateznih sila kod montaže

$\delta \delta_{max}$  – smanjenje početnog aksijalnog zazora usled međusobnog zakošenja prstena

$\delta t_{max}$  – smanjenje aksijalnog zazora usled topotnih deformacija valjčića.

Normalan rad mazalice umnogome zavisi i od toga, da li postoji mogućnost aksijalnog pomeranja montirane mazalice duž rukavca osovine.

Na slici 6 prikazana je montažna šema ležića u mazalici.



Slika 6 – Šema montaže kotrljajućih ležaja kod toplog presovanja

Umesto tela mazalice i poklopca prikazano je strelicama dejstvo zateznih sile –  $P_z$  na oba spoljna prstena.

Uslov aksijalnog pomeranja mazalice duž rukavca je:

$$b'z + bp > 2(lv + hn), \text{ gde je:}$$

$b'z$  – širina unutrašnjeg prstena zadnjeg ležaja bez širine naslona

$bp$  – širina unutrašnjeg prstena prednjeg ležaja

$lv$  – dužina valjčića

$hn$  – širina naslona spoljnog prstena

Iz prednjeg uslova je evidentno, da će se minimalno aksijalno pomeranje mazalice dobiti ako su  $b'z$  i  $bp$  najmanji, a  $hn$  i  $lv$  najveći, i obratno.

Kod montaže mazalice zavrtranje zavrtnjeva na poklopac mazalice vrši se najčešće pneumatskim ili električnim ključem. Osnovni nedostatak ovog postupka je nemogućnost kontrole obrtnog momenta koji se predaje zavrtnju. To može dovesti do neravnomernog

pritezanja zavrtnjeva po obodu poklopa, a samim tim i do neravnomerne deformacije prstenova. Bilo bi najbolje kada bi se pritezanje zavrtnjeva vršilo momentnim ključem.

#### 4 ZAKULJČAK

Predmetni rad, pored uvodnog dela, bavi se uglavnom zahtevima za montažu kotrljajućih ležića železničkih kola, posebno cilindrično-valjčastih.

Zahtevi za montažu, posebno u pogledu zadora i zazora, su amo deo sveukupnih zahteva za obezbeđenje pouzdanosti cilindrično-valjčastih ležića.

Problematika zazora i zadora kod ležića je od posebnog značaja za održavanje mazalica, odnosno ležića. Nameće, zazori i zadori novih ležaja definišani su na najbolji mogući način od strane proizvođača. Međutim, u toku eksploatacije usled neminovnog habanja spregnutih elemenata dolazi do promene projektovanih zazora i zadora. Promene zazora i zadora održavaju se na dalji rad ležića. Zbog toga je veoma važno u toku eksploatacije, prilikom revizije mazalica ili opravke osovinskih sklopova, strogo kontrolisati veličine zazora i zadora uz primenu preciznih i savremenih mernih instrumenata kako bi se ocenila dalja podobnost pojedinih elemenata ili ležića u celini. Pored kontrole veličina zazora i zadora neophodno je pridržavati se i ostalih zahteva demontaže i montaže jer od njih zavisi donošenje pravilnog suda o optimalnosti zazora i zadora i

njihovog uticaja na pouzdanost ležića, odnosno železničkih kola u celini.

Iako je ovaj rad više teoretski, no normativno-instruktivni, ipak se može zaključiti sledeće:

– kod demontaže, kontrole i montaže kotrljajućih ležića voditi strogo računa o temperaturnom režimu (po dolasku u depo osovinski sklop sa mazalicama –posebno u zimskim uslovima ili posle mašinskog pranja – potrebno je izvesno vreme držati radi izjednačavanja temperature sa prostorijom; merenje rukovaca osovine vršiti ne ranije od 12 časova po njihovoj obradi; kod remonta osovinskih sklopova premeravanje je dozvoljeno posle 12 časova po mašinskom pranju i posle ne manje od 2 časa po valjanju rukavaca ili obradi profila točka; merenje unutrašnjih prečnika prstenova vršiti posle 8 časova nakon pranja ležaja u mašini za pranje; ukoliko se opravka mazalica vrši u posebnom odeljenju, montažu vršiti posle izjednačavanja temperature osoviniskog sklopa i mazalice; merenje zazora i zadora vršiti nakon izjednačenja temperature rukavaca osovine i prstenova ležaja)

– merenja vršiti ispravnim i preciznim mernim instrumentima u više preseka i kao merodavne uzimati aritmetičke sredine izmerenih vrednosti

– demontažu i montažu unutrašnjih prstenova nikada ne vršiti nasilno (izbijanjem) već obavezno zagrevanjem

– kod montaže obratiti posebnu pažnju na stanje navoja zatezne navrtke na rukavcu i sili zatezanja iste kao i zavrtnjeva na poklopcu mazalice jer od toga zavisi veličina radnih zazora, po-

sebno aksijalnih, a od njih i sposobnost prenosa aksijalnih sila. Poželjno je pritezanje vršiti momentnim ključem.

– voditi strogo računa o količini i kvalitetu maziva jer od toga umnogo zavisi temperaturski režim rada mazalice, a samim tim i pouzdanost, nosivost i vek trajanja ležaja.

Na kraju dodajmo da veličine zazora i zadora i njihove promene u toku eksploatacije zavise i od drugih faktora kao što su: vrste kola (putnička ili teretna), rasporeda opterećenja u kolima (osovinski pritisak i pritisak po točku), vođenja osovinskih sklopova (unakrsnih mera obrtnih postolja), razlike u prečnicima točkova istog osovinskog sklopa, stanja površine kotrljanja točkova i dr.

Dakle, problematiku pouzdanosti cilindrično-valjčastih ležića treba proučavati »multidisciplinarno« i to, pre svega, brižljivim prikupljanjem, obradom i analizom eksploataiconih podataka, jer se na izbor adekvatnog ležića ne može mnogo uticati s obzirom da su strogo unificirana i standardizovana.

#### LITERATURA

1. V. N. Cjurenko, V. A. Petrov. Nadežnost roličkih podšipnikov v buksah vagonov Moskva, »Transport« 1982.
2. V. Aleksandrov. Osovinski sklopovi železničkih kola (u rukopisu)
3. Prospektivi materijali Tvornice valjčanih ležaja UTL Vogošća.
4. JUS P.F 7.060

(Adresa: Vladimir Aleksandrov, dipl. maš. ing. MZT Skopje – KTB Beograd)

# Stabilna postrojenja za probu kočnica vozova u ranžirnim i tehničko-putničkim stanicama

UDK 658.23:658.5.012.1:62-592.3

Vladimir ALEKSANDROV, dipl. maš. inž.

## UVOD

Stalni porast obima prevoza robe i putnika zahteva povećanje brzine i težine vozova. U takvim uslovima ostvarivanje bezbednog železničkog saobraćaja u znatnoj meri zavisi od osobina i stanja kočnica vozova. Kočna oprema treba da radi normalno u uslovima složenih procesa u eksploataciji: suvog trenja papuča sa pretvaranjem mehaničke energije u toplost, aerodinamičkih procesa u kočnoj instalaciji, klizanja točkova po šinama u uslovima granične adhezije, međusobnog uticaja kola uz pojavu znatnih podužnih sile itd.

Za normalan i pouzdan rad kočnica neophodan je visok stepen njihove ispravnosti koji se ostvaruje kroz odgovarajući sistem tehničkog opsluživanja i remonta. Poslednja faza u sistemu tehničkog opsluživanja i remonta jeste proba kočnica vozova.

Proba kočnica vrši se sa ciljem provere dejstva kočnica svih kola uključenih u sastav voza. Ista se vrši u stanicama (tehničko-putničkim i ranžirnim) pomoću zbijenog vazduha iz stacionarne mreže ili kompresora vučnog vozila. Proba kočnica vozova sa vučnim vozilom kao izvorom zbijenog vazduha ima opravdavanja samo u malim polaznim, usputnim i obrtnim stanicama. U velikim ranžirnim i tehničko-putničkim stanicama celishodnije je probu vršiti stabilnim postrojenjima sa autonomnim izvorom zbijenog vazduha. Ovim se postiže istovremena automatizovana ili poluautomatizovana proba više vozova i znatno skraćuje vreme zadržavanja vozova na probi.

U ovom radu prikazano je idejno rešenje jednog stabilnog postrojenja za probu kočnica vozova sa alternativno, automatizovanim i poluautomatizovanim radom i metodologija proračuna njegovog kapaciteta.

## 1 PROBA KOČNICA VOZOVA

Prema odredbama UIC, objava 453 postoje sledeće vrste proba kočnica:

- potpuna proba kočnica, tzv. proba kočnica »A«
- pojedinačna proba kočnica, tzv. proba kočnica »B«
- priključna proba kočnica, tzv. proba kočnica »C«
- proba prolaznosti glavnog vazdušnog voda, tzv. proba »D«.

Proba kočnica B, C i D nazivaju se skraćenim probama kočnica.

Proba kočnica A je potpuna proba kočnica prilikom koje se ispituje kočenje i otkočivanje svih kočenih vozila u vozu.

Proba kočnica B je pojedinačna proba kočnica prilikom koje se ispituje kočenje i otkočivanje svih dodatnih kočenih vozila jednom vozu.

Proba kočnica C je priključna proba pri kojoj se proverava kočenje i otkočivanje prvih kočenih vozila koja se nalaze na mestu razdvajanja, odnosno zakvačivanja u vozu.

Proba kočnica D je proba prolaznosti glavnog vazdušnog voda prilikom koje se ispituje kočenje i otkočivanje poslednjeg kočenog vozila u vozu.

Slučajevi u kojima se vrše pojedine vrste probe kočnica i postupci kod po-

jedinih proba definisani su Uputstvom JŽ o kočenju vozova (Uputstvo 233).

## 2 STABILNA POSTROJENJA ZA PROBU KOČNICA VOZOVA

Radi lakšeg i bržeg izvođenja proba kočnica vozova veće ranžirne i tehničko-putničke stанице opremanju se stabilnim postrojenjima. U zavisnosti od opremljenosti ista mogu biti: poluautomatizovana i automatizovana sa neposrednim centralizovanim ili daljinskim upravljanjem.

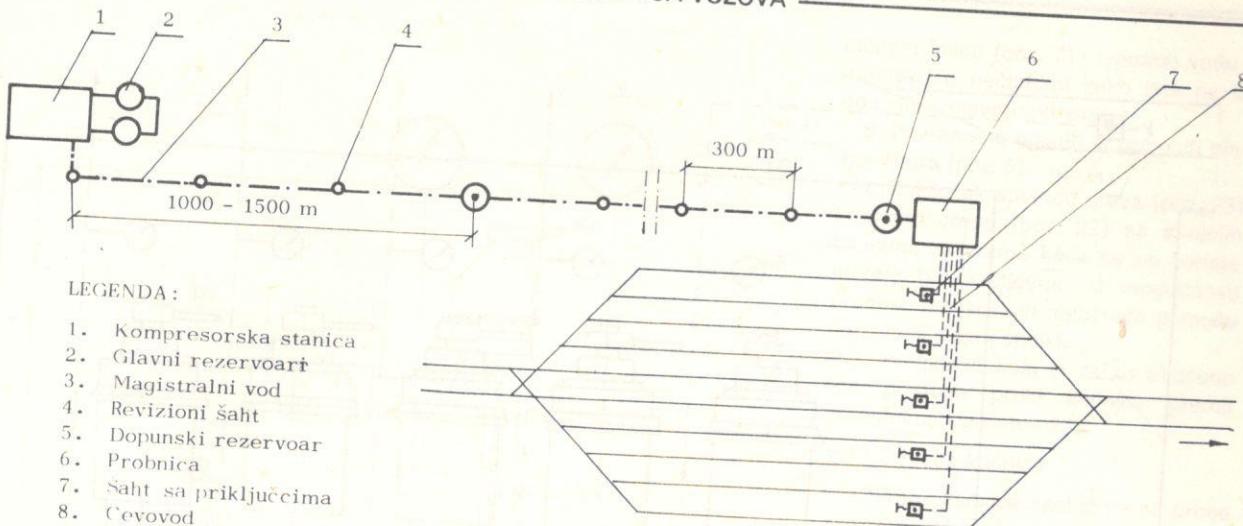
### 2.1 Stabilno postrojenje za centralizovanu probu kočnica

Na slici 1 prikazana je dispozicija jednog stabilnog postrojenja za probu kočnica u ranžirnoj stanci sa centralizovanom probom.

Postrojenje se sastoji iz sledećih elemenata:

- kompresorske stанице (poz. 1)
- glavnih rezervoara kompresorske stанице (poz. 2)
- magistralnog kompresorskog voda (poz. 3)
- revisionih šahti (poz. 4)
- dopunskih rezervoara (poz. 5)
- objekta probnice sa uređajima za vršenje centralizovane probe (poz. 6)
- priključnih šahti ili kućica sa opremom za neposredno povezivanje sa glavnim vodovima vozova (poz. 7)
- napojnih cevovoda (poz. 8)

U kompresorskoj stanci su smešteni kompresori sa elektromotorima (obično dva kompresora) i ostala opre-



Slika 1 – Šema razmeštaja uređaja za probu kočnica u ranžirnoj stanici

ma za automatski rad stanica. Visina kompresorskog odeljenja treba da bude najmanje 3 m, a širina i dužina dovoljni za udoban razmeštaj opreme sa dovoljnim prolazima između opreme. Usisavanje atmosferskog vazduha treba da je van objekta na visini ne manjoj od 3 m od tla. Svaki kompresor na potisnom cevovodu treba da ima odvajač vode i ulja i hladnjak zbijenog vazduha. Za obavljanje montažnih i remontnih radova u stanici predviđeti mostovski kran ili monorej dovoljne nosivosti.

Glavni rezervoari (poz. 2) vazdušni akumulatori, služe za izjednačenje pritiska u vazdušnoj mreži i ublažavanja periodičnih pulsacija, izazvanih radom klipova kompresora, kao i za dopunske odvajanje vode i ulja iz zbijenog vazduha. Glavni rezervoari se postavljaju na betonskim postoljima van objekta, obično sa severne strane, na otvorenom prostoru na rastojanju 3-5 m od zida objekta. Rezervoar je opremljen sigurnosnim ventilom, manometrom i ostalom potrebnom armaturom.

Za kompenzaciju prirodnih gubitaka vazduha, kod dužih magistralnih vodova na mestima najveće potrošnje ili na mestima grananja cevovoda, predviđeni su dopunski rezervoari (poz. 5) na rastojanju od 1 000 - 1 500 m jedan od drugog.

Magistralni vod (poz. 3) služi za transport zbijenog vazduha od izvora do potrošača. Polaganje cevovoda može biti vazdušno, nadzemno i podzemno u zavisnosti od mernih uslova. Pre postavljanja cevovoda treba ispitati

ti na pritisak veći za 25% od rādnog pritisaka. Cevovodi se polazu sa padom vazduha u kompresorskom vodu (poz. 3-5%) u pravcu kretanja vazduha. 1) kontroliše se manometrom poz. 3) a cevi cevovoda spajaju se međusobno prirubnicama ili cevnim priključcima sa narezom.

Za odstranjivanje kondenzata iz vazduha, za kompenzaciju topotnih deformacija cevi i za obezbeđenje potrebnog nagiba cevovoda, na svakih 200-300 m predviđene su revizione šahte (poz. 4).

Transport vazduha od objekta probnice do mesta potrošnje vrši se cevodima (poz. 8). Broj i položaj ovih cevovoda zavisi od situacionog plana otpremne grupe koloseka na kojima se vrši proba kočnica vozova i od razmeštaja probnica u užem smislu reči (poz. 7).

Šahte ili kućice (poz. 7) obično se postavljaju između svaka dva koloseka tako da je sa jedne kućice moguća proba vozova na oba paralelna koloseka. Kućice se postavljaju na rastojanju 30-35 m od graničnika na dubini od 250-750 mm ili nadzemno sa unutrašnjom topotnom izolacijom. U ovim šatama, odnosno kućicama nalaze se spojna creva dužine do 10 m za povezivanje sa kočničkim spojnicama na čelu voza.

Na slici 2 prikazana je šema veze uređaja u probnici (poz. 6 na sl. 1). Osnovnu opremu probnice sačinjavaju kočnici sa manometrima i ventilima. Broj kočnika zavisi od broja šahti sa priključcima.

Probna (poz. 14) sastoji se iz metalnog stola (poz. 13) na kome su mon-

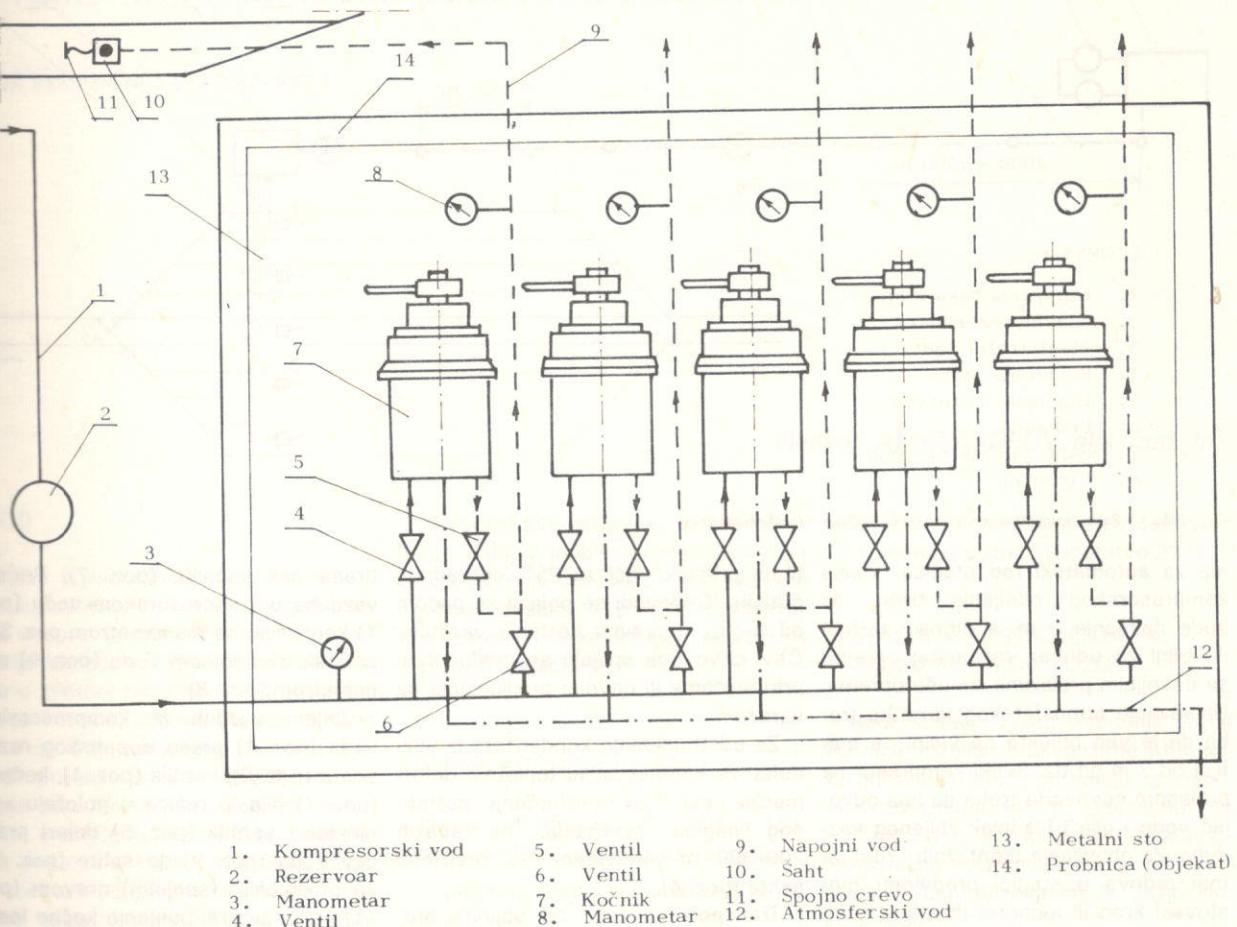
tirana pet kočnika (poz. 7). Pritisak vazduha u kompresorskom vodu (poz. 3) cevi cevovoda spajaju se međusobno prirubnicama ili cevnim priključcima sa narezom. Zbijeni vazduh iz kompresorskog voda (poz. 1) preko dopunskog rezervoara (poz. 2), ventila (poz. 4), kočnika (poz. 7) čija je ručica u položaju »punjenje« i ventila (poz. 5) dolazi preko cevovoda (poz. 9) do šahte (poz. 10) sa priključnim (spoјним) crevom (poz. 11) kojim se vrši punjenje kočne instalacije na vozu. Punjenje kočne instalacije na vozu može se vršiti i direktno iz kompresorskog voda preko ventila (poz. 6) pri čemu su ventili (poz. 4 i 5) zatvoreni. Ispuštanje vazduha u atmosferu vrši se preko kočnika čija je ručica u položaju »kočenje« i atmosferskog voda (poz. 12).

Za probu kočnica opisanim postrojenjem potrebno je tri izvršioca: jedan u probnici i dva pored voza. Međusobno sporazumevanje istih može se vršiti prenosnim ultrakratkotalasnim primopredajnicima.

Pre pristupanja probi preduzeti sve propisane mere za zaštitu voza.

## 2.2 Stabilno postrojenje za pojedinačnu probu voza

Razlika između ovog i postrojenja opisanog u 2.1 je u tome što ovo rešenje ne predviđa centralnu probnicu već pojedinačne probnice između koloseka. Naravno i sa ovim postrojenjem je moguće vršiti istovremenu probu kočnica



Slika 2 – Šema probnice za centralizovanu probu kočnica

na više vozova, ali uz veći broj izvršila-  
ca probe.

Na slici 3 prikazana je šema probni-  
ce a u tab. 1 specifikacija potrebne  
opreme.

TABELA 1 – Specifikacija opreme stabilnog  
postrojenja za probu kočnica  
vozova

1. Cev 2 1/2"
2. Reducir 2 1/2" x 1"
3. Cev 1"
4. Ventil 1"
5. Filter 1"
6. Odmuljna slavina 1/4"
7. Kondenzacioni ionac
8. Slavina NV 1"
9. T-račva 1" x 1" x Ø 10
10. Cev 1"
11. Bakarna cev Ø 8/10
12. Kočnik FV4a (sa priključcima)
13. Manometar NV 0–10 bar
14. Manometar GV 0–6 bar
15. Bakarna cev Ø 8/10
16. Kombinovani rezervoar 1, 3, 7 l (sa priključcima)

Svi elementi predmetne probnice su domaće proizvodnje iz redovnog proiz-  
vodnog programa proizvođača kočnica – MZT Skopje. Kompletna oprema pro-  
bnice smeštena je u limenoj kućici koja se postavlja na betonsko postolje iz-  
među svaka dva koloseka.

#### 2.2.1 Uputstvo za rad sa stabil- nim postrojenjem (probni- com) za probu kočnica

- 2.2.1.1 Kratak opis najvažnijih radnji
1. Otključati i otvoriti poklopac ku-  
ćice

2. Jeden kraj spajnog creva (poz.  
22) spojiti sa priključkom (poz. 23) u  
kućici.

3. Drugi kraj spajnog creva (poz.  
22) spojiti sa spajnim crevom glavnog  
voda na vozlu.

4. Ručicu kočnika (poz. 12) staviti u  
položaj »Punjene«.

5. Po postizanju pritiska od 5 bar  
na manometru (poz. 13), prebaciti ruči-  
cu kočnika u položaj »Vožnje«.

6. Izvršiti probu kočenja prema  
Uputstvu 233

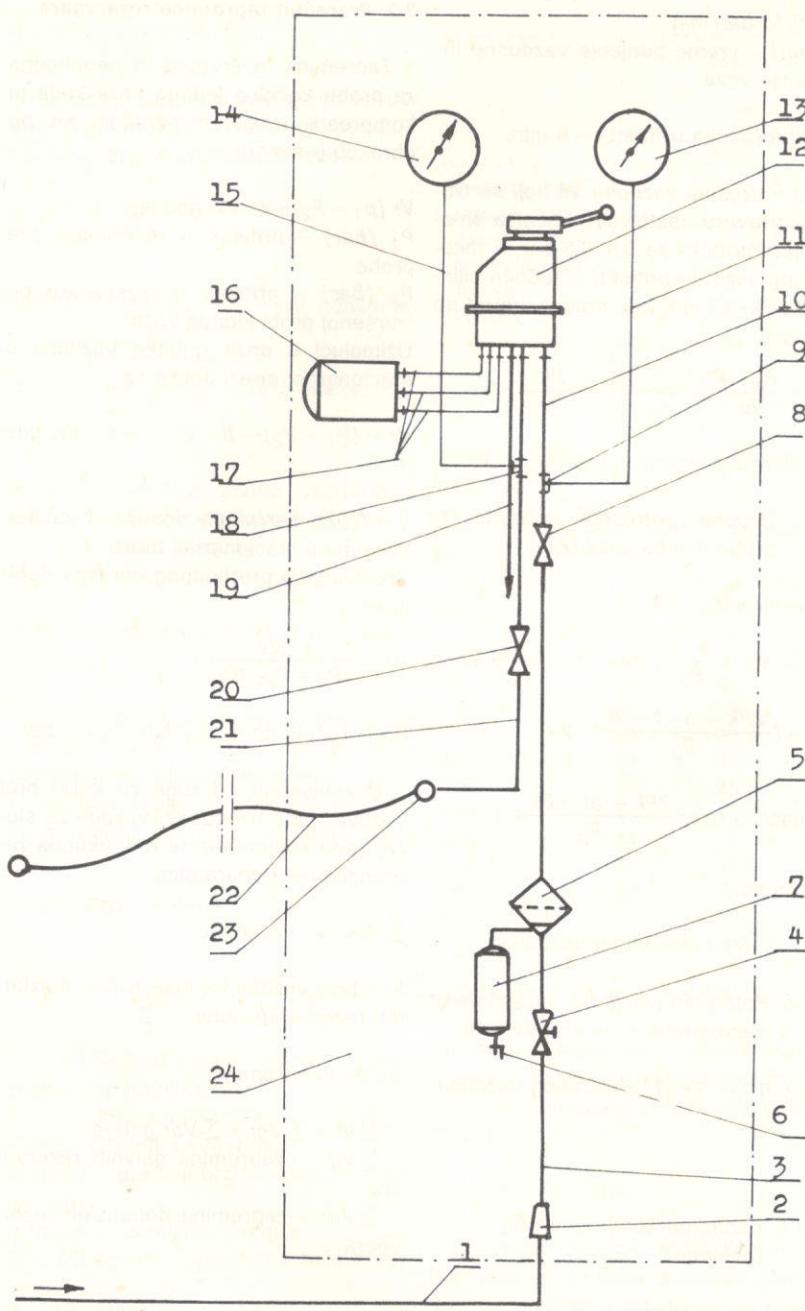
7. Nakon izvršene probe zatvoriti  
slavinu (poz. 20) glavnog voda voza.

8. Zatvoriti slavinu (poz. 8) napoj-  
nog voda i slavinu (poz. 20) glavnog voda.

9. Odvojiti spojno crevo (poz. 22)  
od spajnog creva glavnog voda voza.

10. Odvojiti spojno crevo (poz. 22)  
od priključka (poz. 23) u kućici i odloži-  
ti ga na za to određeno mesto.

11. Zatvoriti i zaključati kućicu.



Slika 3 – Šema stabilnog postrojenja za probu kočnica vozova

#### 2.2.1.2 Opšte odredbe

1. Vazduh pod pritiskom od najmanje 6 bar dolazi iz kompresorske stanice do stabilnog postrojenja za probu kočnica cevovodom (poz. 1) prečnika 2 1/2".

2. Potpunoj probi kočnica može se pristupiti kada je garnitura voza postavljena tako da prva (ili poslednja) kola budu udaljena od probnice najviše  $\pm 10$  m.

3. Stabilnim postrojenjem (probnicom) rukuje pregledač kola ili drugo tehničko lice koje je teoretski i praktično obučeno za to i čije se znanje proverava periodično.

4. Pre početka rada postrojenja provjeriti na manometru (poz. 13) da li u napojnom vodu postoji pritisak od najmanje 6 bar.

5. Pre upotrebe kočnika otvoriti odmujnu slavinu (poz. 6) na kondenza-

cionom loncu (poz. 7) i ispustiti vodu i eventualnu nečistoću kako ista ne bi dospela u glavni vod voza.

6. Povremeno očistiti ili zameniti ulozak filtera (poz. 5).

7. Priklučak spojnog creva (poz. 23) i spojno crevo (poz. 22) sa spojnim glavama za vreme kada se ne koriste moraju biti zaštićena od mogućnosti prodora mehaničkih nečistoća pomoći čepova ili slepih spojki.

8. Pregledač kola ili za to obučeno lice pristupa probi kočnica prema odredbama Uputstva 233.

#### 2.2.1.3 Proba kočnica

1. Proba kočnica sastoji se od probe zaptivenosti, probe kočenja i probe otkočivanja prema Uputstvu 233, tačka 6.

2. Pad pritiska vazduha u vremenu od 60 S ne sme biti veći od 0,4 bar kod teretnih vozova, odnosno 0,3 bar kod putničkih vozova. Ako je pad pritiska u glavnem vodu voza veći od dozvoljenog, potrebno je nezaptivenost otkloniti. Ukoliko nije moguće otkloniti nezaptivenost, dotična kola se moraju isključiti iz voza. Nakon probe zaptivenosti izvršiti probu kočenja i otkočivanja prema odredbama Uputstva 233.

3. Po uspešnoj izvršenoj probi kočnica pregledač kola prekida vezu glavni vod voza – stabilno postrojenje (probница) i odlaže spojno crevo (poz. 22) na za to određeno mesto. Posle toga pregledač kola popunjava obrazac TK-21 (Prilog X Uputstva 233) u četiri primeraka. Jedan primerak predaje se mašinovođi.

4. Vreme potrebno za probu kočnica određeno je tačkom 6.6 Uputstva 233.

5. Po dolasku vozne lokomotive pregledač kola posle spajanja glavnog voda voza sa lokomotivom i dobijenog pritiska od 5 bar, pristupa izvršenju skraćene probe kočnica »C« (priklučna provera kočnica tj. provera kočenja i otkočivanja na prvim kolima do vučnog vozila), odnosno skraćene probe kočnice »D« (provera prolaznosti glavnog voda, pri kojoj se ispituje kočenje i otkočivanje poslednjeg kočenog vozila u vozlu). Nakon izvršene skraćene probe kočnica pregledač kola upisuje u putni list rezultat i vreme izvršene probe vazdušnekočnice.

#### 2.2.1.4 Završne odredbe

1. Za sve što nije obuhvaćeno ovim Uputstvom, važe u svemu odredbe Uputstva 233.

### 3 PRORAČUN KAPACITETA STABILNOG POSTROJENJA ZA PROBU KOČNICA VOZLOVA

Proračun kapaciteta stabilnog postrojenja za probu kočnica vozlova svedi se na proračun kapaciteta kompresora, vazdušnih rezervoara i prečnika stacionarnog cevovoda.

#### 3.1 Proračun kapaciteta kompresora

Tok proračuna kapaciteta odnosno snage kompresora je sledeći:

**3.1.1 Potrošnja vazduha  $V_V$  u litrima potrebnog za punjenje glavnog vazdušnog voda i pomoćnih rezervoara jednog voza od  $p=0$  do pritiska punog voda  $P_p$ , vrši se po obrascu:**

$$V_V = (m_1 V'_1 + m_2 V'_2 + m_1 V''_1 + m_2 V''_2) \cdot P_p; \text{ gde je:}$$

$m_1$  – broj 2-os. kola u sastavu voza

$m_2$  – broj 4-os. kola u sastavu voza

$V'_1 [l]$  – zapremina glavnog vazdušnog voda jednih 2-os. kola

$V'_2 [l]$  – zapremina glavnog vazdušnog voda jednih 4-os. kola

$V''_1 [l]$  – zapremina rezervoara jednih 2-os. kola

$V''_2 [l]$  – zapremina rezervoara jednih 4-os. kola

Za približan proračun može se upotrebiti obrazac:

$$V_V = m \cdot V \cdot P_p [l]; \text{ gde je:}$$

$m$  – broj svih kola u vozu bez obzira na broj osovin

$V \approx 100 l$  – zapremina vazdušne instalacije jednih kola u vozu

$P_p = 5 \text{ bar}$  – pritisak u glavnom vodu

**3.1.2 Količina vazduha  $V_g$  koja se gubi za vreme ispitivanja kočnice jednog voza računava se po obrascu:**

$$V_g = \frac{a \cdot t}{P_p} \cdot V_V; \text{ gde je:}$$

$a$  – srednji pad pritiska vazduha usled gubitaka za vreme punjenja glavnog vazdušnog voda od  $p = 0$  do

$$P = P_p$$

Kod proračuna uzimati

$a = 0,15 \text{ bar/min}$   
 $t [min]$  – vreme punjenja vazdušne instalacije voza.

Kod proračuna uzimati  $t = 8 \text{ min}$ .

**3.1.3 Potrošnja vazduha  $V_k$  koji se troši na proveru osetljivosti kočnica smanjenjem pritiska za 0,5–0,6 bar, a takođe i na dalje do pritiska u kočnim cilindrima  $P_k = 3,7\text{--}4,9 \text{ bar}$ , računava se po obrascu:**

$$V_k = \frac{P_p - P_k}{P_p} \cdot V_V = \left(1 - \frac{P_k}{P_p}\right) V_V$$

**3.1.4 Ukupna potrošnja vazduha za probu jednog voza biće:**

$$V_u = V_V + V_g + V_k$$

$$V_u = V_V + \frac{a \cdot t}{P_p} \cdot V_V + \left(1 - \frac{P_k}{P_p}\right) V_V$$

$$V_u = \left(\frac{2P_k + a \cdot t - P_k}{P_p}\right) \cdot V_V$$

Označivši izraz  $\frac{2P_k + a \cdot t - P_k}{P_p} = x$

dobija se:

$$V_u = x \cdot V_V / \text{slobodnog vazduha}$$

**3.1.5 Potrošnja vazduha za jednovremenju probu » « vozova biće:**

$$\Sigma V = n \cdot x \cdot V_V [l] \text{ slobodnog vazduha.}$$

#### 3.2 Proračun zapremine rezervoara

Zapremina rezervoara  $V_r$  neophodna za probu kočnica jednog voza kada je kompresor isključen određuje se po obrascu (uslovu):

$$V_r (P_1 - P_2) = x \cdot V_V, \text{ gde je:}$$

$P_1 [\text{bar}]$  – pritisak u rezervoaru pre probe

$P_2 [\text{bar}]$  – pritisak u rezervoaru po izvršenoj probi jednog voza.

Uzimajući u obzir gubitke vazduha u stacionarnoj mreži dobija se:

$$V_r = (P_1 - P_2) - \beta \cdot V_V \cdot t = x \cdot V_V, \text{ gde je}$$

$\beta = 0,025 \text{ bar/min}$  – dopušteni gubitak vazduha u stacionarnoj mreži.

Sređivanjem prethodnog obrasca dobija se:

$$V_r = \frac{x \cdot V_V}{(P_1 - P_2) - \beta \cdot t} [l]$$

Preporučuje se  $P_1 = 7 \text{ bar}$ ,  $P_2 = 6 \text{ bar}$ .

U zavisnosti od toga za koliki broj vozova treba ozbebediti vazduh za slučaj kada kompresor ne radi ukupna zapremina rezervoara biće:

$$\sum V_r = N \cdot V_r, \text{ gde je:}$$

$N$  – broj vozova za koje treba obezbediti rezervu vazduha

Sa druge strane je:

$$\sum V_r = \sum V_{gr} + \sum V_{dr} \text{ gde je:}$$

$\sum V_{gr}$  – zapremina glavnih rezervoara

$\sum V_{dr}$  – zapremina dopunskih rezervoara

#### 3.3 Proračun prečnika cevovoda stacionarne mreže

Proračun prečnika cevovoda sastoji se iz:

- određivanja prethodnog prečnika
- provere pada pritiska u cevovodu
- konačnog izbora prečnika.

##### 3.3.1 Određivanje prethodnog prečnika – $d$

Protok vazduha u sekundi sveden na jednostepenu kompresiju:

$$\eta_k = 0,65 - 0,70 \text{ -- za kompresore sa}$$

dvostepenom kompresijom

$$\eta_k = 0,85 - 0,90 \text{ -- za kompresore sa}$$

jednostepenom kompresijom.

$$q = \frac{Qk}{Pc \cdot 60} \quad [m^3/s]$$

Sa druge strane u zavisnosti od površine poprečnog preseka cevovoda F i srednje brzine vazduha W iznosi:

$$q = F \cdot W = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot W$$

Sledi da je:  $\frac{Qk}{Pc \cdot 60} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot W$ , odakle je:

$$d = \sqrt{\frac{4 Qk}{Pc \cdot W \cdot 60}} \quad [m]; \text{ gde je:}$$

$W[m/s]$  – srednja brzina vazduha u cevovodu (uzima se  $W = 6 - 8 m/s$ )

### 3.3.2 Provera pada pritiska u cevovodu

Za transport vazduha u cevovodu troši se izvesna energija neophodna za savlađivanje hidrauličkih otpora.

Gubici energije  $\Delta H$  sastoje se iz otpora trenja u cevovodu i lokalnih otpora.

$$\Delta H = \Delta H_1 + \Delta H_2$$

$$\Delta H = \lambda \frac{1}{d} \frac{W^2}{2g} \cdot \gamma' + \left( \frac{W^2}{2g} \cdot \gamma' = \frac{W^2}{2g} (\lambda \frac{1}{d} + \gamma') \right), \text{ gde je:}$$

$\lambda$  – koeficijent trenja vazduha o unutrašnjoj površini cevovoda

$1 [m]$  – dužina cevovoda

$d [m]$  – prečnik cevovoda

$w [m/s]$  – srednja brzina vazduha u cevovodu

$g [m/s^2]$  – zemljino ubrzanje

$\gamma' = 1,2 \text{ kg/m}^3$  – specifična težina vazduha na  $t = +15^\circ\text{C}$

$\gamma'$  – koeficijent otpora trenja u fazonskim delovima cevovoda.

Koeficijent  $\lambda$  određuje se po obrascu:

$$\lambda = \frac{0,009407}{\sqrt[3]{d}}$$

Keoficijent  $\gamma'$  daje se tabelarno izražen u »m« dužine cevovoda u tabeli 2.

### 3.3.3 Konačan izbor prečnika cevovoda

Uzimajući u obzir gubitke  $\Delta H$  u najdaljenijoj tački stacionarne vazdušne

TABELA 2

Lokalni gubici izraženi u metrima cevovoda u zavisnosti od prečnika cevovoda u milimetrima

	25	50	75	100	150	200	250	300
Prolazni ventil	6	15	25	35	60	85	110	140
Ugaoni ventil	3	7	11	15	25	35	50	50
Zasun	0,3	0,7	1,1	1,5	2,5	3,5	5	6
Normalno koleno	0,2	0,4	0,7	1,0	1,7	2,4	3,2	4
Tračva	2	4	7	10	17	24	32	40
Reducir	0,5	1,0	1,7	2,5	4,0	6	8	10

TABELA 3

Dužina cevovoda	m	1	2	4	6	8	10	15
50	19	25	33	37	41	45	53	
100	22	29	38	43	48	52	60	
150	24	31	41	47	52	57	65	
200	25	33	44	49	55	60	69	
300	28	36	48	54	60	64	75	
500	30	39	53	59	66	72	83	
800	33	43	58	65	73	79	91	
1000	35	45	60	68	75	82	95	
2000	40	52	69	78	86	94	109	
3000	44	55	75	85	94	102	118	
4000	46	59	79	89	99	108	125	
5000	48	62	83	93	103	113	131	

mreže sračunava se minimalni pritisak u ovoj tački mreže kao razlika između pritiska u cevovodu  $P_c$  i pada pritiska  $\Delta H$ , tj.:

$$P_{min} = P_c - \Delta H$$

Minimalni pritisak mora biti za 0,5 bar veći od pritiska punjenja glavnog vazdušnog voda voza, tj.:

$$P_{min} \geq P_{gv} + 0,5 = 5 + 0,5 = 5,5 \text{ bar}$$

U tab. 3 dat je pregled vrednosti unutrašnjeg prečnika cevovoda u »mm« za pritisak u mreži od 7 bar, a u zavisnosti od potrošnje vazduha u  $\text{m}^3/\text{min}$ .

### ZAKLJUČAK

Neosporno je da je proba kočnica vozova kao poslednja radnja pre pušta-

nja voza u saobraćaj jedna od najvažnijih radnji za bezbednost i sigurnost putnika i robe i saobraćaja u celini.

Činjenica je i to da veoma mali broj ranžirnih i tehničko-putničkih stanica ima tehničkih mogućnosti za obavljanje probe kočnica vozova na savremen, moderan, brz i pouzdan način. Takav način probe omogućava samo odgovarajuće stabilno postrojenje bilo da je reč o postrojenju za centralizovanu ili pojedinačnu probu.

Rešenja prikazana u ovom radu čine se, prema mišljenju autora, sasvim povoljna i dovoljna za naše uslove. Navedeno, u zemljama sa razvijenim železničkim saobraćajem postoje mnogo svremenija rešenja, potpuno automatizovana sa daljinskim upravljanjem.

Rešenje sa centralizovanim upravljanjem pogodnije je za veće ranžirne stanice, a rešenje sa pojedinačnim probnicama, podjednako pogodno za veće ranžirne i tehničko-putničke stanice,

## V. Aleksandrov: STABILNA POSTROJENJA ZA PROBU KOČNICA VOZOVA

kao i za manje otpremne stанице, jer то ску станицу, што је најчешће случај у остали параметри предмет машинског убрзава рад на проби коћница без учеš- великом ранжирним стanicama. пројекта компресорске станице са раз-  
ца (имобилизације) неког вучног возила. Поред идејног решења пробнице у водом компримованог ваздуха.

Posebna pogodnost је могућност вези- раду се дaje методологија прорачуна  
ванja magistralnog voda stabilnog по- главних параметара постројења специ-  
strojenja na već postojeću kompresor- фичних за пробу коћница, dok су сви

(Adresa: Vladimir ALEKSANDROV, dipl. maš. ing.  
MZT Skopje – KTB Beograd)

# Primena automatizovanih informacionih sistema u organizaciji održavanja šinskih vozila

UDK 658.581:656.2:681.177:65.012.23

Dr Slavko KEPČIJA, dipl. inž.  
Gradimir STEFANOVIĆ, dipl. inž.

## 1 UVOD

Pred sve modele za organizaciju održavanja postavljaju se zahtevi maksimalno mogućeg skraćenja ciklusa proizvodnje, odnosno remonta i optimizacije korišćenja proizvodnih resursa. Ovi zahtevi nametnuli su potrebu istraživanja i razvoja metoda i sredstava za planiranje i praćenje proizvodnje – remonta te proizvodnih resursa.

Posebnu povoljnost za razvoj planiranja održavanja otvorili su računari mogućnostima za obradu i memoriranje podataka brzinom računanja i prenosa podataka u komunikacionoj mreži.

U današnjem razvoju koriste se tri osnovne metode – modeli planiranja i praćenja glavnih aktivnosti primene, montaže, demontaže i izrade, i to:

- grafičko i mrežno planiranje
- tehničko-grafičkog planiranja i organizacije sredstava za operativno planiranje
- računari

Analiza ove tri osnovne metode izvršene su radi definisanja pojedinih elemenata koji bi se mogli ugraditi u model APOV (automatsko planiranje održavanja vozila).

## 2 PREDMET I CILJ ISTRAŽIVANJA

U ovom referatu predmet istraživanja je organizacija proizvodnog sistema za održavanje šinskih vozila. Cilj istraživanja je postavljanje modela planiranja održavanja koji bi pri istim raspoloživim resursima maksimalno skratio vreme održavanja po šinskom vozilu i za ukupnu potrebnu količinu vozila, da potrebne resurse da bi održavanje po vremenu trajalo najkraće.

Ova istraživanja trebaju da daju kao rezultat optimalni plan održavanja koji omogućuje minimalno vreme održavanja serije šinskih vozila uz raspoložive resurse. Istovremeno ovaj cilj omogućava i rešavanje dva sporedna zadatka:

- Davanje rokova kod održavanja šinskih vozila
- Izbor proizvodne opreme za određenu seriju vozila za održavanje.

Pored toga rešenjem ovog zadatka postavila bi se osnova za organizaciju funkcije pripreme održavanja.

Za ovakvo definisani cilj potrebno je predvideti i sve prepostavke za rad modela: računarsku opremu, organizaciju prikupljanja podataka o odvijanju planiranog procesa održavanja i potrebnu dokumentaciju za rad modela.

đivanja potrebne količine i assortirana delova i sklopova na zalihi.

U okviru ovog modela bili bi obrađeni i podaci o promeni kvaliteta i njenom uticaju na pouzdanost i otkaze prema rezultatima praćenja šinskih vozila u eksploataciji.

Utvrđivanje stvarnih karakteristika i pokazatelja pouzdanosti sistema, odnosno vrednosti komponenti koje određuju efektivnost, može se izvesti samo u postupku kontrole procesa rada izvedenih realnih sistema. Drugim rečima, kvantitativno izražavanje efektivnosti sistema uslovljeno je posedovanjem svih relevantnih informacija o ponašanju realnog sistema. Oblikovanje informacija potrebnih za utvrđivanje vrednosti komponenti efektivnosti vršilo bi se izdvajanjem i obradom podataka u procesu istraživanja efektivnosti na bazi vremenskih slika stanja sistema.

Iz prethodnog bi se moglo zaključiti da su laboratorijska ispitivanja prvenstveno stvar izvođača radova, dok su istraživanja u procesu rada stvar korisnika, ali nije tako.

Ako izvođač radova, kao što je ovde slučaj, raspolaže svim relevantnim informacijama u toku eksploatacije onda bi mu bilo jednostavnije utvrditi efektivnost na osnovu tih informacija, nego raditi laboratorijska istraživanja. Povezivanje laboratorijskih i eksploatacionih istraživanja može dati novi kvalitet. Ako naime, eksploatacionim istraživanjima utvrdi se efektivnost sistema i uticaj pojedinih sklopova ili delova na efektivnost, mogu se dalje, laboratorijskim istraživanjima utvrditi uzroci male eksploatacionosti tih sklopova ili delova i preduzeti korektivne akcije u opravci i montaži šinskih vozila.

## 3 ODREĐIVANJE JEDINICA SASTAVA ZA ZAMENU

Jedinice sastava kao tehnološki elementi koji se ugrađuju u šinska vozila mogu biti svrstane u tri kategorije:

- jedinice sastava koje se obavezno zamjenjuju, a koje se drže na zalihi kao gotova roba,
- jedinice sastava na kojima se menjaju pojedini sastavni delovi koji se proizvode po potrebi
- jedinice sastava koje je potrebno kompletno proizvesti.

Za ovu grupu jedinice sastava potrebno je statistički odrediti potrebnu količinu za zamenu.

U ovoj statističkoj analizi bit će obrađeni podaci o kvarovima, a zatim frekvencija delova za zamenu u cilju odre-

#### 4 IZRADA I NABAVKA DELOVA, SKLOPOVA I KOMPONENTI SA CILJEM MINIMALNOG VREMENA TROŠKOVA ODRŽAVANJA

Za potrebe održavanja šinskih vozila potrebno je predvideti i planirati i uskladiti izradu delova i sklopova i komponenti u proizvodnim radionicama i kod dobavljača opreme. Na liniji sastava potrebno je organizovati i obezbediti jedinice sastava prema planu sastava. U osnovi postoje sledeće vrste jedinica sastava prema načinu obezbeđenja potrebne količine za održavanje:

- jedinice sastava koje se proizvode u vlastitoj organizaciji proizvodnje, kao standardne jedinice sastava za koje se radi određena količina kao optimalna zaliha uvek raspoloživa za potrebe tehnologije i

- jedinice sastava koje se proizvode nakon defektaže a koje je potrebno napraviti u vremenu izvođenja defektaže i operacije sastava za operaciju sastava za koju su potrebne.

Izbor jedinice sastava koje se rade u kooperaciji vršile bi se na bazi raspoložive ili predviđene tehnologije uzimajući u obzir specifične tehnološke zahteve koji se mogu javiti na izradi jedinica sastava kao i ekonomsku opravdanost te kooperacije.

#### 5 FORMIRANJE OPTIMALNOG MODELAA ODRŽAVANJA

U konцепciji izrade modela planiranja održavanja pošlo bi se od nekoliko prirodnih ograničenja:

- s obzirom na relativno mali broj vozila za održavanje u jednoj radionici nije moguće niti ekonomski opravdano imati na zalihi sve potrebne sastavne elemente za zamenu,

- vreme izrade delova, koji se ne nalaze u standardnim elementima za zamenu, moralo bi biti uskladeno s vremenom rastavljanja i sastavljanja, odnosno s vremenom kada su elementi potrebni za sastavljanje,

- s obzirom na vlastinu organizacije za održavanje nije ju moguće opremiti svim potrebnim proizvodnim kapacitetima, te je potrebno uskladiti potrebe s mogućnostima kooperacije na isporuci standardnih elemenata,

– ovakav obim održavanja može imati, s obzirom na veličinu kamata na novčana sredstva, samo određene veličine zaliha gotovih komponenti.

Polazeći od prepostavki, a pre svih raspoloživog kapaciteta pojedinih radionica model planiranja održavanja treba da reši problem optimalnog iskorisćenja raspoloživog kapaciteta i ostalih resursa i da sledeće planove:

- plan rastavljanja i defektaže,
- plan izrade delova i sklopova,
- plan potrebne gotovih komponenti na skladištu,
- plan potrebnih materijala,
- plan zauzeća kapaciteta po grupama radnih mesta (GRM-ovima)
- plan potrebnih sredstava za nabavku materijala i
- plan korišćenja specijalnih naprava.

Zahtevi modela da poveže stanje na skladištu, omogući izradu više varijanti plana, uključivanje modela optimizacije i brzu izradu rebalansa plana usmerili su istraživanje na modele koji su razvijeni za korišćenje računara i računske opreme. Analiziranje modela i metoda planiranja na računarima i kritički osvrtni na njihove mogućnosti primene u planiranju održavanja a zatim koncepcija modela APOV kao originalnog rešenja za planiranje i praćenje održavanih vozila kao i rezultati njegove primene na planiranju održavanja šinskih vozila dato je u doktorskoj disertaciji S. Kepčije koja je odbranjena na Mašinskom fakultetu u Beogradu.

Na slici 1 dat je sistem operativnog planiranja sa dirigovanjem iz jednog mesta.

#### 6 OSNOVNA KONCEPCIJA SISTEMA APOV

Na osnovu ranijih analiza o mogućnosti postojećih metoda i modela za planiranje koji bi mogli da se primene u rešenju organizacije planiranja i praćenja održavanja šinskih vozila pristupili smo iznalaženju novog modela. Ta istraživanja i učinjena analiza pokazali su da ni jedan od postojećih modela ne bi mogao direktno da se primeni. S obzirom na obim podataka sa kojima treba računati, mišljenje je da bi samo modeli koji rade na računarskoj opremi bili dovoljno efikasni.

Pokazalo se da od modela koji postoje danas ni jedan nije jednostavno i

brzo primenljiv za rešenje našeg zadatka. Zbog toga se odučilo:

- postaviti novi model planiranja održavanja šinskih vozila APOV,
- ugraditi u njega metode optimizacije,
- isprogramirati ga
- postaviti organizaciju za njegovu efikasnu primenu.

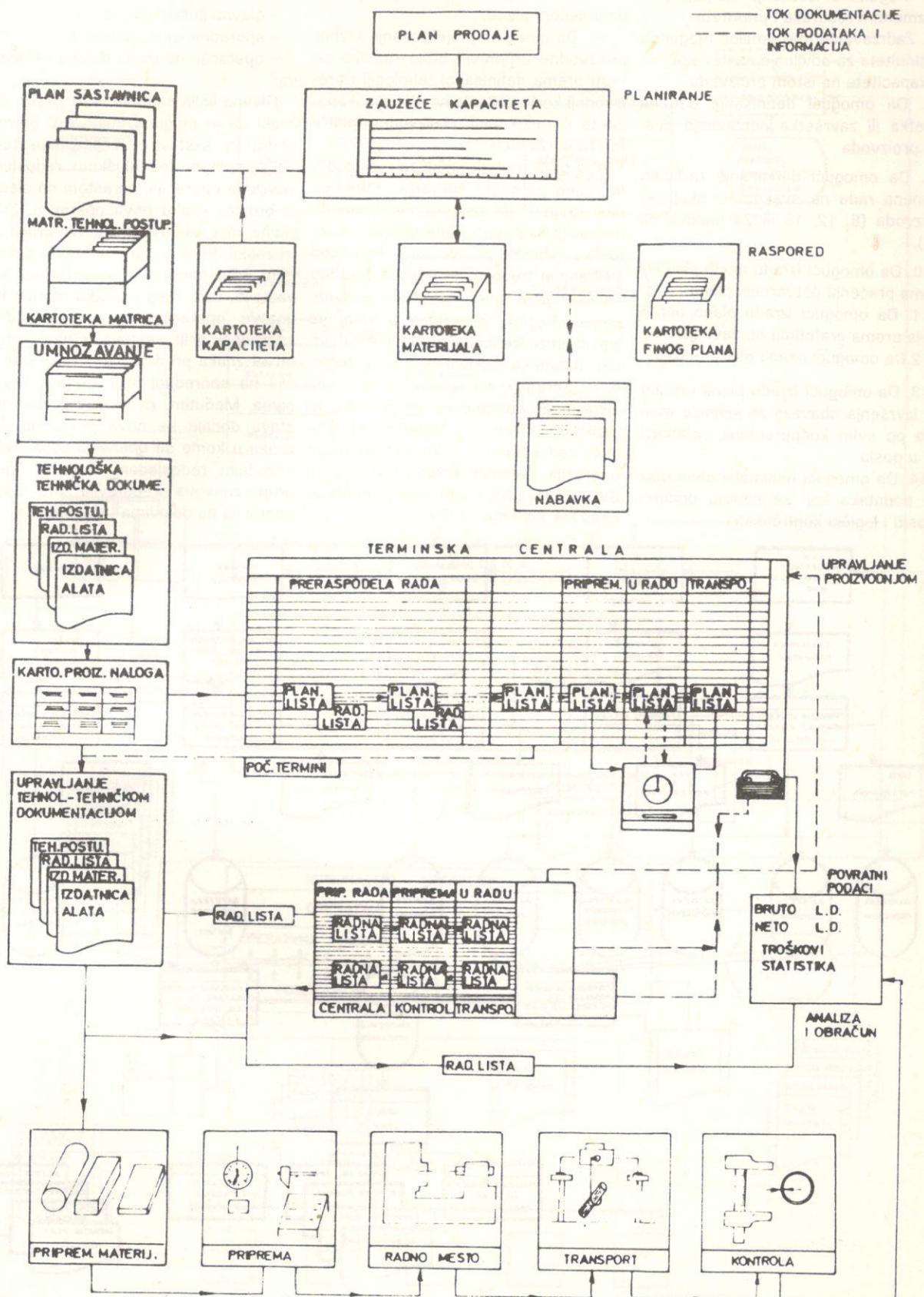
Prilikom istraživanja i razvoja korišćena su sva rešenja iz postojećih modела koja su se mogla ugraditi u model APOV.

Kao što je već rečeno matematičku osnovu modela APOV čini sistem za planiranje montaže »PLAMONT« razvijen u SOUR »Đuro Đaković«. U ovom sistemu, jedna ređe korišćena grafička metoda planiranja montaže do desetak aktivnosti montaže, razvijena je u analitičku metodu sa lokalnom optimizacijom korišćenja resursa i određivanja prioriteta, koje nekoliko desetaka puta brže izrađuje plan montaže od ostalih poznatih sistema.

Ova ideja da jedna malo korišćena grafička metoda (GRAY KIDDOV algoritam) razvije i postavi u analitičkom obliku, čime se programiranjem na računaru proširuje područje mogućnosti njene primene, poslužila je i za razvoj sistema APOV. Međutim, potrebe modela APOV su bile znatno veće i bilo je potrebno na ovoj analitičkoj osnovi razraditi matematičku osnovu za planiranje izrade svih sklopova i delova (operacija na sklopovima i delovima), koji se rade u pogonima održavanja šinskih vozila i njihov sastav, kao i rokove za osiguranje gotovih delova i sklopova kod proizvođača ili iz trgovачke mreže.

Osnovni zahtevi koje treba da ispuni model APOV su:

1. Izbor povoljnog rasporeda početka i završetka svih operacija sastava na zadatim proizvodima u što kraćem vremenu sa definisanim resursima.
2. Raspored izrade svih operacija sastava na jedinicama montaže koje se na glavnoj liniji sastava ugrađuju u šinska vozila (proizvode koji se održavaju).
3. Raspored izrade svih delova i sklopova po operacijama.
4. Rasored i rokove nabavke i isporuke gotove robe za potrebe plana održavanja šinskih vozila
5. Plan i rokove potrebe materijala za izradu delova i sklopova u vlastitim proizvodnim pogonima za sastav šinskih vozila na održavanju.



Slika 1 – Sistem operativnog planiranja sa dirigovanjem iz jednog mesta

5. Mogućnost dobijanja varijanti plana izmenom resurska i prioriteta.
6. Zadržavanje maksimalno mogućeg kontinuiteta za odvijanje sastava po vrstama kapaciteta na istom proizvodu.
7. Da omogući definisanje datuma završetka ili završetka održavanja svakog proizvoda.
8. Da omogući definisanje različitih vremena rada na svakom iz skupova izvoda (8, 12, 16 ili 24 časova na dan).
9. Da omogući izradu novih planova prema praćenju ostvarenja plana.
10. Da omogući izradu plana održavanja prema grafofima održavanja.
11. Da omogući izradu plana održavanja prema grafima održavanja.
12. Da omogući izradu plana resursa.
13. Da omogući izradu plana i praćenja izvršenja obaveza za jedinice montaže po svim kooperantima saradnicima u poslu.
14. Da omogući minimalni obim ulaznih podataka koji se moraju dodatno positi i logički kontrolisati.

15. Da omogući izradu plana prema postojećem planu.

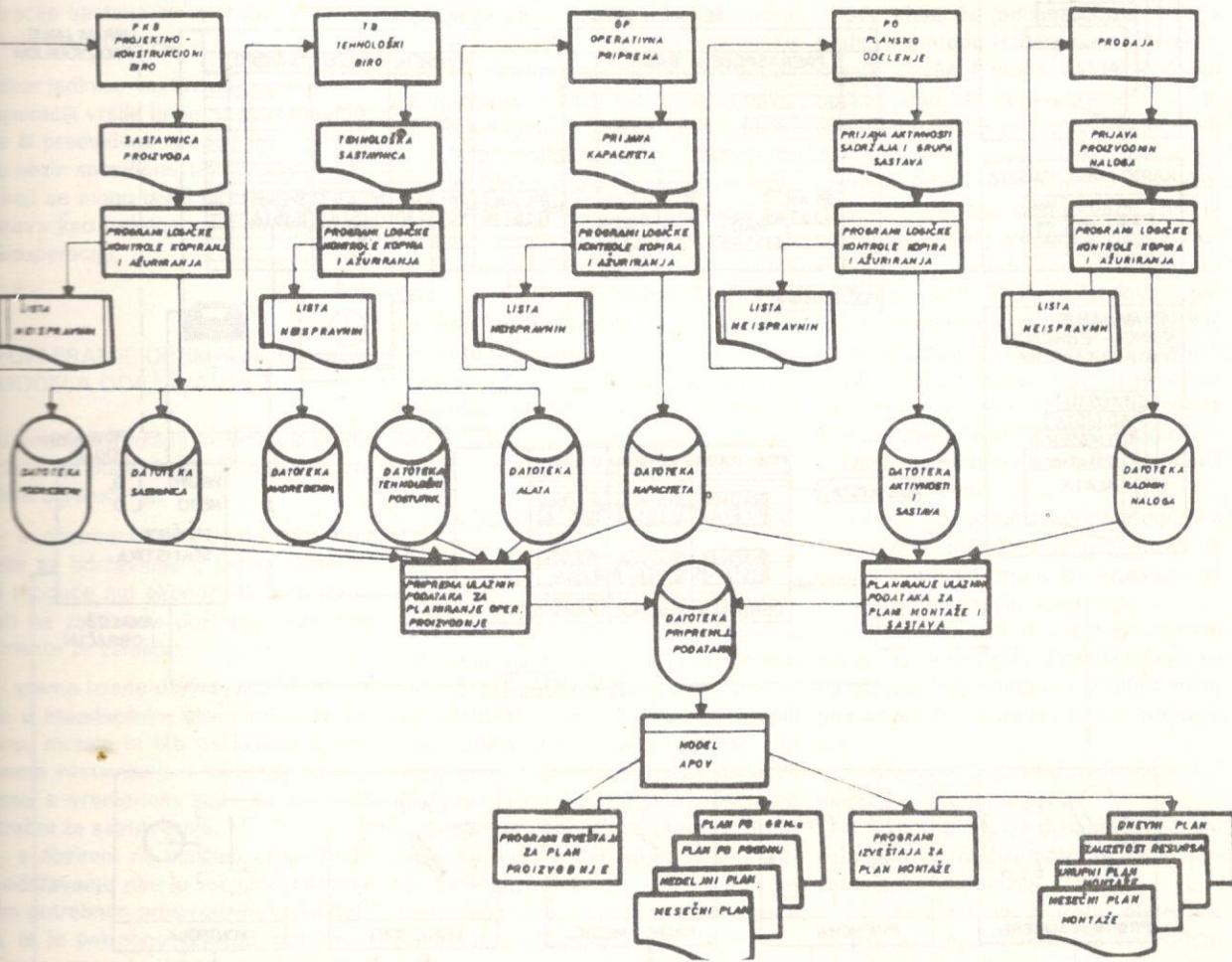
16. Da omogući projektovanje i izbor prouzvodne opreme i broja radnika po vrsti prema definisanoj tehnologiji i proizvodnji kod uvođenja novih linija, kapaciteta ili celokupnih proizvodnih sistema za održavanje.

Kao prva pretpostavka za rad modela rešen je način šifriranja. Šifriranje ima zadatak da osigura vezu između operacija sastava, izrade delova i sklopova i nabavke gotove robe. Praktično šifriranjem treba rešiti odnose prethodnih i tekućih operacija slično aktivnostima mrežnog dijagrama u kojoj se isto postiže definisanjem svih prethodnih aktivnosti za svaku tekuću aktivnost. Šifriranje se rešava za tri nivoa veze među operacijama istog nivoa, te različitog nivoa, ali vezanih tehničkim redosledom i veze sa sadržajem operacija sastava (izrada sklopova i delova). Na slici 2. prikazan je informacioni tok sistema APOV.

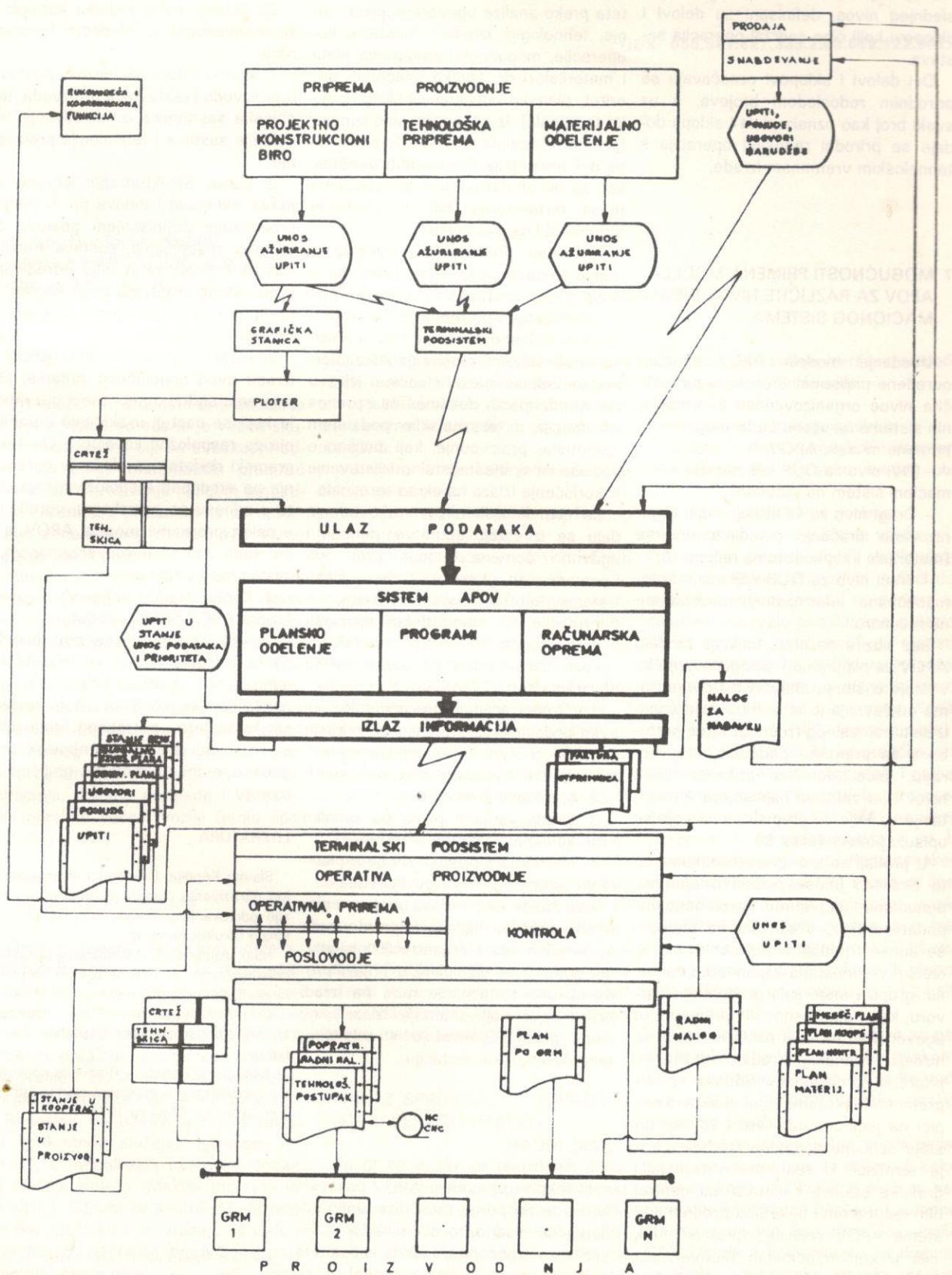
Ta tri nivoa su:

- glavna linija sastava,
- sporedna linija sastava i
- operacije na izradi delova i sklopovala.

Glavna linija sastava ili tri znaka, što znači da je moguće imati 999 glavnih operacija sastava. Označavanje teče po prirodnom tehničkom redosledu odvijanja operacija, porastom na sledeći broj za svaku novu operaciju. Sporedne linije sastava imaju dve grupe po tri znaka. Prva grupa predstavlja pomenuto šifru operacije na sporednoj liniji sastava, i do čijeg početka moraju biti gotove operacije na ovoj pripadnoj sporednoj liniji sastava. Druga grupa od tri znaka predstavlja oznaku operacije na sporednoj liniji sastava prvog nivoa. Međutim, za svaki niži nivo sastava dodaje se nova grupa od dva znaka u kome se operacija označavaju prirodnim redosledom brojeva. Treću grupu znakova predstavlja šifra radnih operacija na delovima i sklopovima.



Slika 2 - Informacioni tok sistema APOV



Slika 3 – Treći nivo modela APOV

Uz svaku operaciju sastava, na sporednoj liniji sastava od prvog do poslednjeg nivoa, definisani su delovi i sklopovi koji čine sadržaj operacija sastava.

Ovi delovi i sklopovi označavaju se prirodnim redosledom brojeva, a uz svaki broj kao oznaku dela i sklopa daje se priredni redosled operacija s tehnološkim vremenom izrade.

tehnološku dokumentaciju. Za ovaj slučaj razvijen je model određivanja prioriteta preko analize ugovorene proizvodnje, tehnologije izrade i montaže, kooperacije, mogućnosti osiguranja alata i materijala i dr. Ovako izračunati prioritet, plansko odeljenje analizira (preko terminala), izvrši eventualne izmene (prema zahtevima hitnosti). Šva osnovna dokumentacija i spomenuti izveštaji, koji su bili analizirani u ovim modelima nivoa terminiranja, bili bi izrađivani automatski na dva nivoa.

Prvi nivo predstavljaju izveštaji o stanju sastava, proizvodnje i resursa, a drugi nivo predstavljaju informacije plana održavanja i potrebna tehničko-tehnološka dokumentacija za rad u proizvodnji. Iz sistema planiranja izlaz informacija vrši se na dva načina: izlaz u obliku štampanih dokumenata i prenos informacija u terminalske podсистемe operativne proizvodnje, koji zavisno o potrebama vrši samostalno izlistavanje ili korišćenje izlaza na ekran terminala.

Za nivo koordiniranja i rukovođenja daju se izveštaji: uputstva, ponude i ugovori iz domena plasmana proizvoda i osnovni plan, globalno izvršenje plana i stanje resursa. Umesto izveštaja, ove informacije se mogu dobiti terminalskim pristupom u sistem terminiranja.

Faze izrade plana po ovom načinu planiranja su:

1. Organizacija baza podataka sa svim podacima za praćenje i planiranje (ugovori, proizvodi, tehnologija, materijal, nabavka, kapaciteti, specijalni alati)
2. Ažuriranje promena
3. Izrada varijanti plana po zadnjim kriterijumima

4. Interaktivni pristup sistema planiranja za uputstva i izradu izveštaja.

Kao što se može videti ovaj nivo planiranja zahteva najviše pripreme, rada na preuzimanju i organizaciji inicijativnih podataka i disciplinu u prijavi promena, ali uz najmanje rada na izradi plana dalje najkvalitetnije izlaze, koji osim plana obuhvataju i tehničko-tehnološku dokumentaciju.

#### ZAKLJUČAK

U toku rada modela APOV pokazalo se da je on pored ovog osnovnog zadatka definisanog u ovom radu, podešan i za izbor proizvodnih kapaciteta prilikom projektovanja proizvodnih si-

stema za održavanje, pa i proizvodnju i montažu.

Za rešenje ovog zadatka koristila bi se metodologija sa sledećim koracima rada:

1. korak: Priprema ulaznih podataka o proizvodu (sastavnica proizvoda, tehnološka sastavnica uz definisanje tehnologije sastava i tehnologije proizvodnje).

2. korak: Strukturiranje jedinica sastava, sklopova i delova po posiocima proizvodnje definisanjem poslova defektaže, rastavljanja, sastava i izrade delova i sklopova u cilju određivanja proizvodnog programa za proizvodni sistem za koji projektujemo proizvodnju, odnosno održavanje.

3. korak: Priprema modela APOV za izradu ovog specifičnog zadatka. Ova priprema sadrži u sebi izmenu u modelu koja se sastoji u skidanju ograničenja za raspoloživi kapacitet. Ovaj programski dodatak za skidanje ograničenja po vrednosti raspoloživih kapaciteta u odnosu po potrebama, ugrađen je u paket programa modela APOV, a izbor rada vrši se u konverzacionom, tj. dijalog radu s računarom.

4. korak: Analiza dobijenih rezultata. Model APOV prema uređenom u koraku 3. vrši izbor optimalno potrebnih kapaciteta i daje % njihove zauzetosti u odnosu na određenu količinu. U ovoj analizi se vrši konačan izbor proizvodnih kapaciteta i potrebnog broja radnika uzimajući u obzir potrebne rezerve, gubitke radnog vremena, godišnji odmor itd.

#### LITERATURA

Slavko Kepčija, Doktorska disertacija: Prilog istraživanju modela optimalne organizacije održavanja putničkih kola na JŽ – Mašinski fakultet Beograd.

Niko Majdandžić, »Optimizacija upravljanja pojedinačnom i maloserijskom proizvodnjom« Doktorska disertacija, FON, Beograd  
Grupa autora: – »Der Fahrzeug-Unterhaltungsdienst der Deutschen Bundesbahn«

Jampolskilj i grupa – »Razvitije koncentraciji i specifikaciji u mašinistrojenju«, Izm. Mašinistrojenje, Moskva 1971.

(Adresa: Dr Slavko Kepčija i Gradimir Stefanović, dipl. inž. Saobraćajni institut – CIP Beograd)

# Simulacija tehničkog održavanja vučnih vozila – primer servisa »Makiš«

UDK 658.581:621.335.2:65.012.122.001.4

Dragan, Đurđević, dipl.inž.  
Slobodan FARAGOVIC, dipl.inž.  
Nebojša KOSTIĆ, dipl.inž.

## 1 UVOD

Pri složenim stohastičkim uticajima stanje sistema određeno je većim skupom promenljivih čiji se sveukupni odnosi ne mogu matematički precizno modelirati. Istraživanje njihovih statističkih zakonitosti preduslov je za definisanje simulacionog modela koji verno opisuje realni proces.

Simulacioni model sistema tehničkog održavanja vučnih vozila, koji se izlaže u ovom radu, upravo pripada ovoj grupi modela. U redu je ukratko prikazan ceo istraživački postupak: istraživanje realnog sistema, modeliranje i eksperimentisanje na primeru sistema održavanja u servisu »Makiš« – Beograd. Istraživanja realnog sistema odnose se samo na program koji obuhvata dnevna namirivanja, dnevne pregledе i vanplanske opravke vučnih vozila Serija 661, 641, 441, i 441.

## 2 POSTAVKA PROBLEMA

Osnovni zadatak tehničkog održavanja vučnih vozila sastoji se u odgovarajućem programu koji obuhvata: dnevnu negu (namirivanje peskom i gorivom, proveru tehničke ispravnosti –dnevne pregledе, spoljašnje i unutrašnje pranje i čišćenje vozila), kontrolne pregledе, redovne i vanredne opravke.

Redosled ponuđenih operacija zavisi od konkretnog slučaja, uglavnom od strukture tehnoloških operacija. Jedan od slučaja sistem »Makiš« prikazan je na slici 1. Sistem se sastoji od ulaznog potoka vozila koja se vraćaju sa rada i prostora za operacije predviđene programom. Uz pretpostavku međusobne

nezavisnosti pojedinih dolazaka vučnih vozila i nezavisnosti procesa dolaženja od ostalih karakteristika sistema, stanje sistema je određeno skupom promenljivih:

- brojem vozila koja jednovremeno čekaju na opslugu
- brojem vozila koja se po fazama jednovremeno opslužuju
- broj vozila koja posle određenih faza napušta sistem
- brojem vozila koja u datom trenutku napuštaju sistem.

Željeno stanje sistema postiže se minimizacijom vremena provedenog u sistemu. Karakteristike postojećeg stanja i utvrđene prostorne, funkcionalne i tehnološke mere zahtevaju analizu opterećenja pojedinih faza opsluživanja kako bi se definisao određeni nivo kvaliteta usluga u posmatranom periodu dana.

Dosadašnja istraživanja (1) bavila su se poređenjem rezultata teorije masovnog opsluživanja i simulacionog modela zasnovanog na Monte Carlo metodi za jednofazni višekanalni sistem. Utvrđena je približna jednakost dobijenih rezultata. Problem koji se ovde rešava složeniji je, jer se proces opsluge obavlja u višefaznom procesu, pa treba koristiti metod simulacije.

## 3 PRIKAZ SPROVEDENIH ISTRAŽIVANJA U SERVISU »MAKİŞ«

Da bi se došlo do pouzdanih parametara za verifikaciju simulacionog modela, korišćena su istraživanja sistema »Makiš« Beograd (juni 1988.). Prikupljeni podaci odnose se samo na deo sistema koji u okviru programa

tehničkog održavanja izvršava sledeće faze opsluge vučnih vozila:

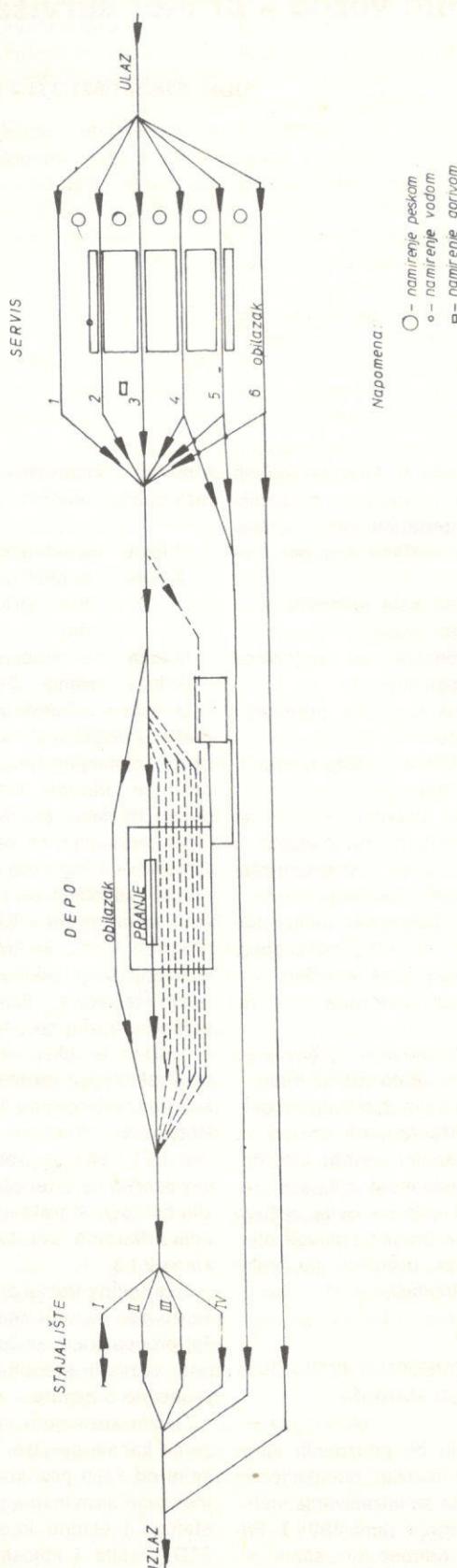
- I faza – namirivanje peskom
- II faza – dnevni pregledi i vanplanske opravke manjeg obima

- III faza – namirivanje gorivom
- IV faza – pranje i čišćenje vozila

U sistem »Makiš« vučna vozila ulaze preko graničnika. Empirijski podaci dobijeni snimanjem (podaci se odnose na časovne intervale posmatrane u periodu od tri dana) podvrgnuti su statističkim testovima za verifikovanje neparametarskih hipoteza o slaganju empirijskih raspodela sa teoretskim. Korišćeni su programi HIKV (za testiranje) i program HISTOGRAM za grafičko prikazivanje empirijskih raspodela i numeričkih rezultata. Raspodela vremena dolazaka vozila ser. 441 i 461 na ulazu u sistem je eksponencijalna i po kvadrat testu i po testu Romanovskog sa intenzitetom od 1.71 vozilo na čas. Raspodela vremena dolazaka vozila ser. 661 i 641 je proizvoljna zbog malog uzorka sa intenzitetom od 0.25 vozila po času. Karakteristike ovih raspodela prikazane su u tabelama 1 i 2 i slikama 2 i 3.

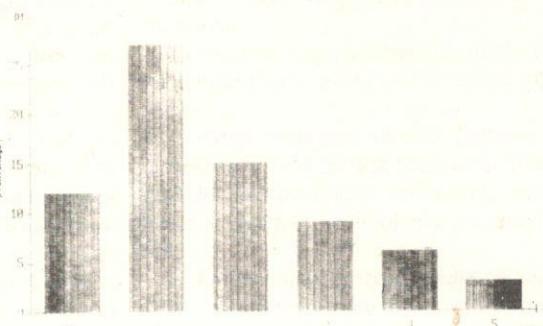
Sva vučna vozila prvo nailaze na peskaru gde se vrši namirivanje peskom. Taj proces traje, zavisno od serije vučnog vozila i stepena utroška peska, prosečno 5 minuta.

Daljim kretanjem vučna vozila nailaze na kanale servisa. Tu imamo 5 koloseka od kojih prvi kolosek služi za namirivanje sirovinama peskaru i pumpnu stanicu i ujedno kao stajalište vozila STD. Ostala 4 koloseka su za dnevne pregledе i vanplanske opravke manjeg

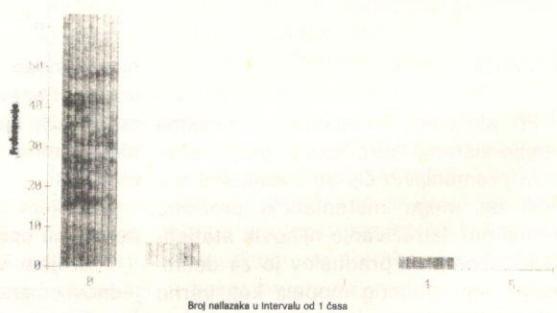


Slika 1

Napomena:  
 ○ - namirje pescem  
 ◯ - namirje vodom  
 □ - namirje gorivom



Slika 2 – Poligon raspodele nailazaka v.v Ser. 441 i 461 po času



Slika 3 – Poligon raspodele nailazaka v.v. Ser. 641 i 661 po času

TABELA 1 – Raspodela nailaska v.v. Ser. 441 i 461 po času

Vrednosti oboležja x (i)	Frekvencije pojavljivanja f (i)	Relativne frekvencije fr (i)	Kumulativne frekvencije fk (i)
0	12	0.167	0.167
1	27	0.375	0.542
2	15	0.208	0.750
4	9	0.125	0.875
4	6	0.083	0.958
5	3	0.042	1.000
UKUPNO:	72	1.000	

#### KARAKTERISTIKE EMPIRISKE RASPODELE

Oboležje X: Broj nailazaka v.v. u intervalu od 1 časa

Broj ponavljanja eksperimenta N = 72

Aritmetička sredina  $x(sr) = 1.71$

Varijacioni interval R = 5.00

Srednje apsolutno odstupanje  $\bar{x} = 1.10$

Srednji kvadrat odstupanja vrednosti x(i) od x(sr)  $s^2 = 1.79$

Standardno odstupanje  $s = 1.34$

Koeficijent asimetrije  $Ka = +0.75$

Koeficijent spljoštenosti  $Ke = -0.17$

TABELA 2 – Raspodela nailaska v.v. Serije 661 i 641

Vrednosti oboležja x(i)	Frekvencije pojavljivanja f(i)	Relativne frekvencije fr(i)	Kumulativne frekvencije fk(i)
0	63	0.875	0.875
1	6	0.083	0.958
4	3	0.042	1.000
UKUPNO:	72	1.000	

## Karakteristike empiriske raspodele

Obeležje X: Broj nailazaka v.v. u intervalu od 1 časa  
 Broj ponavljanja eksperimenta N = 72  
 Aritmetička sredina  $x(sr) = 0.25$   
 Variacioni interval R = 4.00  
 Srednje apsolutno odstupanje  $\bar{\delta} = 0.44$   
 Srednji kvadrat odstupanja vrednosti x(i) od x(sr)  $s^2 = 0.69$   
 Standardno odstupanje  $s = 0.83$   
 Koeficijent asimetrije  $K_a = +3.89$   
 Koeficijent spljoštenosti  $K_e = +14.50$

obima. 2. i 3. kolosek, su sa kanalima, i služe za dnevne preglede i vanplanske opravke na dizel i dizel – manevarskim vučnim vozilima serija 661 i 641. Na drugom koloseku se nalazi i postrojenje za namirivanje vodom generatora pare i motora. Treći kolosek obično služi kao pomoćni, osim u slučaju vršnjog opterećenja sistema. Četvrti i peti kolosek služe za elektro – vučna vozila serija 441 i 461. Raspodela vremena zadržavanja vozila serija 441 i 461 na ovom opslužnom mestu verifikovana je kao Erlangova raspodela 2. reda sa prosečnim vremenom opsluge od 17.9 minuta. Ovo ukazuje na izuzetan uticaj ljudskog faktora kao i na vreme provedeno u čekaju na oslobađanje mesta. Karakteristike raspodele vremena opsluge prikazane su u tabelama 3 i na slici 4. Zbog malog uzorka usvojena je identična raspodela i za vozila serija 661 i 641.

Faza namirivanja goriva odnosi se na vozila serija 661 i 641 i iznad prosečno 10 minuta.

Prosečno vreme vožnje od servisa do uređaja za pranje iznosi 1 minut.

Postavljena tehnologija uslovjava da verovatnoća odlaska vozila u fazu 4 iznosi prosečno dnevno 0.10 od ukupnog broja prispevih vozila. Prosečno vreme opsluge u ovoj fazi iznosi 95 min.

menti modela, u ovom slučaju vozila, ulaze u 1. fazu opsega. Generisani slučajni broj određuje vreme zadržavanja i trenutak kada vozilo napušta ovu fazu. U zavisnosti od serije, vučna vozila se upućuju na kanale servisa.

Generisano vreme opsluge obuhvata vreme vožnje, čekanja na opslugu i zadržavanje na kanalu opsluge. Nakon faze 2 tehničke karakteristike vozila i predviđeni program definišu dalje kretanje vozila – snabdevanje gorivom i/ili kretanje ka sledećoj fazi opsluge.

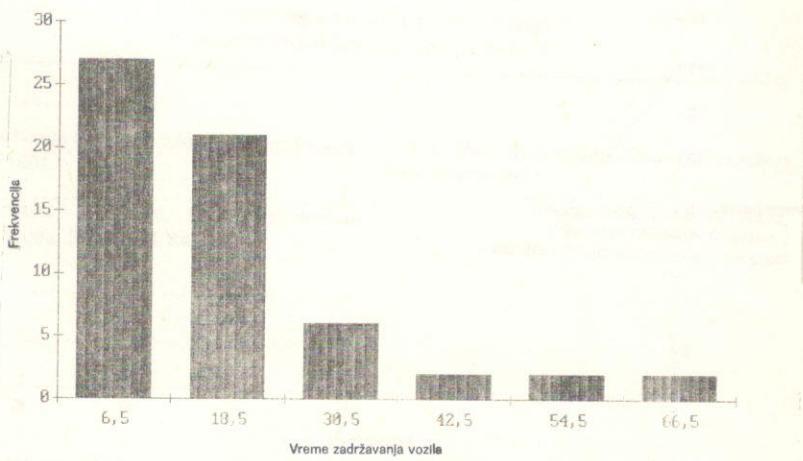
Stanje sistema u posmatranoj vremenskoj jedinici definisano je ukupnim brojem vučnih vozila na mestima opsluživanja i brojem vozila koja po fazi čeka na opslugu.

Simulatori model realizovan je na TRASCAL-u u verziji za IBM PC/XT kompatibilne računare.

Ulazni podaci i izlazni pokazatelji funkcionsanja sistema prikazani su u prilogu rada.

## 5 EKSPERIMENTI

U ovom slučaju izvršeno je ukupno 9 serija eksperimenata. Svaka serija obuhvata period od 360 minuta rada sistema. Serije su podeljene na dve grupe: na simulaciju održavanja vučnih vozila serija 441 i 461 i održavanje vozila serija 661 i 641. Osnovni zadatak prve serije je bila verifikacija modela sa realnim sistemom. Podaci dobijeni empirijskim istraživanjima poslužili su kao ulazni podaci u eksperimente. Pošto je utvrđena visoka saglasnost modela i realnog procesa u servisu pristupilo se promenama intervala nailazaka vučnih



Slika 4 – Poligon raspodele vremena opsluge na kanalima servisa (min)

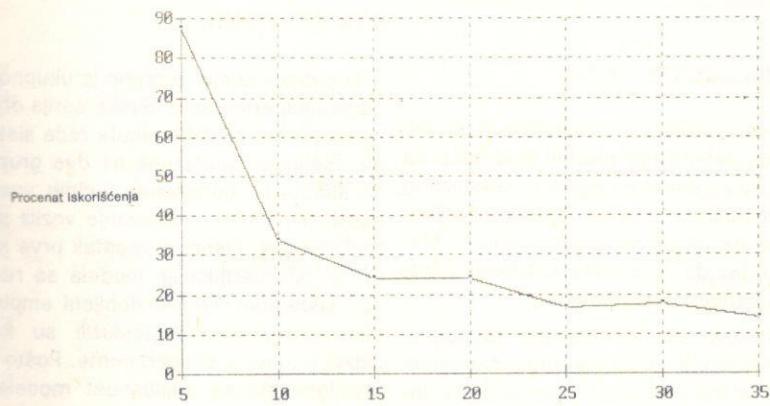
D. Đurđević dr: SIMULACIJA TEHNIČKOG ODRŽAVANJA VUČNIH VOZILA

TABELA 3 – Raspodela vremena opsege v.v. Ser. 441. i 461 (min.)

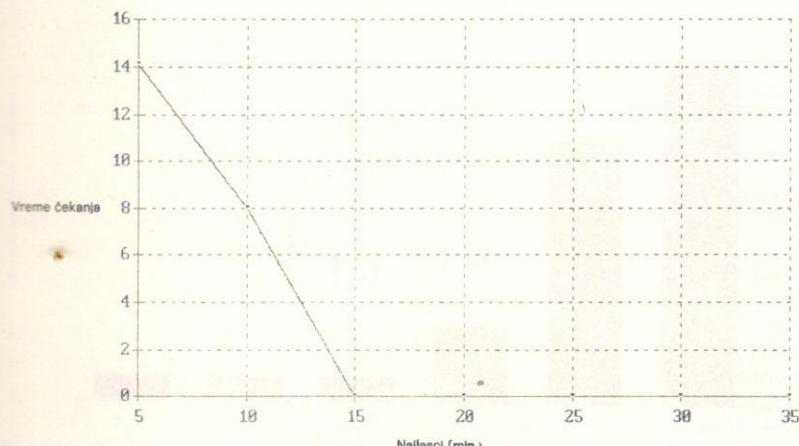
KLASE	Sred oboležja x(i)	Frekvencije pojavljivanja f(i)	Relativne frekvencije fr(i)	Kumulativne frekvencije fk(i)
1.00	12.00	6.50	27	0.450
13.00	24.00	18.50	21	0.350
25.00	36.00	30.50	6	0.100
37.00	48.00	42.50	2	0.033
49.00	60.00	54.50	2	0.033
61.00	72.00	66.50	2	0.033
UKUPNO:		60	1.000	

KARAKTERISTIKE EMPIRISKE RASPODELE

Oboležje X: Vreme opsluge v.v. Ser. 441 i 461  
 Broj ponavljanja eksperimenta N = 60  
 Aritmetička sredina  $x(sr) = 17.90$   
 Varijacioni interval R = 66.00  
 Srednje apsolutno odstupanje  $\bar{x} = 10.26$   
 Srednji kvadrat odstupanja vrednosti x(i) od x(sr)  $s^2 = 218.04$   
 Standardno odstupanje s = 14.77  
 Koeficijent asimetrije Ka = +1.71  
 Koeficijent spljoštenosti Ke = +2.64



Slika 5 – Prikaz procenat iskorisćenja opslužnih mesta (kanala servisa) u zavisnosti od intenziteta nailaska v.v. ser. 441 i 461



Slika 6 – Prosečno vreme čekanja po vozilu na opslugu u fazи 2 u zavisnosti od intenziteta nailaska v.v. ser. 441 i 461

vozila u sistem. U 7 serija intenzitet nailaska je menjan u opsegu od 12 do 1.7 vozila na čas.

U prilogu je prikazana jedna od serija simulacionih eksperimenata a na slici 5 i 6 ponašanje relevantnih parametara funkcionalisanja sistema u zavisnosti od intenziteta ulaznog potoka.

Evidentno relevantni funkcionalni parametri pokazuju da se sistem održavanja ne ponaša fleksibilno u odnosu na dnevne poremećaje opterećenja sistema. Prosječno vreme čekanja po vozilu izraženje je u periodima vršnog opterećenja.

## 6 ZAKLJUČAK

Izvršena istraživanja pokazuju veliku saglasnost modela sa realnim sistemom, pa se model može efikasno koristiti pri analizi postojećih i novoprojektovanih sistema održavanja vučnih vozila. Velika prednost ovog modela je njegova elastičnost u odnosu na broj kanala po fazama (prema modelu FONA), višefaznost i veći broj teoretskih raspodela koji stoji korisniku na raspolaganju (3), a modularnost pristupa omogućava dalje usložnjavanje modela bez većih teškoća. Tok rada može se pratiti na monitoru.

### SIMULACIONI EKSPERIMENT SER. 441 I 461 – Varijanta 2

#### BROJ FAZA OPSLUŽIVANJA:

Broj mesta opsluživanja po svakoj fazi:  
 m (1,1) = 2  
 m (2,1) = 4  
 m (3,1) = 2  
 m (4,1) = 1

#### Srednje vreme opsluživanja po svakoj fazi:

m (1,2) = 5  
 m (2,2) = 17.89999961853027  
 m (3,2) = 1  
 m (4,2) = 95

#### Srednje vreme nailaska u sistem: 5 minuta

Stepen Er 1. raspod nailaska u sistem: 1

Vreme zagrevanja modela: 10 min

Međurezultati: 2

Simulaciono vreme: 360 min

Procenat jedinica koje su  
otkazale: 28.20512771606445  
Broj jedinica koje je otkazale opslugu: 33

FAZA: 1

Broj kanala opsluživanja: 2  
 Zadato srednje vreme opsluge: 5.0 min  
 Erlangova raspodela 10 reda  
 Broj mesta u redu čekanja: 4  
 Verovatnoća napuštanja sistema: 0.00  
 Disciplina u redu čekanja: 1  
 Prosečno vreme opsluživanja: 10.94 min  
 Prosečno vreme u redu čekanja: 11.59 min  
 Prosečno vreme čekanja bez nultih: 20.94 min  
 Prosečan broj jedinica na opsluživanju: 1.61  
 Prosečan broj jedinica u redu čekanja: 1.80  
 Maksimalan broj jedinica na opsluživanju: 2  
 Maksimalan broj jedinica u redu čekanja: 4  
 Procenat iskorišćenja opslužnih mesta: 80.556  
 Procenat iskorišćenja mesta u redu čekanja: 45.07  
 Procenat nultih ulaza: 44.64  
 Ukupan broj jedinica na mestu opsluživanja: 53  
 Ukupan broj jedinica u redu čekanja: 31  
 Trenutni broj jedinica na mestu opsluge: 2  
 Trenutni broj jedinica u redu čekanja: 4

FAZA: 3

Broj kanala opsluživanja: 2  
 Zadato srednje vreme opsluge: 1.0 min  
 Erlangova raspodela 10 reda  
 Broj mesta u redu čekanja: 6  
 Verovatnoća napuštanja sistema: 0.90  
 Disciplina u redu čekanja: 1  
 Prosečno vreme opsluživanja: 8.43 min  
 Prosečno vreme u redu čekanja: 14.83 min  
 Prosečno vreme čekanja bez nultih: 113.67 min  
 Prosečan broj jedinica na opsluživanju: 0.94  
 Prosečan broj jedinica u redu čekanja: 1.89  
 Maksimalan broj jedinica na opsluživanju: 2  
 Maksimalan broj jedinica u redu čekanja: 6  
 Procenat iskorišćenja opslužnih mesta: 46.806  
 Procenat iskorišćenja mesta u redu čekanja: 31.57  
 Procenat nultih ulaza: 86.96  
 Ukupan broj jedinica na mestu opsluživanja: 40  
 Ukupan broj jedinica u redu čekanja: 6  
 Trenutni broj jedinica na mestu opsluge: 2  
 Trenutni broj jedinica u redu čekanja: 6

FAZA: 2

Broj kanala opsluživanja: 4  
 Zadato srednje vreme opsluge: 17.9 min  
 Erlangova raspodela 2 reda  
 Broj mesta u redu čekanja: 2  
 Verovatnoća napuštanja sistema: 0.00  
 Disciplina u redu čekanja: 1  
 Prosečno vreme opsluživanja: 25.20 min  
 Prosečno vreme u redu čekanja: 9.14 min  
 Prosečno vreme čekanja bez nultih: 14.12 min  
 Prosečan broj jedinica na opsluživanju: 3.50  
 Prosečan broj jedinica u redu čekanja: 1.29  
 Maksimalan broj jedinica na opsluživanju: 4  
 Maksimalan broj jedinica u redu čekanja: 2  
 Procenat iskorišćenja opslužnih mesta: 87.500  
 Procenat iskorišćenja mesta u redu čekanja: 64.72  
 Procenat nultih ulaza: 35.29  
 Ukupan broj jedinica na mestu opsluživanja: 50  
 Ukupan broj jedinica u redu čekanja: 33  
 Trenutni broj jedinica na mestu opsluge: 4  
 Trenutni broj jedinica u redu čekanja: 2

FAZA: 4

Broj kanala opsluživanja: 1  
 Zadato srednje vreme opsluge: 95.0 min  
 Erlangova raspodela 2 reda  
 Broj mesta u redu čekanja: 3  
 Verovatnoća napuštanja sistema: 1.00  
 Disciplina u redu čekanja: 1  
 Prosečno vreme opsluživanja: 296.00 min  
 Prosečno vreme u redu čekanja: 150.50 min  
 Prosečno vreme čekanja bez nultih: 200.67 min  
 Prosečan broj jedinica na opsluživanju: 0.82  
 Prosečan broj jedinica u redu čekanja: 1.67  
 Maksimalan broj jedinica na opsluživanju: 1  
 Maksimalan broj jedinica u redu čekanja: 3  
 Procenat iskorišćenja opslužnih mesta: 82.222  
 Procenat iskorišćenja mesta u redu čekanja: 55.74  
 Procenat nultih ulaza: 25.00  
 Ukupan broj jedinica na mestu opsluživanja: 1  
 Ukupan broj jedinica u redu čekanja: 3  
 Trenutni broj jedinica na mestu opsluge: 1  
 Trenutni broj jedinica u redu čekanja: 3

LITERATURA

1. Stojan Stojanović, Dimenzionisanje sistema opsluživanja autobusa, u autobazi »Centrotrans« primenom teorije masovnog

opsluživanja i metode Monte Carlo, Saobraćaj 3/1981.

2. Savić, Faragović, Simulacija dnevne nege vozila, SYMOPIS '84

3. E. Hart Rasmussen, Queue Simulation, Byte March 1984

(Adresa: Dragan ĐURĐEVIĆ, dipl.Inž.,  
 Slobodan FARAGOVIĆ, dipl.Inž. I  
 Nebojša KOSTIĆ, dipl.Inž – CIP – Beograd)

# Organizacioni i tehničko-tehnološki nedostaci u eksploataciji kao faktori koji utiču na stabilizaciju

UDK 656.2:65.011.1/2.012.21

Danilo PAUNOVIĆ, dipl.inž.

## 1 UVOD

Železnica kao saobraćajna granā u složenom saobraćajnom sistemu zemlje ima zadatak pružanja saobraćajnih usluga prevoza putnika i stvari. Kvalitet prevozne usluge je u uslovima samoupravne socijalističke privrede, složena kategorija koja odražava široki kompleks uticaja i međuzavisnosti između korisnika prevoznih usluga, saobraćajno-transportne privrede i društva u celini. Svojim poslovanjem u procesu prevoza i određenom organizacijom saobraćaja, železnica se mora tako poštovati i organizovati da zadovolji potrebe učesnika u saobraćaju – putnika i stvari, pri čemu se teži da se oni u sferi transporta zadrže što kraće.

Kvalitet ovih usluga se ne može iskazati u apsolutnom smislu, već samo izborom reprezentativnih pokazatelja, koji u određenoj fazi razvoja omogućavaju relativna poređenja između istih ili različitih saobraćajnih grana. Kroz ova poređenja moguće je utvrditi relevantne zahteve tržišta, kao i prednosti i nedostatke od kojih u krajnjoj liniji zavisi i kratkoročno odnosno dugoročno opredeljenje korisnika usluga. Moramo, naime, shvatiti da se u našim društveno-ekonomskim uslovima, prevozi teško mogu usmeriti na železnicu administrativnim putem ukoliko korisnici prevoza ne dobijaju garanciju da će se prevoziti brže, bezbednije, kvalitetnije i uz niže transportne troškove. Logično je da se zapitamo zbog čega je danas na Jugoslovenskim železnicama brzina prevoza stvari ista ili čak manja nego pre 20 godina, a ima tendenciju opadanja lako smo tehnički i kadrovski bolje opremljeni. Ako uporedimo sa

drumskim prevozom brzina na železnici je četiri puta manja od brzine prevoza robe drumom. Sigurno je da je ovo osnovni uzrok opadanja obima prevoza na JŽ i preko mreže JŽ (tranzit). Na bazi iznetog, organizacija rada na železnici ne može da dobije prelaznu ocenu. Činjenica je da je poslednjih godina u modernizaciju železničkog saobraćaja uloženo znatno, ali je činjenica i to da se redovitost u saobraćaju u isto vreme nije podigla na odgovarajući nivo, već može se reći da stagnira. Moramo da priznamo hteli to ili ne, da deo krivice za ovo svakako snosimo mi sami zbog aljkavog odnosa prema radu i sredstvima rada. Može neko sa pravom da nas upita; učestvovali ste, vidieli ste, šta ste uradili, zašto niste nešto preduzeli?! Svakako da moramo da pokažemo više odlučnosti u menjanju stanja i traženje od odgovornih da se izade iz ove krize boljom organizovanosti, većoj odgovornosti na svakom radnom mestu, a sa tim i pridobijanje većeg broja korisnika naših usluga. Pоказalo se, naime, da tamo gde su uvedena najsvremenija tehnološka i tehnička rešenja nisu postignuti odgovarajući rezultati (ranžirne stanice, moderna vozna sredstva, integralno upravljanje procesom saobraćaja, automatsko upravljanje kretanja vozova na pruzi, obrada informativnih podataka elektronskim računskim mašinama, sposobljenost pruge za veće brzine i dr.). Automatizacija rada ranžirnih stanica treblao je da doprinese koncentraciji ranžirnog rada i smanjenju zadržavanja kola, a u stvarnosti nije doprinela to smanjenje zadržavanja kola. Razlog tome treba tražiti u nepoštovanju plana formiranja vozova i organizaciji rada

ranžirnih stanica. U svetu zadržavanje kola u tehničkim stanicama koja se prerađuju iznosi oko 5–8 časova, a kod nas je to vreme 33 sati pa i više.

U situaciji kada je cela naša privreda u veoma složenom i teškom položaju, osnovni zadatak koji se postavlja pred saobraćajno-transportni sistem, a posebno pred železnicu, je stabilizacija uz maksimalno aktiviranje unutrašnjih rezervi, bez obzira na postojeću investicionu sposobnost. Sudeći po mnogočetnim znacima, izgleda da su se stekli uslovi za preporod železnice pod prinudom ekonomskih zakonitosti, a posebno energetske krize. Stoga slobodno možemo reći, da bi železnica mogla da pruži svoj doprinos stabilizaciji slično kako je to uradila u posleratnom periodu obnove i izgradnje zemlje, ali uz suštinski izmenjen odnos udruženog rada i društva prema saobraćajno-transportnoj politici. Iz ovih razloga cilj ovog izlaganja je da se kroz kvalitet transportnih usluga a smanim tim i povećanje obima rada, sagleda deo potencijala unutrašnjih rezervi unutar ŽTO-a »Beograd« i da za uspešno prevezivanje svih slabosti treba sređivanje u eksploataciji započeti od:

## 2 ANALIZA RADA RANŽIRNE STANICE

Obim rada spada u kvantitativni pokazatelj rada cele organizacije ŽTO-a kao i pojedinih stanic.

Ostvaren obim rada može da se izrazi u broju kola i vozova koja su prerađena u stanicama i broju vozova koji samo tranzitiraju bez prerade ili sa delimičnom preradom.

Za izvršenje zadatog obima rada, sa organizacionog aspekta, stanica je podjeljena na nekoliko tehnoloških celina koje se međusobno preklapaju i nadovezuju. To su:

- organizacija prijema vozova,
- predhodne operacije,
- glavne operacije,
- proces nakupljanja kola,
- završne operacije,
- ispostavljanje lokomotiva,
- organizacija otpreme voza.

Izmeđusvih navedenih operacija mora da postoji visok stepen usklađenosti rada i kapaciteta, kao nužan uslov obavljanja osnovnog zadatka tehnologije obrade vozova.

## 2.1 Rad i nedostaci u prethodnim opeacijama

Prethodne operacije predstavljaju niz uzajamno povezanih radnji koje se izvršavaju uzastopno ili delimično, i potpuno paralelno te u mnogome zavisi od ljudskog faktora. Osnovni nedostatak koji se permanentno javlja i koji znatno utiče na produženje trajanja prethodnih operacija i bavljenja kola na prijemnim kolosecima je neusklađenost početka pojedinih radnji. To se pre svega odnosi na popis voza – (komercijalni pregled) koji duže traje a kasni sa početkom. Dešava se da predhodne operacije počinju tek po dolasku nekoliko vozova, što izaziva nepotrebno čekanje ostalih izvršilaca i lokomotiva na glavnim operacijama i procesu nakupljanja kola, te neblagovremenom prenosu i primopredaji rasporeda manevre izvršiocima procesa rasformiranja vozova. Sve ovo utiče na produženje vremena bavljenja kola u prijemnom parku pa i trajanja završnih operacija a sa tim i pomeranjem vremena redovnom polasku vozova, čekanju lokomotiva koje su išaše za voz, remećenju turnusa i dr.

Bitan negativni faktor koji utiče na rad ranžirne stanice, a pre svega na operacije u prijemnom parku, pa i na proces nakupljanja kola je nedostatak prethodne analize vozova koji treba da dođu u stanicu. Dešava se da stanica i dobije analize dolazećih vozova, ali ih telegrafista ne prosleđuje odgovornom radniku koji treba da uradi raspored

manevre. Pored toga analiza ne sadrži sve bitne informacije koje su potrebne (vrste bruta i količina, sređenost voza) pa je i to razlog što se takve analize ne mogu u potpunosti da koriste za izradu rasporeda manevre koji utiče na znatno smanjenje vremena trajanja prethodnih operacija, jer raspored manevre bi se uradio pre dolaska voza u stanicu, a sa tim bi se mogao bolje da planira proces nakupljanja kola, te blagovremeno izda nalog za početak završnih operacija, što bi dovelo do skraćenja velikog kašnjenja vozova i smanjenju značajnog odstupanja od reda vožnje.

## 2.2 Nedostaci pri radu na glavnim operacijama

Glavne operacije sačinjavaju više radnji čiji je zadatak rasformiranje vozova prispelih na preradu a samim tim i početak procesa nakupljanja kola. Tehnološkim procesom rada u Makišu za obavljanje tih poslova predviđene su tri manevarske lokomotive ali pri radu češće se dešava da rade samo dve.

Na trajanje glavnih operacija, predviđenih tehnološkim procesom rada grbine nepovoljno utiče sabijanje kola u podgrbinskoj zoni i na ranžirno-otpremnim kolosecima, koje je predviđeno da se obavlja posle 3–4 rasformirana sastava voza, a ne da se ta radnja mora obavljati posle svakog rasturanja – rasformiranja. Razlozi ovome su, nedovoljna preciznost u izvršenju procesa rasformiranja koja se ogleda u upućivanju kola na pogrešne koloseke, loše procene pri kočenju kola kolosečnim kočnicama, pogrešno otkačena kola, sustizanju kola na području spuštalice i dr., što zahteva zaustavljanje kola odmah po prolasku skretničke lire za pojedine grupe koloseka pa je neophodno njihovo sabijanje, što povlači i lošu iskorišćenost slobodnog dela ranžirno-otpremnih koloseka.

Mora da se prizna, ali ne i da se opravdava, da su ovi nedostaci i zbog odstupanja od načina izvršenja glavnih operacija predviđenih projektom stанице. Naime, od tri moguća režima rada – automatski, poluautomatski i ručni, stanica radi ručnim režimom rada pa razumljivo dolazi i do većih grešaka pri postavljanju puta vožnje i pri kočenju kola kolosečnom kočnicom.

## 2.3 Nedostaci procesa nakupljanja kola

Kod procesa nakupljanja kola osnovni problemi su nedovoljna predhdna obaveštaja odgovornih radnika koji rade na glavnim operacijama. Naime, slabo se prati hod vozova na priključnim prugama – vicinalima, neredovno dobijaju analize o dolazećim vozovima o sastavu voza, pa iako se dobijaju one su šture i nepotpune. Zbog ovoga nema planiranja procesa nakupljanja unapred, pa samim tim izostaje i blagovremeno izdavanje naloga za početak završnih operacija. Na bazi analize saznaje se da je prosečno vreme nakupljanja po jednim kolima u Makišu preko 5 sati, a ima slučajeva da vremena po kolima za nakupljanje za pravce Požarevac ili Mladenovac prelaze preko 12 časova, što ukazuje, da od ukupnog vremena bavljenja kola u stanicu na nakupljanje otpada oko 40% vremena.

## 2.4 Nedostaci kod obavljanja završnih operacija

Završne operacije se obavljaju na kolosecima ranžirno otpremnog parka. Svi nedostaci koji su već navedeni u procesu nakupljanja kola i ovde se manifestuju u vidu kasnog obaveštavanja izvršioca završnih operacija o završnom procesu nakupljanja kola i početku popisa novog formiranog voza.

Problem koji izaziva znatno produženje vremena trajanja završnih operacija je neblagovremena dostava propratnih dokumenata iz tranzitnog ureda prijemnog parka ili pak u više slučajeva pogrešno sortiranje dokumenata. Dešava se da je voz popisan, vozna dokumenta spremna ali nedostaju propratna dokumenta za kola pa se mora intervensati da bi se donela iz prijemnog parka. Često puta i ako su na vreme dostavljena dokumenta ona se pogrešno sortiraju što zahteva dodatno gubljenje vremena za oko 50 i više minuta oko odvajanja dokumenata.

I u ovoj fazi rada ranžirne stanice isti je problem kao i u dosadašnjim fazama jer izvršioci čekaju da se nakupi nekoliko sastava pa da počnu sa radom. Posebno je pojava kasnog uočavanja tehničkih nelspravnosti kola, što ima za posledicu nepotrebno i suvišno manevriranje.

TABAELA 1 – Godišnji pregled pokazatelja

## SEKTOR ZA MASHINSKE POSLOVE

Operativni Podaci

Legenda: \* - u razložku brod vozova sa ser. 812  
\*\* - rad osobna vozila, locom. ne posećuje

Serija vučnog vozila*	T.U.ŽICE	T.U.ŽICE	P	T	M	Realizacija do kvarteta			UKUPNO izvršeno u 1986.	+ -
						I kvartal	II kvartal	III kvartal	IV kvartal	
412	14,5	9	9	-	874	916	896	930	3649	3616 - 23
441/461	150	2	27	63	-	8225	6089	8540	8592	33455 - 493
641	57	39	1	5	33	2040	3216	3370	3293	13019 - 1582
651	54	43	16	21	-	3906	2824	3562	3668	14977 - 447
Kružne 661				4						
T.U.ŽICE	24/2*	18*	18*	18*	Tragažno					
LAPOVO	3/-	3	3	3	Tragažno	230	266	240	245	961 - 114
					Dato	220	262	229	232	553 - 27
BEograd	37/-	51	51	51	Tragažno	5267	4920	5191	5405	26380 - 2506
					Dato	3248	4240	5191	5405	26380 - 2506
POŽAREV *	-	6	6	6	Dato	415	422	422	482	1666 - 244
Def./min.					Dizel	247877	367841	529	446	2141271 - 224
NIŠ	14/7	41	3559	3559	Dizel	2622623	29038247	323223	3244225	127414270 - 220
					Dato	320	3500	3500	3607	11078 - 1070
					Dizel	46/674	3412	3406	3607	14370446 - 1074
ZAJEĐAR	10/8	20	10871554	10871554	Dizel	16/877	26/1084	5210821	5210821	4175015 - 1671
					Dato	122	122	1175	1175	47114 - 1671
KRALJEVO	15/15	21	122	122	Dizel	122	1125	1137	1072	4594 - 1731
					Dizel	72/6217	64/684	47/2952	1775244	25018362 - 224
UKUPNO:	103/30	152	12355	12355	Mraženzo	152	1450	1481	1440	9550 - 2338
					Dato	152	1450	1429	1477	1463 - 2352
UKUPNO DEFEKTL./MIN			36943167	36943167	Dizel	66/4762	81/5223	63/4632	94/6227	30421146 - 2626
ZAKAŠNA 100 VOZ. KM.	min	Putna.			Dato	1264	1125	12104	12346	48583 - 996
VISE UKLJ. LOKOMOT.		Putn.	84	84	Putna.	1253	11682	11204	12228	45026 - 1049
UKUPNO		Putn.	588	588	Putna.	1345	1247	1460	1443	629 - 550
REZI VZGOJNE		Putn.	672	672	Putna.	1345	1247	1460	1443	550 - 577
REZI TRAGANJE		Putn.	1345	1247	Putna.	1345	1247	1460	1443	550 - 577
PROSLENA TEŽINA		Putn.	13(t)	969	Putna.	13(t)	1221	966	974	659 - 27
PROCENAT IMOBILIZACIJE		Putn.	35	441	Putna.	31	32	24	25	32 - 32
		Putn.	412	461	Putna.	35	31	21	21	32 - 32
		Putn.	30	641	Putna.	39	37	26	26	32 - 32
		Putn.	50	642	Putna.	49	51	40	40	32 - 32
		Putn.	20	661	Putna.	21	22	19	26	32 - 32
		Putn.	20	665	Putna.	19	22	19	26	32 - 32
		Putn.	4140	812	Putna.	17	14	20	25	32 - 32
		Putn.								162020072

U 1986. godini, od ukupnog broja više uključenih lok. 185 je više zbog defekata, a 5,9% zbog ostalih razloga

5,9% 94,1%

## 2.5 Nedostaci u ispostavljanju lokomotiva

Ovo je karakterističan faktor koji je poslednjih godina stalno prisutan i o kome se na svim analizama ukazuje da »nema lokomotiva«, što prouzrokuje veliko bavljenje sastava na otpremi a što je izazvano ranije navedenim nedostacima i neravnopravnostima. Razlozi za blagovremeno neispostavljanje lokomotiva su brojni, a sigurno je da su najznačajniji što nema ČVRSTOG REDA VOŽNJE pa su često otstupanja od turnusa što prouzrokuje i poremećaje u održavanju vučnih vozila, a sa tim i većoj imobilizaciji, i većem uključivanju lokomotiva za izvršenje istog

rada. Ovakvo korišćenje prouzrokuje jednovremeno sazrevanje većeg broja vučnih vozila za periodno održavanje i remeti ciklus održavanja te povećava procenat imobilizacije dužim čekanjem vozila na opravku.

U tabeli br. 1 prikazan je pregled izvršenja reda vožnje sa svim pojавama defekata, zakašnjenja, reži trčanja lokomotiva, više uključeno lokomotiva i dr. uglavnom u teretnom saobraćaju.

Analizirajući tabelu vidi se, da u 1986. godini prema redu vožnje za posmatrane serije vučnih vozila potreba za vučnim vozilima je iznosila 67622 vučna vozila za ostvarenje prevoza u putničkoj i teretnoj vuči kao i za izvršenje manevarskog rada. Podmirenje je

ostvareno sa 65.067 vozila ili za 2555 vučnih vozila manje. Ovaj manjak je fiktivan jer je uslovjen ostvarivanjem prevlačenja svih vozova koji su predviđeni redom vožnje, a što se ne ostvara. Naime, u teretnom saobraćaju, prema zacrtanom redu vožnje u 1986. godini ŽTO Beograd je trebao da preveže 58225 teretna voza, a stvarno u izvršenju je prevećeno 48076 voza ili 10149 voza manje od planiranih redom vožnje. Od ovog broja samo za 453 voza nije bilo lokomotiva a za 9696 voza nije bila potreba, jer nisu ni saobraćali.

Odstupanje od čvrstog reda vožnje dovodi do pojava praznog trčanja lokomotiva – reži vožnje, kojih je u

TABELA 2 – Pregled izvršenja reda vožnje u periodu VI–IX.1985. god.

Red. broj	Pokazatelj Broj voza	Broj saobraćaja mesečno		Vreme putovanja		Težina		Tehnička brzina (km/h)	Komercijalna brzina (km/h)	
		Po r.v.	Stvarni	Po r.v.	Ostvar.	Po r.v.	Stvarna		Po r.v.	Ostvarena
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	61005	30,5	23	4 h 46'	10 h 20'	1250	1194	62,41	48,55	22,47
2.	81071	30,5	23	3 h 57'	8 h 26'	1200	1052	64,41	58,85	27,66
3.	50209	30,5	25	14 h 17'	17 h 02'	1120	713	62,13	30,78	25,86
4.	81327	30,5	23	4 h 04'	11 h 57'	1250	1102	64,26	56,88	19,48
5.	51025	30,5	21	4 h 36'	9 h 23'	1200	1015	62,71	50,56	24,87
6.	61001	30,5	24	5 h 13'	11 h 57'	1250	1194	62,67	44,36	19,44
7.	91172	30,5	23	9 h 03'	10 h 36'	1120	447	65,16	49,86	42,50
8.	61005	30,5	17	2 h 03'	2 h 46'	1250	1150	61,17	50,21	37,52
9.	61011	30,5	16	2 h 13'	2 h 15'	1250	1133	60,25	46,42	32,01
10.	61013	30,5	15	1 h 43'	2 h 41'	1250	1082	63,03	59,95	39,40
11.	71400	30,5	7	2 h 43'	3 h 35'	1380	1345	57,19	25,22	20,05
12.	61223	30,5	9	2 h 40'	3 h 53'	1500	1377	53,87	25,62	17,90
13.	81456	30,5	4	2 h 53'	4 h 09'	1040	1125	60,43	38,79	28,86

Nastavak tabele 2 izvršenje reda vožnje u periodu VI–IX.85.g.

Red. broj	Obračunski rad po r.v. (10 <sup>3</sup> brtkm)	Izvršeni rad (10 <sup>3</sup> brtkm)	Prosečna angajov. snaga v.v. (KW)	% iskoriš. snage v. vozila	Specif. potrošnja		Jedinična cena		Troškovi vuče	
					po redu vožnje	izvršena	po redu vožnje	po izvr.	po redu vožnje	ostvareni
10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
1.	289,00	274,11	1245	24,41	20,99	24,06	0,22259	0,29145	64329	79889
2.	279,36	244,95	1123	22,03	20,23	23,40	0,22303	0,28938	62306	70884
3.	498,62	317,26	916	17,96	25,02	32,12	0,28543	0,41485	142321	131815
4.	289,00	254,89	1161	22,77	19,86	24,62	0,20867	0,32064	60306	81728
5.	279,36	236,37	1101	21,59	21,24	25,15	0,21162	0,31112	59118	73539
6.	289,00	275,97	1261	24,73	21,48	24,89	0,23010	0,31050	66499	85688
7.	494,14	197,03	526	10,32	19,91	86,76	0,22896	0,49116	113138	96773
8.	127,00	116,81	1176	23,06	21,46	22,89	0,22605	0,25253	28708	29498
9.	127,00	155,14	1184	23,23	22,33	24,18	0,22331	0,27134	28360	42096
10.	127,00	109,93	1128	22,13	20,62	22,51	0,21337	0,25337	27098	27853
11.	91,49	89,19	1294	25,39	24,11	25,76	0,29776	0,37090	27239	33081
12.	99,45	91,27	1387	27,04	25,60	28,26	0,29473	0,36604	29311	33408
13.	114,30	123,52	1017	26,42	19,85	20,64	0,26082	0,30605	29812	37803

1986. godini bilo 5498 slučajeva i tom prilikom je pretrčano 550.717 kilometara. Ako se zna da je prosečno dnevno trčanje lokomotiva radnog parka oko 354 km/dan, onda je lako izračunati koliko je lokomotiva više uključeno u saobraćaj zbog neredovitosti saobraćaja koja prouzrokuje potrebu za praznim trčanjem lokomotiva.

Zakašnjenja vozova u putničkom i teretnom saobraćaju, zašto bi se mogao da nabroji vleiki broj faktora, iziskuju uključivanje u rad većeg broja lokomotiva od broja planiranog po EV-40 (LO-26) a za izvršenje istog rada. Za posmatrani period prema tabeli 1. više je uključeno 3130 vučnih vozila, što svakako ne vodi stabilizaciji. Od ovog broja više uključenih vučnih vozila 185 ili 5,9% je uključeno zbog nastalih defekata na vučnim vozilima, a ostatak od 2945 ili 94,1% iz drugih razloga koji su doveli do otstupanja od reda vožnje.

U tabeli 2 prikazani su finansijski efekti ovakvog izvršenja reda vožnje za proizvoljno izabrani broj vozova, a što se odnosi i na sve ostale vozove predviđene redom vožnje, a koji u izvršenju saobraćaja odstupaju od istog.

## 2.6 Nepravilnosti pri otpremi vozova

Sve navedene nepravilnosti dovode do otstupanja od reda vožnje pa samim tim i do većeg broja pretrasiranih vozova što dovodi do velikog odstupanja od turnusa lokomotiva, zacrtanih intervala u grafikonu za planirane radove na pruzi od strane građevinske i elektrotehničke delatnosti. Ovo pretrasiranje je svakako sankcionisano brisanjem iz Pravilnika 3, o radu operativne službe, raniju aktuelnu odredbu člana 18 tačka 10 Uputstva 66 u kome je stajalo: »Najstrožije se zabranjuje pretrasiranje vozova, tj. otkazivanje redovnih i umesto njih uvođenje vanrednih vozova«. Svakako da je ovakva odredba imala svoju težinu, jer je redovitost i poštovanje reda vožnje onda bila bolja.

Usled ovakvih radnji najviše se remete intervali za radove građevinske a i planovi ostalih službi. Građevinci su u toku 1986. god. morali da traže 3.956 zatvora pruge u vremenu od 1.306.724 minuta, a odobreno im je 3.910 u vremenu od 1.299.215 minuta. Od ovog broja održano je 3256 zatvora sa ukupnim vremenom od 967.951 minut. Pored toga, zbog izvođenja radova na pruzi i pružnim postrojenjima zbog lo-

šeg stanja u toku 1986. god. uvedeno je 421 privremenih laganih vožnji sa brzinom od 10 do 70 km/h u ukupnoj dužini od 504036 m ili prosečno 1.411 metara po jednoj laganoj vožnji, što produžava vreme vožnje vozova.

Izložene nepravilnosti ukazuju na neophodnost sprovođenja niza mera kojima će se postići unapređenje tehnologije, poboljšanje uslova i rezultata rada, a time i veći doprinos stabilizaciji. Stabilizacija i ekonomski položaj ŽTO-a neće moći da se ostvaruje samo podizanjem cena i kompenzacijom, već moraju da se traže i druge mogućnosti preko unutrašnjih rezervi, racionalizaciji transportnih troškova, starajući se za postizanje najpovoljnijih efekata. Sigurno je da uveliko greše oni koji zanemaruju te efekte i oni koji ne koriste u najvećoj mogućoj meri mogućnost i osnove koje omogućavaju ostvarivanje jedinstvene akcije svih grupa koje su uključene u proces od prijema, rasformiranja, formiranja i do otpreme voza prema zacrtanom redu vožnje.

(Adresa: Danilo PAUNOVIĆ, dipl. inž. ŽTO Beograd)

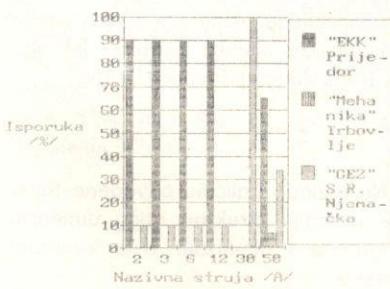
# Uticaj granulacije punjenja na kvalitet VN osigurača za putničke vagone na JŽ

UDK 625.23:621.337.2:65.012.122

Mr Marko DUMOVIĆ dipl.ek. inž.

## 1 UVOD

Zaštita visokonaponskog dijela električnog postrojenja za grijanje putničkih vagona od struja kratkog spoja i preopterećenja obavlja se pomoću glavnog osigurača 30 ili 50 A 3000 V, i osigurača strujnih krugova od 2, 3, 6 i 12 A 3000 V. Na slici 1. prikazan je procenat učešća pojedinih proizvođača u isporuci osigurača za JŽ vagone. Kvalitet koji treba da ispunjavaju ovi osigurači definisan je preporukama IEC-77, UIC-552 i standardom JŽS V2-297.



Slika 1 – Isporuka VN osigurača za električno grijanje putničkih vagona na JŽ.

Prilikom analize djelovanja osigurača naročito pažnju treba обратити на:

- prepone koji se javljaju na njegovim krajevima prilikom prekidanja luka;
- dužinu prekidanja luka i eventualni proces ponovnog uspostavljanja;
- rasipanje dobijenih rezultata;
- prekidanje bez oštećenja, eksplozije, pojave dima, gasova i varničenja;
- temperature delova osigurača.

Jedan od elemenata koji utiču na prethodno navedene karakteristike osigurača je i granulacija pijeska koji se koristi kao sredstvo za gašenje luka.

## 2 RAD OSIGURAČA U POSTROJENJU ZA ELEKTRIČNO GRIJANJE

Vagon se napaja električnom energijom potrebnom za grijanje, iz kontaktnog voda preko lokomotive. Postojanje za zagrijavanje vagona može biti sa centralnim izmenjivačem toplove koji je smješten ispod vagona i sa pojedinačnim grijaćima koji su smješteni u unutrašnjosti odeljka. Pojednostavljena šema postojanja za grijanje vagona data je na slici 2. Postrojenje se sastoji iz više susednih krugova sa grejačima koji su u zavisnosti od dovedenog napona spajaju u redovnu, redno-paralelnu ili paralelnu vezu kako bi snaga koja se razvija u električnom kolu ostala nepromijenjena. Grijaci se rade od otpora koji se neznatno mijenja sa promjenom temperature.

U momentu prekida struje kratkog spoja ili preopterećenja njena vrijednost iznosi:

$$i = \frac{1}{\omega L + R} \left( \int_0^t u \cdot dt - \int_0^t u_0 \cdot dt \right) \dots 1$$

Osnovna komponenta struje je

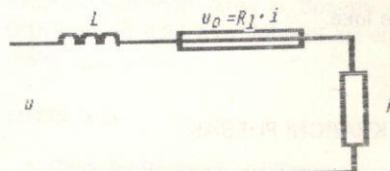
$$i = \frac{B}{\sqrt{(R+R_1)^2 + (\omega L)^2}} \sin(\omega t - \varphi + \Delta\beta) \dots 2$$

$\beta$  – ugao početka prekidanja struje dovoljno veliki da inicira osigurač,

$\Delta\beta$  – ugao koji obuhvata vrijeme od početka do potpunog gašenja luka.

Prilikom prekidanja struje javljaju se prepone koji su posledica transformacije postojeće elektromagnetske energije u elektrostatičku. Vrijednost prepone na krajevima osigurača зависи u prvom redu od vrijednosti induk-

tiviteta u strujnom kolu. Kako su svi potrošači u kolu za grejanje putničkih vagona otpori, induktivitet se može smatrati zanemarljivim. Ipak, prema važećim preporukama IEC i UIC kao i JŽ standardima Ispitivanja VN osigurača obavljaju se pri faktoru snage  $\cos \phi = 0,1$  jer na visinu prenapona utiče i vrijednost materijala od kojeg je izrađen topljivi dio.



R – ekvivalentni otpor strujnog kruga  
R<sub>1</sub> – otpor osigurača  
L – induktivnost strujnog kruga

Slika 2 – Ekvivalentna šema strujnog kruga postrojenja za grijanje vagona

Utvrđeno je da je energetski bilans topljenja i isparavanja topljivog elementa za razne materijale konstantan:

$$\int_{t_0}^{t_1} I^2 \cdot dt + k \cdot S^2 \dots 3$$

K – konstanta materijala,  
S – presjek topljivog elementa.

Struja koju osigurač propusti prilikom prekidanja kratkog spoja zavisi od presjeka topljivog elementa, brzine porasta struje i trenutka nastanka dejstva osigurača. Pri prekidanju struje kratkog spoja topljivi umetak se naglo širi u vidu eksplozije tako da razvoj i gašenje luka zavisi, u prvom redu, od sastava i granulacije pijeska kao osnovnog sredstva za gašenje luka. Tom prilikom dolazi do formiranja topljivog

jezgra u provodniku koji u otklopljenom valju isparava i na visokim temperaturama eksplodira.

Suprotno prekidanju kratkog spoja, kod prekidanja struja preopterećenja postrojenja za grijanje vagona, smanjeno je trajanje luka i rastapajuća toplo-tina energija je mala. Kod jednolikog presjeka topljivog umetka, pri minimalnim strujama topljenja zagrijavanje osigurača je najveće u srednjem dijelu gdje se formira prvi elementarni luk. Pregaranjem topljivog umetka luk se dalje širi po uzdužnoj osi osigurača. Kako bi se ovo izbjeglo rade se osigurači sa nejednakim presjekom topljivog elementa kako bi, prilikom prekidanja došlo do pojave luka na više mjesta.

Prenaponi koji se javljaju na krajevima osigurača prilikom prekidanja luka, zavise od prečnika i dužine topljivog elementa. Osim toga veličina i kvalitet granulacije pjesaka omogućavaju stvaranje komora koje oblikuju stazu električnog luka i na taj način uticu na njegovu veličinu i trajanje. Broj i veličina komora elementarnih lukova takođe zavisi od granulacije sredstva za gašenje luka.

### 3 KVARCNI PIJESAK

Kao osnovno sredstvo za gašenje luka upotrebljava se kvarcni pjesak ( $\text{SiO}_2$ ) koji je hemijski stabilan i vatrostalan. Za analizu procesa prekidanja struja u osiguraču interesantno je da na temperaturama  $1300\text{--}1600\text{ }^\circ\text{C}$  kvarc prelazi u  $\alpha$  kristobalit odnosno  $\alpha$  tridimit i prouzrokuje povećanje zapremine za oko 15%. Prilikom prekidanja luka kvarcni pjesak se razlaže na  $\text{SiO}_2$  i  $\text{O}$  koji se prilikom hlađenja osigurača opet sjedinjene u  $\text{SiO}_2$ . Međutim specifična težina  $\beta$  kvarcnog pjeska prelazi sa 2,61 prije prekidanja na 1,98 poslije prekidanja. Ova promjena prouzrokuje stezanje kanala električnog luka. Međutim usled pritiska ili eventualnih primjesa u pjesku kristalne promjene kvarcnog pjeska odvijaju se i pri nižim temperaturama (oko  $900\text{ }^\circ\text{C}$ ). Potrebno je da kvarcni pjesak bude bez primjesa koje će snizavati temperaturne tačke njegove modifikacije i kako bi se hlađenje luka obavljalo sa što većim angažovanjem punjenja i što boljom apsorcijom metalnih para.

Opseg karakteristika  $\text{SiO}_2$  je veoma širok kod istog hemijskog sastava kvarcnog pjeska različitog porijekla. Zbog toga se preporučuje nabavka pjeska od istog proizvođača kako na bi došlo do rasipanja karakteristika osigurača usled različitih karakteristika kvarcnog pjeska istog hemijskog sastava.

### 4 GRANULACIJA

Sitna granulacija kvarcnog pjeska formira istopljenu kvarcnu masu u obliku cilindra oko topljivog umetka (provodnika) i na taj način smanjuje uticaj ostalog dijela punjenja na gašenje luka. Usled toga dolazi do koncentracije metalnih para i stabla luka u uskom kanalu što dovodi do dejonizacije tog prostora i povećanja napona luka. Na taj način javlja se težnja ka ponovnom uspostavljanju luka u metaliziranom kanalu koji nije dejonizovan što ima za posledicu stvaranje nedozvoljenih prenapona na krajevima osigurača. Ovaj prenapon je funkcija: dužine provodnika, dužine parcijalnog luka, struje i prečnika kanala. Granulacija pjeska utiče na broj parcijalnih lukova, djeonizaciju stabla luka i hlađenje što ima za posledicu direktni uticaj na vrijednost prenapona na krajevima osigurača kao i na vrijeme prekidanja luka.

Međutim, sa znatnim povećanjem zrna  $\text{SiO}_2$  formira se niz uzastopnih komora koje uticu na produženje trajanja luka ali sa druge strane povećana granulacija omogućava brže toplotno rasterećenje. U slučaju rasprskavanja i isparavanja djelova metala u komorama potreban je veći prostor za proces dejonizacije para u samom osiguraču.

Usled visokih temperature dolazi do stezanja pjeska i naglog povećanja pritiska u unutrašnjosti osigurača što imaju za posledicu smanjenje stepena ionizacije. Povećana granulacija, znači, u prvom trenutku utiče na rastezanje luka i njegovu dejonizaciju difuzijom, a potom na stezanje i dejonizaciju luka rekombinacijom. Posledica ovog procesa je produženo trajanje luka sa smanjenom vrijednošću usled dejonizacije.

Samо punjenje osigurača pjeskom treba da se odvija na posebnoj mašini uz stalne vibracije promjenljive frekvencije kako bi se postiglo ravnomjerne slijeganje pjeska u unutrašnjosti.

Energetski bilans osigurača prilikom prekidanja je:

$$\frac{dQ}{dt} = u_1 \cdot i - P \quad \dots \dots \dots 4.$$

$$S_1 \cdot c \cdot \frac{dv}{dt} = u_1 \cdot i - P \quad \dots \dots \dots 5.$$

$S_1$  – površina kanala luka po jedinici dužine,

$c$  – toplotni kapacitet kvarcnog pjeska,

$u_1$  – gradijent luka,

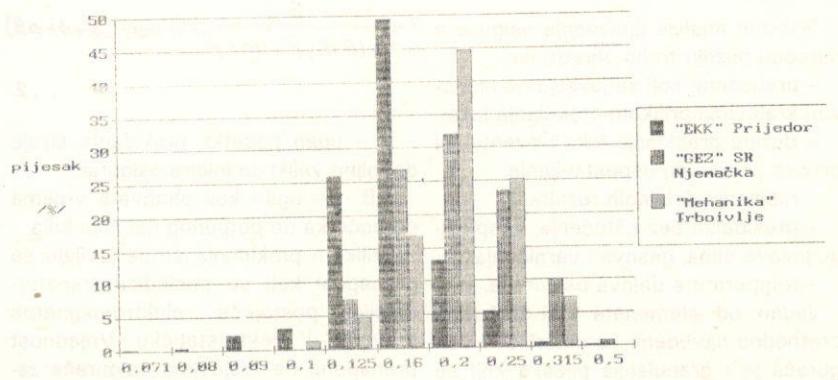
$i$  – struja luka,

$P$  – snaga po jedinici dužine luka.

Uslov za gašenje luka je manja struja i uspješno odvođenje toplote što se uspješno rešava povećanjem unutrašnje zapremine osigurača i povećanom granulacijom pjeska. Da bi se luk ugasio treba da je zadovoljen uslov:

$$\frac{dQ}{dt} < 0 \text{ tj. } u_1 < \frac{P}{i} \quad \dots \dots \dots 6.$$

Na brzinu i količinu odvedene topotne energije direktno utiču dimenzije osigurača i dimenzije zrna kvarcnog pjeska.



Slika 3 – Granulometrijski sastav punjenja osigurača.

Granulometrijski sastav uzoraka kvarcnog pjeska iz osigurača 2, 3, 6, 10, 12 i 50 A, 3000 V koje proizvodi GEZ i EKK Prijedor kao i osigurača 50 A prozvodnje Mehanike iz Trbovlja određen je pomoću mehaničkog uređaja za klačenje, proizvođača VEB MLW Labortechnik imenau Thyr 2. Utvrđeno je da svi proizvođači koriste istu vrstu pjeska bez obzira o kojoj se vrsti osigurača radi. Prosječna vrijednost granulacije zrna prema pojedinim prozvođačima data je na slici 3. Prosječni gubici prilikom prosijavanja iznosili su oko 0,9% što je u skladu sa teorijskim zahtjevima (0,5 – 1%) te se dobijeni rezultati mogu smatrati prihvatljivim.

## 5 ISPITIVANJE OSIGURAČA

Ispitivanje osigurača prozvodnje GEZ i Mehanika obavljeno je u okviru komiteta ORE B 108 međunarodne željezničke unije u Miljanu 1986 godina dok je ispitivanje osigurača prozvodnje Elektro keramičkog kombinata iz Prijedora obavljeno u laboratorijama »Rade Končar« u Zagrebu.

Prilikom ispitivanja osigurača GEZ 12 A GA i 10 A prilikom prekidanja struja kratkog spoja od 2200 i 450 A kao i 10 puta većih nominalnih struja od 22 opita 14 opita se završilo eksplozijom osigurača. Prenaponi pri ogledima kratkog spoja kretali su se kod osigurača 10A od 8,4 kV do 11,4 kV a kod osigurača 12A oko 8,8 kV, pri naponu napajanja 3,7 kV.

Kod ispitivanja osigurača 2, 3, 6 i 12 A proizvodnje EKK Prijedor pri prekidu struja od 5 kA od 15 opita 11 opita završen je eksplozijom ili dimom i propaljivanjem kroz indikator. Prenaponi su se kretali oko 3400 V pri naponu od 3000 V.

Ispitivanja osigurača 50 A 3000V proizvodnje Mehanike iz Trbovlja pokazao je najbolje rezultate. Ovakvi rezultati pripisuju se u prvom redu konstrukciji osigurača, povećanim dimenzijama i ujednačenoj granulaciji zrna pjeska. Na ovaj način omogućeno je brže odvođenje luka i toplotno rasterećenje. Granulacija pjeska imala je direktni uticaj na formiranje parcijalnih lukova kao i na aktivnije učešće celokupnog punjenja osigurača na gašenje luka. Međutim 0,25 mm zrna pjeska imala su za posledicu da se prilikom prekida manjih struja (5 nominalnih struja – 300 A) javila u tri opita (od četiri izvedena) težnja ka ponovnom uspostavljanju i održavanju luka. Pri ovom ispitivanju prenaponi koji su se javili na osiguraču kreću se oko 3,9 kV. Vremena prekidanja luka bila su oko dva puta duža nego kod prekidanja luka istih osigurača prozvodnje GEZ.

Do razlike u dobijenim rezultatima nije došlo samo zbog različite granulacije pjeska kod raznih proizvođača, već i zbog različitih konstruktivnih osobina. Ipak dobijeni rezultati i provedena ispitivanja osigurača i granulacije zrna punjenja osigurača, ukazuju na određenu zavisnost i uticaj granulacije na rad osigurača.

## 6 ZAKLJUČAK

Na osnovu rezultata ispitivanja i analize granulacije kvarcnog pjeska osigurača utvrđeno je da sitna granulacija zrna pjeska, prilikom prekidanja struja kratkog spoja, formira oko istopljenog umetka istopljenu kvarcnu masu u obliku cilindra u kojem dolazi do koncentracije stabla luka, povećanog pritisaka i smanjenja angažovanje cleokupnog punjenja u gašenju luka, absorbovanju metalnih para i odvođenju toplote. Zrna pjeska manja od 0,16 mm omogućavaju prethodno opisanu pojedušu na kraju rezultira eksplozijom osigurača. Ovo je posebno izraženo kod osigurača manjih dimenzija, gdje nije obezbijeđeno dobro odvođenje topline i aktivno učešće punjenja u apsorpciji metalnih para i gašenja luka.

S druge strane, povećanjem zrna punjenja osigurača formira se niz komora koje utiču na produženje trajanja luka ali i na brže toplotno rasterećenje što se jasno moglo zaključiti prilikom ispitivanja osigurača Mehanike iz Trbovlja. Sa veličinom zrna u opsegu od 0,16 mm do 0,25 mm dobijeni su optimalni rezultati.

## LITERATURA

1. Office for Research and Experiments of the UIC B 108 RP. 15
2. »Poznavanje elektrotehničkog materijala«, inž Radovan Marković, Naučna knjiga 1985.

(Adresa: Mr Marko DUMOVIĆ Zajednica Jugoslovenskih železnica Beograd, Nemanjina 6)

# Prilog metodologiji izrade Imenika materijalnih sredstava Jugoslovenskih železnica

UDK 658.78.011.56.012.21:681.177

Aleks RADOVIĆ, dipl. inž.

## UVOD

Primena računara opšte namene za početa je krajem 50-tih godina u automatizaciji knjigovodstvene i finansijske funkcije privrednih organizacija. Automatizacija je obuhvatila: opšte knjigovodstvo, praćenje stanja zaliha sirovina, delova, gotovih proizvoda, praćenje i kontrola uplata i isplata, fakturisanja, obračun plata i sl.

Osnivanjem, polovinom 60-tih godina, elektronskih računskih centara na JŽ, među prvim primenjenim aplikacijama bile su one iz oblasti materijalnog poslovanja i pregleda stanja rezervnih delova.

Za te potrebe urađeni su šifarnici rezervnih delova. Organizacija šifre je kod svih ERC-a bila ista. Međutim, zbog nepostojanja koordinacije među ŽTO-ima, došlo se do toga da svaki ŽTO ima različitu šifru.

Od polovine sedamdesetih godina pokrenuto je pitanje unifikacije železničke šifre. Na osnovu tih zahteva u Aranđelovcu, marta 1985. godine, radna grupa predstavnika svih ŽTO-a i ERC-a izradila je projektni zadatak »Jedinstveni Imenik materijalnih sredstava JŽ«.

Osnovni cilj izrade Imenika i njegova buduća jedinstvena primena, bila bi stvorena mogućnost za korespondenciju i informacionu povezanost među ŽTO-ima u oblasti upravljanja zalihami.

Predviđeno je bilo da takav Imenik može da posluži kao osnova za rešavanje problema iz oblasti materijalnog poslovanja, nabavke, održavanja, tehničkih i ekonomskih odnosa.

Ovaj rad ima za cilj da ukaže na neke aspekte Imenika koji nisu obrađeni na sastanku u Aranđelovcu.

U celini gledano, osnovni aspekti ko-rišćenja Imenika su:

- Upravljanje zalihami i nabavka
- Materijalno poslovanje
- Tehnički aspekt

Da bi ova materija mogla da se sa-gleda u potpunosti potrebno je ukazati na specifičnosti koje karakterišu železnicu.

Osnovne karakteristike, koje železnicu, kao veliki tehničko-tehnološki sistem, izdvaja od drugih grana privrede i saobraćaja su svakako:

- Veliki broj raznovrsnih materijalnih sredstava izuzetno velike tržišne vrednosti i visokog stepena integralnosti.
- teritorijalna rasprostranjenost procesa proizvodnje
- karaktera proizvoda rada tj. nematerijali tj. nematerijalizovanosti saobraćajne usluge.

Uloga funkcije održavanja na železnicu je specifičnija, jer ona predstavlja osnovni preduslov za ostvarivanje procesa rada, tj. pružanje saobraćajne usluge.

Za razliku, od recimo organizacije materijalne proizvodnje, gde zalihe predstavljaju materijale izrade koji se ugrađuju u proizvode, sirovine, repro-materijal itd., a takođe i zalihe nedovršenih i gotovih proizvoda, na železnicu, zalihe su najvećim delom u funkciji održavanja sredstava rada.

To se pogotovu vidi kad se zna da, preko 85% vrednosti zaliha na JŽ predstavljaju materijali i rezervni delovi. S druge strane, karakter proizvoda rada na železnicu, tj. nematerijalizovanost saobraćajne usluge, svodi zalihe na pogonsko gorivo i pomoćne materijale čije je učešće u ukupnim zalihami manje od 15%.

Racionalno obezbeđivanje materijala i rezervnih delova predstavlja osnov za ostvarivanje funkcije održavanja i mogućnosti za oslobođenje velikih materijalnih sredstava. S obzirom na inflaciju i dugo vreme obrta materijalnih zaliha od oko 3,5 godine, sadašnja tržišna vrednost zamrznutih obrtnih sredstava na JŽ je ogromna.

Teritorijalizacija ŽTO-a i potpuno oslanjanje na sopstvene snage, višestruko umnožava minimalne količina rezervnih delova i materijalnih zaliha i doprinosi visokom stepenu neekonomičnosti poslovanja.

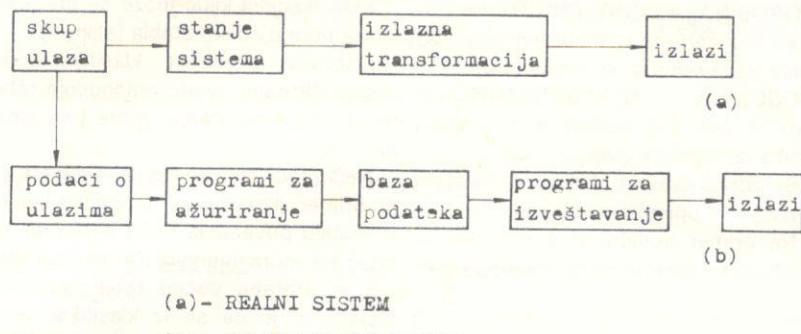
S druge strane, stalno se povećava imobilizacija voznih sredstava zbog nedostatka rezervnih delova. Međusobna razmena i zajednička nabavka rezervnih delova je zanemarivo mala.

U svim dokumentima na JŽ (Elaborat o unapređenju održavanja, Sporazum 206 o zajedničkoj nabavci i međusobnoj razmeni rezervnih delova, skopova i uređaja, Sporazumu JŽ-Đuro Đaković-Genex-Feroelektron itd.) u kojima se daju pravci akcije ka poboljšanju funkcije održavanja, jedno od prvih mesta zauzima izrada jedinstvenog Imenika materijalnih sredstava JŽ.

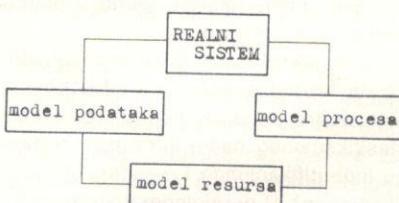
Proces održavanja na železnicu karakteriše složenost i ogromna količina informacija koje je potrebno obraditi radi donošenja odgovarajućih odluka. Obrada informacija u velikom i razuđenom sistemu, kao što je železница nezamisliva je bez daljeg razvoja informacionih sistema i primene računara.

## INFORMATIČKI PRISTUP IZRADI IMENIKA

Da bi u potpunosti mogao da se shvati značaj i uloga jedinstvenog Ime-



Slika 1 – IS kao model realnog sistema



Slika 2 – Koncept IS

nika materijalnih sredstava potrebno je ukazati na savremeni pristup projektovanju informacionih sistema, s obzirom da Imenik treba da predstavlja osnovu za izgradnju baze podataka za sve navedene primene.

Informatika, i u okviru nje, projektovanje informacionih sistema, doživela je u veoma kratkom vremenskom periodu, veoma buran razvoj. U početku se projektovanju informacionih sistema prilazio kao »umetnošću«, i gde je od pojedinaca i njegove umešnosti zavisio uspeh projekta. Danas je projektovanje informacionih sistema naučna grana, gde se kroz inženjersku praksu, došlo do standardne metodologije projektovanja.

Informacioni sistem predstavlja model odgovarajućeg dinamičkog realnog sistema (slika 1).

Osnovni problem kod projektovanja informacionog sistema je savladavanje složenosti realnog sistema. U standardnoj metodologiji projektovanje IS realni sistem se predstavlja preko nekoliko koncepta (slika 2)

gde su koncepti:

**1) model podataka** – modeliranje statičkih karakteristika stanja sistema, tj. model podataka je strukturani skup informacija o prošlosti i sadašnjosti sistema potrebnih da bi se pod dejstvom budućih poznatih ulaza mogle predvideti buduća stanja i izlaz iz sistema.

informaciju obično kada mu ona nije više potrebna.

Ovakav način klasičnog pristupa projektovanju IS nalazi primenu u praksi za sisteme u kojima su strogo definisane funkcije i procesi i gde se javlja veliki broj poznatih transakcija, kao što je bankarsko poslovanje, rezervacija mesta kod avio prevoznika i gde već duže godina postoje aplikacije koje zadovoljavaju.

Pristupu IS kod kojih nije moguće unapred precizirati vrste obrade, tj. upite, pristupa se na savremen način uz pomoć modela podataka druge generacije. Za podršku ovim modelima podataka danas postoji u svetu razvijen softer koji se sastoji od Sistema za upravljanje bazom podataka, jezika četvrte generacije, semantički bogatih, bliskim prirodnim jezicima, jezika upita, generatorima aplikacija, itd. Ovaj softer je zasnovan na relacionom modelu i uglavnom podržava standard relationalnog upitnog jezika, SQL. Ovakav softer, nalazi sve veću primenu u svetu pa ga i kod nas naši računski centri poseduju (CA Univers, COK Bgd IMS-ERC Sa, MAPPER-PI LJ).

U terminologiji IS svaki model podataka sastoji se od:

- Strukture
- O graničenju
- operatora

Struktura podataka, odnosno međusobno povezivanje podataka je osnovni način njihove interpretacije.

Bazna interpretacija podataka realizuje se definisanjem tipova ili kategorija, i njihovih osobina. Tip ili kategorija su na primer u slučaju Imenika REZERVNI DEO a osobine tipa su NAZIV DELA, ŽELEZNIČKA ŠIFRA, KATALOŠKI BROJ, BROJ CRTEŽA, itd.

Često je nemoguće da se podaci definisu samo preko strukture. Zato se uvodi skup pravila za opis ograničenja.

Šema modela podataka (struktura i ograničenja) opisuje statičke karakteristike modela podataka, odnosno realnog sistema. Potpuna interpretacija podataka zahteva i opis dinamičkih karakteristika sistema, tj. opis promena stanja sistema i opis izlaznih transformacija. Zato svaki model podataka mora da sadrži i skup operatora za opis promene stanja sistema (ažuriranje baze podataka) i opis izlaznih transformacija (izveštavanje).

Sistem za upravljanje bazom podataka je softer, koji u sebi sadrži sredstva

za opisivanje šeme modela podataka (strukture i ograničenja) i skup operatera za prevođenje baze podataka iz jednog stanja u drugo.

Da bi se ova terminologija upotrebila potrebno je uvesti i pojam ključa K.

Ključ K nekog tipa je takva kolekcija njegovih osobina (atributa) koje nezavisno od vremena zadovoljava sledeće uslove:

ŽELEZNIČKA ŠIFRA	NAZIV	KATALOŠKI BROJ
------------------	-------	----------------

Kandidati za ključ u ovakvom slogu su ŽELEZNIČKA ŠIFRA I KATALOŠKI BROJ. Jasno je da je primarni ključ ŽELEZNIČKA ŠIFRA.

U modelima podataka prve generacije pojavljivale su se određene anomalije.

Tako, na primer, u slučajevima šifarnika ne postoji zasebna rubrika KATALOŠKI BROJ, tj. ako ga i ima (COK-Bgd) on je pridružen NAZIVU DELA tako da je onemogućen pristup bazi podataka preko kataloškog broja. To nije čudno, jer se u modelima prve generacije ne može izgraditi baza podataka ako neka polja u slogu ostaju prazna (što je kod nas slučaj jer ne postoje katalozi za sva sredstva).

U modelima druge generacije postoji mogućnost delimičnog prevazilaženja ovog problema. Pri projektovanju baze podataka puna pažnja mora da se posveti integritetu baze podataka. Pod tim se podrazumeva nepostojanje mogućnosti različitog tumačenja identičnih podataka.

#### ORGANIZACIJA ŽELEZNIČKE ŠIFRE

Železnička šifra predstavlja primerni ključ preko koga se pristupa bazi podataka Imenika. Iz tih razloga organizacija šifre predstavlja najveći problem koji je potrebno razrešiti pri izradi Imenika.

Svaka šifra (ključ, identifikator) ima dve osnovne namene: identifikaciju zapisa (sloga) i klasifikaciju zapisa.

U principu postoje tri sistema šifriranja: Sistem čiste identifikacije, sistem klasifikacije i paralelni sistem šifriranja.

a) **Sistem čiste identifikacije:** Ključ u ovakvom sistemu šifriranja ima isključivo ulogu identifikatora. U njemu se ne nalaze nikakve dodatne informa-

OSOBINA JEDINSTVENOSTI: ne postoje dva entiteta u skupu entiteta koji imaju istu vrednost K-komponente.

OSOBINA NEREDUDANTNOSTI: Ako se bilo koji atribut iz K izostavi gornja osobina se gubi.

Svi drugi atributi koji nisu ključevi nazivaju se opisnim podacima.

Na primer matični slog Imenika po predloženoj metodologiji ovako izgleda

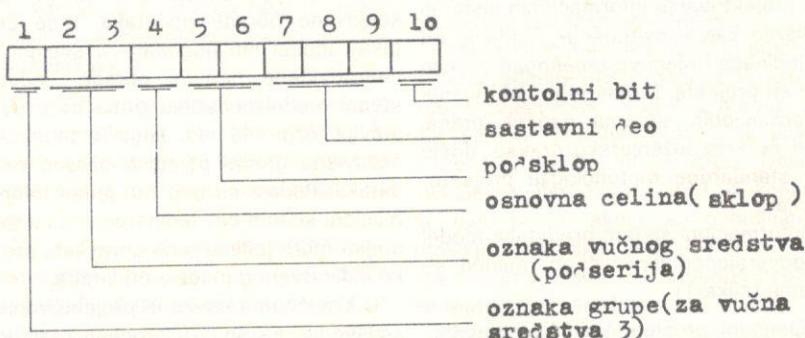
Klasifikacioni ključ može se predstaviti grafom u obliku stabla (slika 4)

Osnovna prednost klasifikacionog načina šifriranja je što omogućuje relativno lako analiziranje grupa i podgrupa.

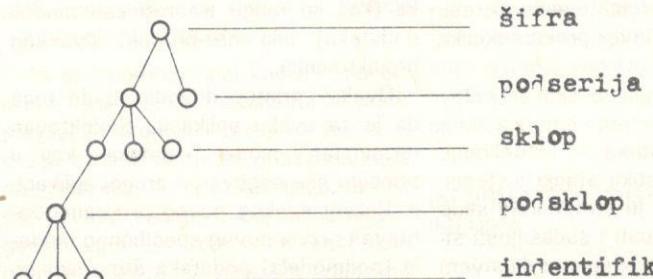
Nedostaci su mu što je neelastičan na primer, ako imamo 10 oznaka serije, u slučaju povećanja broja serija na 11 ključ se mora menjati. Drugi nedostatak je potreba većeg broja znakova. Očigledno je da se iz klasifikacionog ključa identifikacioni brojevi ne mogu izvući kao posebna celina, jer oni predstavljaju identifikatore samo u okviru grupe najnižeg nivoa.

c) **Paralelni način šifriranja** pokušava da kroz dve paralelne šifre kombinuje dobre osobine identifikacionog i klasifikacionog način šifriranja (kratkoču identifikacionog i razuđenost klasifikacionog). U paralelnom sistemu šifriranja obično je prvo polje sloga identifikacioni ključ dok je sadržaj jednog od ostalih segmenata sloga klasifikacioni ključ. Za obrade u kojima je značajna samo identifikacija sloga koristi se samo identifikacioni ključ i ne mora se baratati sa dugačkim klasifikacionim ključem (slika 5).

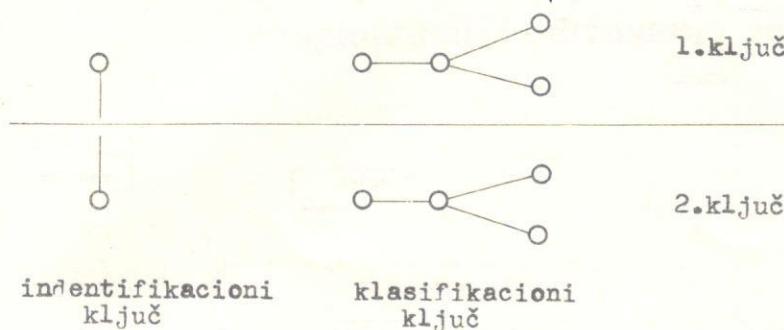
Na sastanku u Aranđelovcu u martu 1985. koncipiran je projekt jedinstvenog Imenika mat. sredstava. U tom



Slika 3 – Šifra za vučna vozila



Slika 4 – Klasifikacioni ključ u obliku grafa



Slika 5 – Paralelno šifriranje

projektu usvojen je klasifikacioni način ničkoj šifri, tako da se direktni odgovor na ovakve upite ne može dobiti.

Glavni razlog za primenu ovog načina šifriranja je neupotrebljivost dosadašnjih šifarnika za tehničke potrebe. Nepostajanje Kataloga rez. delova za pojedina sredstva i nedostatak odgovarajuće tehničke dokumentacije i njena nesistematičnost uslovili su da se izabere ovaj način šifriranja.

S ovakvom organizacijom šifre svaki deo se definije jednoznačno u odnosu na sredstvo u kom se nalazi. Ova šifra čak omogućuje da se donekle prevaziđe problem nepostojanja kompletног i ažurnog kataloga (kao na pr. kod lok. 441).

S druge strane ova šifra ima i određene nedostatke. Glavni nedostatak šifre je što se s njom neidentificuje jednoznačno rezervni deo kao objekt.

Na primer za lokomotive iste serije a različitih podserija isti delovi imaju različite šifre. Za različite tipove kola koja recimo imaju ista obrtna postolja, odbojnike, rasporednik, itd., svi ti isti delovi biće različito šifrirani.

Drugi nedostatak je problem neelastičnosti šifre. Recimo kod lokomotive 441 postoji već osam podserije. Šifra omogućava postojanje deset podserija. Kroz izvesno vreme može se očekivati pojava »pučanja šifre«.

Ako se gradi baza podataka sa ovako predloženom organizacijom šifre pojavice se određene anomalije. Recimo moći će se postavljati upit o delovima na jednom određenom sredstvu, ali kod postavljanja upita »koliko istih delova se nalazi u skladištu ili poseduje pojedini ŽTO« nastaje problemi. Za odgovor na takve tipove upita biće potrebno ući u bazu podataka preko sekundarnog ključa – kataloškog broja, međutim, količine delova su po predloženoj metodologiji, razvrstane po želez-

ničkoj šifri, tako da se direktni odgovor na ovakve upite ne može dobiti.

S aspekta nabavke i upravljanja zalihamama bilo bi poželjnije da je rezervni deo kao »objekt« jednoznačno određen. Za nabavku bi bilo poželjno da šifra »nosi« podatak, recimo da li je deo uvozni ili domaći, o kakvom delu se radi (da li je metatska roba, itd.).

Stanovišta materijalnog poslovanja zadovoljivo bi i identifikacioni način organizacije šifre. Dosadašnja primena šifarnika bila je i jedino u materijalnom poslovanju.

#### ISKUSTVA RAZVIJENIH ŽELEZNIČKIH UPRAVA

Informacioni sistem iz oblasti upravljanja zalihamama primenjeni su u svim razvijenim železničkim upravama, jasno je da oni imaju širi značaj, jer predstavljaju elementarni informacioni podistem proizvodnih privrednih organizacija uopšte.

Zajednička karakteristika kod svih razvijenih železničkih uprava je da se kompletna dokumentacija (spisak sastavnih delova, crteži, tehničke specifikacije, komercijalni katalozi, itd.) stiču na jednom mestu i da je klasifikacija i kodiranje rezervnih delova (aktivnost izrade kataloga) centralizovana.

Karakteristika je takođe da su razvijeni odvojeni informacioni podsistemi za održavanje sredstava.

Recimo na Japanskim železnicama sistem za nabavke je u grupi sa sistemom za obračun i knjigovodstvo i sistemom kadrovske evidencije a odvojeni su sistem za održavanje voznih sredstava i sistem za održavanje pružnih postrojenja.

Na francuskim železnicama pored sistema za rezervaciju mesta i sistema

centralizovanog upravljanja teretnim saobraćajem postoji i centralizovani sistem upravljanja skladištima.

Interesantno je iskustvo Italijanskih železnic. Klasifikacija i kodifikacija rezervnih delova na Italijanskim železnicama organizovana je u okviru dlekcije »Generalnog kataloga«. Postoje dva kriterijuma klasifikacija rezervnih delova. Prvi kriterijum se napušta i prema njemu se rezervni deo, karakteriše dugim nazivom u kome je sadržana funkcija, položaj i tehnička karakteristika dela.

Prema drugom kriterijumu opis dela sadrži samo elemente potrebne za nabavku, upravljanje i računovodstvo. Ovakav kriterijum je namenjen prvenstveno delatnosti snabdevanja tne zadovoljava potrebe u oblasti popravke delova koja zahteva jednostavnu i laku identifikaciju komponente koju treba zamjeniti.

Da bi se to prevazišlo urađeni su posebni katalozi sa crtežima za identifikaciju svakog potrebnog dela.

#### ZAKLJUČAK

Na osnovu ovog kratkog prikaza i na osnovu iskustva razvijenih železničkih uprava jasno je da rad na Imeniku materijalnih sredstava treba posmatrati kao jedinstvenu aktivnost koja se mora profesionalno i stalno raditi.

Dalje aktivnosti u izradi Imenika potrebno je sinhronizovano voditi u dva osnovna pravca.

Jedan je pravac dalja razrada metodologije Izrade Imenika i samo kreiranje Imenika, a drugi je pravac stvaranje organizacione strukture čiji bi stalni i jedini posao bio dorade i ažuriranje Imenika i njegova primena.

Što se tiče ovog prvog pravca delatnosti potrebno je predloženu metodologiju dalje razvijati kroz izradu Imenika, doraditi i po potrebi izmeniti.

Planom NID-a predviđena je Izrada Imenika za vozna sredstva i to lokomotiva serije 441, 461 i lokomotiva serija General Motors.

Projektni zadatak za ovu studiju predviđeo je popunjavanje obrazaca sa podacima o svim sastavnim delovima po metodologiji i faze studije Imenika. To su podaci o kataloškom broju, nazivu dela, nazivu na jeziku proizvođača, broju crteža, br. pozicije, br. komada, oznaci standarda itd.

Projektni zadatak ne treba na tome da se završi. Ti podaci treba da se smatraju kao osnova za izgradnju modela podataka. Na osnovu ovih podataka i namene Imenika Projektni zadatak treba proširiti zadatkom logičnog projektovanja baze podataka.

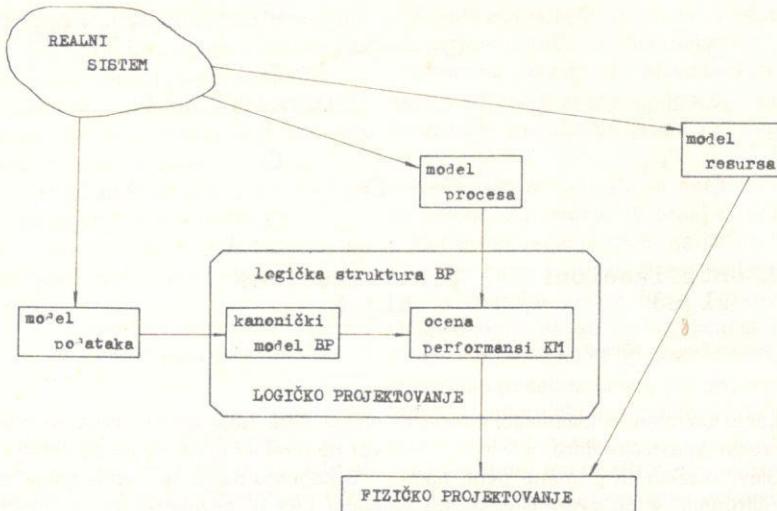
Na osnovu podataka o delovima koji će se tom prilikom prikupiti i s obzirom na aspekte korišćenja, biće moguće usvojiti na koji će se način definisati model podataka. Model podataka može biti definisan kao integralni model celokupnog sistema ili kao skup (korisničkih) podmodela. Na iskustvu stranih železničkih uprava vidimo da je usvojen drugi način, jer kao što je i napred izloženo teško je tahnički aspekt i aspekt zaliha i nabavke uskladiti. Treba imati u vidu, da su ovi sistemi u stranim železnicama, razvijeni mnogo ranije i da se njihov razvoj zasnivao na klasičnom pristupu projektovanju IS.

Problem železničke šifre moći će u potpunosti biti sagledan, na osnovu obrađenih podataka (između ostalog i redundansa podataka, tj. količina delova koji su isti kod različitih lokomotiva). Iz prethodnog prikaza načina šifriranja trebalo bi usvojiti, paralelan način šifriranja, da šifra ima dva polja, identifikaciono i klasifikaciono. Takođe je jasno a i s obzirom na našu situaciju (nedostatak kataloga i nesređena tehnička dokumentacija) da jedan deo šifre mora da bude klasifikacioni, da zadovolji tehnički aspekt, tj. funkcionalno definišanje dela kako je i predloženo u izrađenoj studiji I faza Imenika mat. sredstava JŽ.

Na osnovu analize koja će se dobiti studijom-II.faza Imenika mat. sredstava JŽ, bićemo u mogućnosti da prime-nimo informatički pristup projektovanju baze podataka.

Na slici 6 je dat opšti pristup projektovanju baze podataka. Iz slike vidimo da se na osnovu modela podataka projektuje kanonični model baze podataka.

Kanonični model baze podataka je strukturirani skup međusobno povezanih podataka minimalne logičke redundanse (višestrukog pamćenja istih podataka), nezavistan od konkretnog sistema za upravljanje bazom podataka.



Slika 6 – Opšti pristup projektovanju baze podataka

Kanonički model BP treba da predstavlja najpogodniji model za sve moguće programe za ažuriranje i programe za izveštavanje u datom sistemu. Kako je on »u proseku« najbolji on nema najbolje karakteristike za konkretnе obrade, obrade koje će se s njim stvarno raditi. Njegovo prilagođavanje konkretnim obradama vrši se u sledećem koraku – »ocena performansi kanoničnog modela«. Na osnovu modela procesa, koji definiše konkretnе obrade podataka, ulaze i izlaze i njihove frekvencije (broj ponavljanja pojedinih obrada u jedinici vremena) kao i zahtevanih performansi (prioriteti pojedinih obrada, zahtevima vremena odgovora, itd.) analizira se kanonični model i prilagođava se konkretnim obradama.

Kao što se iz slike vidi, projektovanje kanoničnog modela podataka i ocena performansi predstavlja fazu **logičkog projektovanja BP**. Pod logičkim projektovanjem BP podrazumevaju se faze projektovanja u kojima se ne uzima u obzir konkretan SUBP i računar pomoću kojih će baza biti realizovana.

Poželjno bi bilo da se u studiji realizuje prototip baze podataka Imenika materijalnih sredstava JŽ za predložene lokomotive. Taj prototip bi trebalo implementirati na PC računaru na softveru D Base ili ORACLE pošto te ra-

čunare i softvere poseduju svi računski centri JŽ.

#### LITERATURA

1. Projektni zadatak »Imenik mat. sredstava JŽ« radne grupe JŽ, Aranđelovac 1985
2. Studija NID-a »Imenik mat. sredstava JŽ-I faza« Institut za saobraćaj Sarajevo, Sarajevo 1986.
3. Projektovanje informacionih sistema I i II deo B. Lazarević, P. Dizdarević, V. Jovanović, M. Vučković, Naučna knjiga, Beograd 1986
4. Relacione baze podataka, Suad Alagić, Svetlost, Sarajevo 1985
5. Elektronski računari, dr Savo Jelić, Zoran Bjelić, Zavod za novinsko-izdavačku i propagandnu delatnost JŽ – Beograd, 1982
6. Informacioni sistemi, B. Lazarević, FON, Beograd 1976
7. Osnovni sistemi Informatike, dr R. Bošković, PROSVETA – Požarevac 1982
8. Časopis ŽELEZNICE 1987, Specifičnosti i problemi optimalizacije zaliha u železničkim transportnim organizacijama, mr Miroslav Obradović
9. Časopis LA TECNICA PROFESIONALE
7. Breve storia di un pezzo di ricambio FS Italia 1986
10. Materijali ZJŽ (Sporazumi, informacije, itd.)

(Adresa: Aleks RADOVIĆ, dipl. inž. RZZS ZJŽ – Beograd)

# Integralno tehničko obezbeđenje (ITO) – put ka optimalnoj eksplataciji i održavanju železničkih voznih sredstava

UDK 658.581:621.335:625.23/.24

prof. dr Radoje LIŠANIN  
Doc. dr Srđan JANKOVIĆ

## 1 UVOD

Polazeći od činjenice da su JŽ razvoj voznih sredstava uglavnom prepustile proizvođačima a da pri tome eksplatušu i održavaju svoja vozna sredstva u okviru svoga sistema i situacije koja je manje-više prisutna kod svih ŽTO, a to je da nema dovoljno koordinacije između funkcija razvoja voznih sredstava i eksplatacije sa održavanjem, predlažemo uvođenje, za nas novog, pristupa koji se sastoji u integralnom posmatranju životnog ciklusa voznih sredstava od nastajanja i eksplatacije do kasiranja.

Ovakvo integralno posmatranje nastajanja i životnog ciklusa voznog sredstva sa svim interakcijama u toku životnog veka je verovatno budućnost, s obzirom na iskustvo industrijski razvijenog sveta i bogate literaturne građe. Ukoliko i kada do ovog stepena razvoja dođe na JŽ, verovatno će mnogi odnosи koji danas egzistiraju morati da ustupi mesto novim, koji će biti formirani isključivo na bazi minimalnih troškova nastajanja životnog ciklusa, uz maksimalno zadovoljenje unapred postavljenih ciljeva. Ovakav način podrške jednom sistemu kakav je, na primer, JŽ mogao bi da se definiše kao ITO – integralno tehničko obezbeđenje\*.

U članku se analizira samo pod sistem voznih sredstava na JŽ, što predstavlja samo deo ukupnog sistema JŽ. Međutim, ITO ima daleko veće domete u podršci velikim sistemima. Jedan ovakav „kompleksan“ pristup, organizo-

vanje velikog sistema kao što su JŽ, omogućava kontrolisani koordinaciju svih funkcija sistema i podistema i obezbeđuje jasno uočavanje slabih mesta sa uočljivom koncepcijom za intervencije. Organizovanje ITO velikih sistema je pravi naučni izazov čak i za posmatrani trenutak.

## 2 DEFINICIJA ITO

Poslednjih desetak godina u Evropi označavaju veliki prosperitet u razvoju i uvođenju visokoefikasnih železničkih sistema u saobraćaju robe i putnika. Povećanjem brzine, opterećenjem tačnosti i mobilnosti na bazi razvoja novih tehnologija, stvoren je moderan i visokoefikasan sistem za prevoz putnika i robe na jedinstvenom (RIV, RIC i RID) evropskom prostoru. Da bi se ovaj prosperitet održao, trebalo je najpre postići a zatim i održavati maksimalnu efektivnost sistema. Ovo se ne može dostići a još manje održati bez integralnog tehničkog obezbeđenja (ITO) – logističke podrške.

ITO mora biti postavljeno kao ključna funkcija savremenih železničkih transportnih organizacija. Rezultat uvođenja logističke efektivnosti je visoka gotovost operativnih sistema železničkog transporta – železničkih voznih sredstava i prateće opreme.

ITO uključuje nekoliko značajnih funkcija, kao: razvoj, projektovanje, proizvodnju, održavanje, plasman, službe i ostala postrojenja. ITO se može opisati kao: razvijanje i održavanje maksimalne operativne gotovosti kroz logističko obezbeđenje železničkih voznih sredstava i prateće opreme.

ITO u širem smislu definisana je kao »znanstvena i nauka upravljanja, inženjerstva i tehničkih aktivnosti u vezi sa zahtevima, projektovanjem i resorsima snabdevanja da podrži ciljeve, planove i operacije«. [1] ITO podrazumeva podršku u sledećim osnovnim fazama životnog ciklusa:

- planiranje
- projektovanje i analiza
- proizvodnja
- distribucija i
- podrška sistema ili proizvoda kroz ceo životni ciklus.

## 3 MESTO ITO MEĐU SRODNIM NAUČNIM DISCIPLINAMA

Ako se analiziraju potrebe i mogućnosti tehničkog, tehnološkog i društvenog razvoja dolazi se do zaključka da postoji više pristupa problematici koju pokriva logistika. Logistika se oslanja na naučne discipline:

- ITO (integralna logistička podrška ILS)
- teorija održavanja
- pouzdanost sistema i elemenata
- efektivnost sistema i cena efektivnosti
- Inženjerstvo-sistem
- odnos cena – dobit
- pogodnost za održavanje
- troškovi životnog ciklusa i sl.

Kod razvoja novog sistema ili sredstva neophodno je razmatrati ukupan logistički sistem. Mogućnost sagledavanja ukupnog životnog ciklusa najjednostavnija je formiranjem modela rada tog veka sredstava ili modela upravljanja sistemom u toku njegovog životnog

\* U inostranoj literaturi odgovarajući izraz za ITO je ILS (Integrated logistic support), integralna logistička podrška.

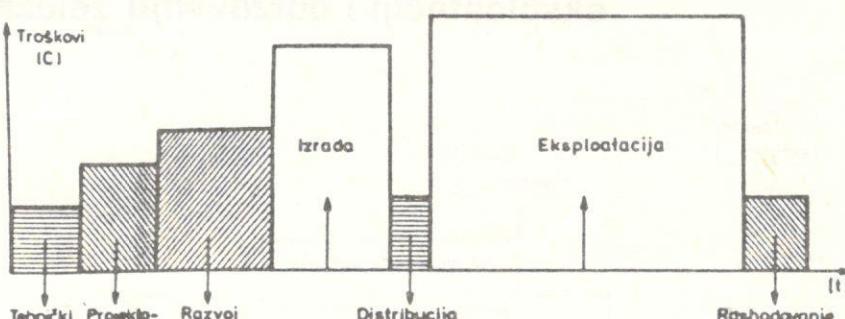
ciklusa. Model mora da integriše osnovne faze u razvoju, i to:

- fazu koncepcije ili definisanja u okviru eksploataclionih graničnih uslova
- fazu preliminarnog razvoja (model)
- fazu detaljnog projekta i razvoj tehnologije (prototip)
- fazu konstrukcije, proizvodnje i kontrole (»0« serija)
- fazu eksploatacije i održavanja
- fazu povlačenja iz eksploatacije (kasacija).

Kada je razvoj po fazama završen a logistika uvedena u razvojni proces analizira se model simulacijom eksploataclionih uslova (ispitivanje prototipa ili sistema). U slučaju potrebe, na šta ukazuju poređenja rezultata ispitivanja sa graničnim uslovima (ovde RIC, RIV, UIC, ORE), vrše se izmene na potrebnom nivou razvoja. Posebno je značajno logistiku uključiti u proces razvoja.

Razmatranja pogodnosti podrške mora da se ugrade u projekat ako sistem treba da bude podržavan na optimalni način u eksploataciji na terenu. Ovo uključuje planiranje logistike, definiciju operativne koncepcije i načina održavanja, razvoj kriterijuma za projekt, ocenu alternativa kroz analizu i studije kompromisa, revizije projekata, ispitivanja i ocene, proizvodnje i nabave uz elemente logističkog obezbeđenja i ocenu sveukupne mogućnosti podrške u periodu eksploatacije [1].

Za sve periode životnog ciklusa tehničkog sistema sprovode se operaciona istraživanja u svim oblastima logističke podrške. Pored toga, sagledavaju se potrebe u stručnom kadru na svim nivovima razvoja i u svim oblastima ITO. Pored radne snage, razmatraju se potrebe u pogonskoj energiji, rezervnim delovima, radioničkoj opremi i priboru, dokumentaciji za rukovanje, tehničko remontnoj dokumentaciji, transportu, magacinskom prostoru, informacionom sistemu i sl. Tako se širenjem u sagledavanju potrebne podrške i došlo do integralnog tehničkog obezbeđenja. ITO nije nova naučna disciplina u odnosu na logistiku, već je to novi integralni pristup u rešavanju i sagledavanju logističke problematike nekog tehničkog proizvoda ili uređaja. Pored problema koje analiziraju pre puštanja



Slika 1 – Periodi integralne logističke podrške kao funkcija troškova

u rad nekog sistema ili proizvoda, logističari moraju da sagledaju i posledice koje nameće isključivanje uređaja iz sistema iz bilo kojih razloga ili zbog kasacije.

Na taj način došlo se do potrebe proučavanja celokupnog životnog ciklusa nekog proizvoda (vidi sl. 1). Ovakav pristup je diktiran potrebom optimizacije troškova životnog ciklusa uređaja, proizvoda ili tehničkog sistema. Veoma bitna karakteristika sistema\*) (objekta) je odnos cene i dobiti u životnom ciklusu.

Pojam efektivnosti sistema javlja se u obliku merila logističke sposobnosti uspešnog obavljanja zadatka u zadatom vremenu i u zadatim uslovima.

Pouzdanost je takođe logističko merilo kvaliteta nekog sistema. Definiše se, između ostalog (pouzdanost je širi pojam), verovatnoćom da će sistem raditi na zadovoljavajući način u datom periodu za date uslove eksploatacije – verovatnoćom bezotkaznog rada.

Sistem Inženjeringu je logistički sveobuhvatni pristup u iznalaženju optimalnog odnosa između operativnih zahteva, koje postavlja korisnik sistema, ugrađenih performansi, integralne logističke podrške i ekonomskih činilaca. Ovde ITO predstavlja glavnu okosnicu svih analiza, a definiše se kroz cenu životnog ciklusa, koja je ovde jedna od mera kvaliteta.

Cena efektivnosti je logističko merilo kvaliteta nekog sistema. Ona se iz-

ražava na više načina u odnosu na funkciju sistema, jer i funkcija može da bude definisana na više načina. Terotehnologija je multidisciplinarni logistički pristup sa ciljem pronalaženja optimalne cene životnog ciklusa sistema ili komponenata i opreme. Terotehnologija integrira veliki broj logističkih zahvata koji su prisutni i u ITO. Vidi se da se pobrojane naučne discipline pojavljuju kao mera kvaliteta logističke sposobnosti nekog sistema prema operativnim zahtevima, logističkih potreba i ekonomskih i drugih činilaca koji utiču na pouzdan i racionalan rad sistema.

ITO podrazumeva skup svih logističkih zahvata u smislu optimalnog rešenja nekog sistema za zadate uslove eksploatacije i zadato vreme rada.

ITO nije vezano samo za tehničke sisteme, već je primenljivo za široki spektar društvenih aktivnosti.

#### LITERATURA

1. – dr Slobodan Muždeka, »Logistika – logističko inženjerstvo«, Institut za nuklearne nauke »Boris Kidrič« – Vlčka, 1981.
2. – dr Milojo Jerić, »Logistika«, Vojnolazdavački zavod, 1984.
3. – S. Vukadinović i D. Teodorović, »Elementi teorije pouzdanosti i teorija obnavljanja tehničkih sistema«, »Privredni pregled«, 1979.
4. – dr Jovan Todorović i dr Drago Zelenović, »Efektivnost sistema u mašinstvu«, Fakultet tehničkih nauka Novi Sad, 1978.

(Adresa: Prof. dr Radoje Lišanin i doc. dr Srđan Janković, Mašinski fakultet – Beograd)

# Prilog savremenom gledanju na projektovanje, proizvodnju i održavanje kola

UDK 625.23/24:658.581:65.012.1/2

Prof. dr Radoje LIŠANIN  
Dr Slavko KEPČIJA,  
Dragan ĐURĐEVIĆ, dipl. inž.

## 1 POUZDANOST – OSNOVNI POJMOVI

Železnička kola i elementi kola pripadaju proizvodima serijske (noseća struktura, unutrašnja oprema) i masovne proizvodnje (osovinski sklopovi, delovi kočione opreme, opruge i sl.). U eksploataciji se nalazi veliki broj kola proizvedenih po istoj dokumentaciji, koja trče u približno istim uslovima eksploatacije. Međutim, trčeći pod približno istim uslovima eksploatacije, za isto vreme rada, vremena do prvog otkaza ili vremena između otkaza su različita. Ovo pokazuje da sva kola nemaju ista svojstva čvrstoće i iste uslove eksploatacije. Ove razlike su posledice nedovoljne tačnosti proračuna, nepredvidivih razlika u proizvodnji i neujednačenih uslova u eksploataciji. Znači nije moguće računski eksaktно odrediti verovatnoću bezotkaznog rada elemenata i kola za zadani period eksploatacije.

Nauka o pouzdanosti ima za cilj da ustanovi statističke zakonitosti pojave otkaza delova kola, da ukaže na uzroke tih otkaza i da nam tačno objasni i postavi opšte principe za obezbeđenje visoke pouzdanosti.

Matematički aparat kojim se služi ova nauka je teorija verovatnoće i matematička statistika.

Pouzdanost delova i kola u celini formira se još na nivou projektovanja, obezbeđuje se u toku proizvodnje a čega dolazi do nedovoljne čvrstoće proverava u eksploataciji. Povratne informacije iz eksploatacionog praćenja trebalo bi da se vrati projektantima i tada bi algoritam toka informacija životnog ciklusa kola bio zatvoren, što je jedan od osnovnih uslova za visoke domete u kvalitetu.

Ako analiziramo konstrukciju kola, među dužih nekorističenja kola (npr. ratna uočavamo delove koji se remontuju i rezerva), treba kao karakteristiku kola delove koji se ne remontuju. Pouzdanost kola i delova karakterišu sledeće osobine: bezotkaznost, pogodnost za remont i trajnost. Znači pouzdanost je svojstvo sistema i ni jedan kvantitativni kriterijum ne može u opštem slučaju da služi kao potpuna karakteristika pouzdanosti, jer je pouzdanost širi pojam od bilo koje njene kvantitativne karakteristike. Za delove kola koji se remontuju veoma je važna karakteristika pogodnost za održavanje. To je svojstvo koje se karakteriše mogućnošću: sprečavanja, pronalaženja i otklanjanja otkaza za vreme tekućeg održavanja i investicionih opravaka (remonta). Pogodnost za održavanje izražava se verovatnoćom da će se neispravni deo ili kola vratiti u ispravno stanje u okviru predviđenog vremena zastoja. Bezotkaznost se karakteriše verovatnoćom rada bez otkaza u toku određenog vremena. Ukoliko neka svojstva kola ili delova mogu da se promene i za vre-

- nepredviđeni i postepeni
- havarni i nehavarni
- zavisni i nezavisni

vrsta izmene stanja  
mogućnost korišćenja posle otkaza  
veza sa drugim otkazima

Nepredviđeni otkazi su slučajne veličine, a posledica su slučajno promenljivog eksploatacionog opterećenja, zbog čega dolazi do nedovoljne čvrstoće kola ili pojedinih delova.

Postepeni otkaz je posledica relativno spore promene čvrstoće ili drugih delimičan gubitak radne sposobnosti svojstava elemenata (pohabanost, zamaranje, starenje materijala, korozija i rameća) zbog promene eksploatacionih parametara (vremena eksploracije, temperaturi, tlakova, itd.). Ako je zakonomernost ovih procesa nepoznata, tada granično stanje na-

stupa neočekivano. Havarni otkaz dovodi do potpunog narušavanja radne sposobnosti. On je obično posledica loma vitalnog dela.

Nehavarni otkaz je obično vezan za spore promene čvrstoće ili drugih delimičan gubitak radne sposobnosti svojstava elemenata (pohabanost, zamaranje, starenje materijala, korozija i rameća) zbog promene eksploatacionih parametara (vremena eksploracije, temperaturi, tlakova, itd.). Ako je zakonomernost ovih procesa nepoznata, tada granično stanje na-

potpuni i na delimičan otkaz.

Zavisni otkazi su posledica drugog Učestanost otkaza ( $t$ ) za popravljive otkaza, nezavisni nastaju zbog bilo kog drugog razloga.

Pored toga, postoje samopopravljivi otkazi. Oni nastaju najčešće kao posledica privremene izmene nekog od eksplotacionih parametara. Po povratku izmenjenog parametra u normalne granice, otkaz nestaje.

Svestrana analiza oblika otkaza i njegove etiologije umnogome pomaže u otklanjanju otkaza.

### 3 KVANTITATIVNE KARAKTERISTIKE POUZDANOSTI

Za ocenu pouzdanosti kola i delova kola koriste se sledeći kvantitativni izrazi elemenata pouzdanosti.

Verovatnoća bezotkaznog rada je funkcija pouzdanosti

$$p(t) = \frac{N_0 - n(t)}{N_0} \quad (1)$$

$p(t)$  – verovatnoća da u datom vremenu  $t$  i pri zadanim uslovima eksplotacije neće doći do otkaza.

$N_0$  – broj elemenata na početku ispitivanja

$n(t)$  – broj elemenata koji su otkazali u toku vremena  $t$ .

Sa porastom broja posmatranih elemenata u početku ispitivanja povećava se tačnost određivanja vrednosti  $p(t)$ .

Verovatnoća odkaza  $Q(t)$  u suštini je suprotna veličini  $p(t)$ .

$$Q(t) = 1 - p(t) = \frac{n(t)}{N_0} \quad (2)$$

$$Q(t) = F(t) \quad (3)$$

$F(t)$  – funkcija raspodele vremena  $t$  do otkaza

Intenzitet otkaza  $\lambda(t)$

$$\lambda(t) = \frac{\Delta n_x}{N(t)\Delta t} \quad (4)$$

$\Delta n_x$  – broj delova u otkazu za deo vremena  $(t-\frac{\Delta t}{2})$  do  $(t+\frac{\Delta t}{2})$

$\Delta t$  – interval vremena

$N(t)$  – srednji broj delova bez otkaza u intervalu vremena  $t$ .

$$N(t) \sim \frac{N_{l-1} + N_l}{2}$$

$$\omega(t) = \frac{\Delta n_x}{N_0 \Delta t} \quad (5)$$

Srednje vreme rada do prvog otkaza

$$T_{sr} = \frac{\sum_{i=1}^{N_0} t_i}{N_0} \quad (6)$$

$N_0$  – broj delova koji se remontuju = const.

$t_i$  – vreme bez otkaznog rada i-tog elementa

Srednje vreme rada elementa između otkaza:

$$t_{sr} = \frac{\sum_{i=1}^{n_k} t_{irem}}{n_k} \quad (7)$$

$t_{irem}$  – delovi vremena rada elemenata između remonta

$n_k$  – broj otkaza

$T_{sr}$  može se odrediti kao matematičko očekivanje slučajne veličine  $t$ :

$$(8) \quad T_{sr} = \sum_{i=1}^{n_k} t_i f_i(t) dt = \sum_{i=1}^{n_k} t_i \frac{dQ_i(t)}{dt} dt = \sum_{i=1}^{n_k} t_i Q_i(t) dt = \sum_{i=1}^{n_k} t_i p_i(t) dt \quad (15)$$

Gotovost –  $K_q$  (vidi definiciju u poglavljiju 1)

$$K_q = \frac{t_{sr}}{t_{sr} + T_0} \quad (9)$$

### 4 ANALITIČKI IZRAZI POKAZATELJA POUZDANOSTI

Vezu pokazatelja pouzdanosti  $p(t)$ ,  $\lambda(t)$ ,  $w(t)$  i  $T_{sr}$  moguće je izraziti analitičkim zavisnostima. Ove zavisnosti su važne za praktično sprovođenje analize pouzdanosti, odnosno za uspostavljanje opštih statističkih zakonomernosti. Količine ispravnih delova u momentu vremena  $t$  je  $N_0 p(t)$  a delova u otkazu za interval vremena  $\Delta t$  je  $\Delta n_x$ :

$\Delta n_x = N_0 p(t) - N_0 p(t + \Delta t)$  koristeći izraz (3)

imamo:  $\lambda(t) = \frac{N_0 p(t) - p(t + \Delta t)}{N_0 p(t) \Delta t}$ ; kada  $\Delta t \rightarrow 0$

$$\lambda(t) = -\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{p(t + \Delta t) - p(t)}{\Delta t} = -\frac{dp(t)}{dt} \cdot \frac{1}{p(t)} \quad (10)$$

$$\int_{-\infty}^t \lambda(t) dt = - \int_{-\infty}^t \frac{dp(t)}{p(t)} = - \ln p(t) \text{ odnosno}$$

$$p(t) = e^{- \int_{-\infty}^t \lambda(t) dt} \quad (11)$$

Ovo je opšti izraz za određivanje funkcije bezotkaznog rada preko funkcije intenziteta otkaza. Funkciju  $p(t)$  možemo da izrazimo i preko drugih karakteristika pouzdanosti:

$$p(t) = 1 - Q(t) = 1 - F(t) \quad (12)$$

Gustina raspodele  $f(t)$  vremena  $t$  bezotkaznog rada u skladu sa zakonom teorije verovatnoće:

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = \frac{dQ(t)}{dt} = -\frac{dp(t)}{dt} \quad (13)$$

dalje sledi koristeći izraz (10):

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{p(t)} \quad (14)$$

$T_{sr}$  može se odrediti kao matematičko očekivanje slučajne veličine  $t$ :

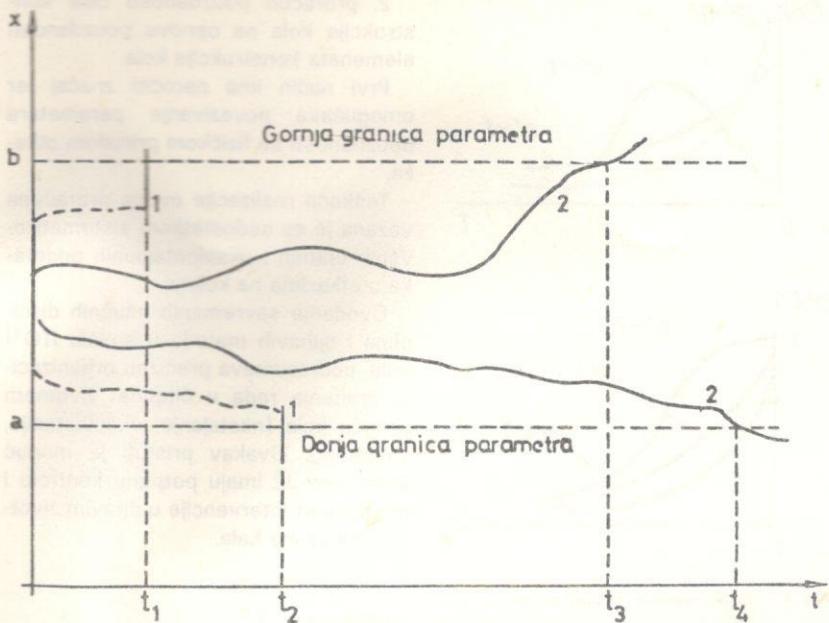
$$(15) \quad T_{sr} = \sum_{i=1}^{n_k} t_i p_i(t) dt = \sum_{i=1}^{n_k} t_i \frac{dQ_i(t)}{dt} dt = \sum_{i=1}^{n_k} t_i Q_i(t) dt = \sum_{i=1}^{n_k} t_i p_i(t) dt \quad (16)$$

### 5 IZNENADNI, POSTEPENI I MEŠOVITI OTKAZI. ZAKONOMERNOSTI RASPODELE VREMENA BEZ OTKAZNOG RADA

U toku eksplotacije uređaj i komponente su pod dejstvom okoline i veličina nekog parametra  $x$  ( $x_1, x_2, \dots, x_n$ ), menja se u toku vremena i dostiže jednu od dopuštenih granica »a« ili »b«, vidi sl. 1. Izlazak vrednosti parametra iz dopuštenih granica klasificira se kao otkaz. Konkretna zakonomernost promene u vremenu pokazatelja pouzdanosti u suštini zavisi od fizičke prirode otkaza.

Za iznenadni otkaz, intenzitet otkaza  $\lambda(t)$  je konstantna vrednost, pa izraz (11) u tom slučaju ima oblik:

$$p(t) = e^{-\lambda t} \quad (17)$$



Slika 1 – Grafičko predstavljanje iznenadnog (1) i postepenog (2) otkaza

To je zakon pouzdanosti u eksponentijalnom obliku.

Veličina  $\lambda$  održava svoju vrednost dok je statistička raspodela spoljašnjeg opterećenja ista a kvalitet uređaja postajan.

Gustina raspodele  $f(t)$  u skladu sa izrazima (14) i (17) je:

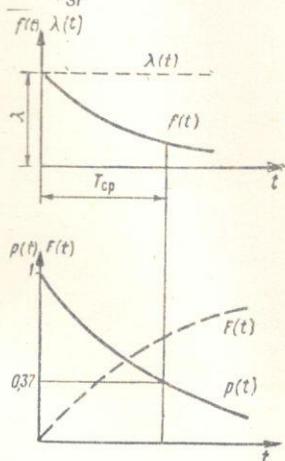
$$f(t) = \lambda \cdot p(t) = \lambda e^{-\lambda t} \quad (18)$$

pa je srednje vreme ispravnog rada pri  $\lambda = \text{const.}$

$$T_{sr} = \int_0^{\infty} e^{-\lambda t} dt = \frac{1}{\lambda} \quad (19)$$

pa je verovatnoća bezotkaznog rada

$$p(t) = e^{-\frac{t}{T_{sr}}} \quad (20)$$

Slika 2 – Grafički prikaz funkcija:  $f(t)$ ,  $\lambda(t)$  i  $F(t)$  za eksponentijalnu raspodelu

$\bar{T}$  – matematičko očekivanje, tj. srednji vek rada

$S$  – srednje kvadratno odstupanje

Verovatnoća bezotkaznog rada je:

$$p(t) = \frac{1}{S\sqrt{2\pi}} \sum_t^{\infty} e^{-\frac{(t-\bar{T})^2}{2S^2}} dt \quad (22)$$

Intenzitet otkaza je:

$$\lambda(t) = \frac{(t-\bar{T})^2}{2S^2} \sum_t^{\infty} e^{-\frac{(t-\bar{T})^2}{2S^2}} dt \quad (23)$$

Verovatnoća bezotkaznog rada je:

$$p(t) = 1 - F(t) = \frac{1}{S\sqrt{2\pi}} \sum_t^{\infty} e^{-\frac{(log t - \bar{log t})^2}{2S^2}} dt \quad (24)$$

Pri zajedničkom delovanju iznenadnih i postepenih otkaza treba razlikovati dva slučaja:

Otkazi su nezavisni međusobno – vrlo redak slučaj.

U tom slučaju verovatnoća bezotkaznog rada se računa posebno prema prethodnim izrazima. Opšta verovatnoća dobija se kao rezultat množenja posebnih verovatnoća

$$p(t) = p_f(t) \cdot p_p(t) \quad (25)$$

$p_f(t)$  i  $p_p(t)$  – verovatnoća bezotkaznog rada za iznenadne i postepene otkaze

Ovaj slučaj je redak jer habanje i kumulacija zamornih oštećenja povećavaju verovatnoću od iznenadnih preopterećenja pa otkazi postaju zavisni.

Otkazi su zavisni. Ovaj slučaj je češći i pojavljuje se u veoma složenoj formi, kada jednovremeno dejstvuju zamorni i habajući procesi u prisustvu slučajnih preopterećenja. Zakoni raspodele vremena bezotkaznog rada su različiti. Za njihovo matematičko interpretiranje najčešće se koristi Vejbulova raspodela, koja se karakteriše sa dva parametra

Verovatnoća bezotkaznog rada:

$$p(t) = e^{-\lambda ot^{\frac{1}{k}}} \text{ ili } p(t) = e^{-\frac{t^k}{T_{sr}}} \quad (26)$$

Gustina raspodele vremena bezotkaznog rada je:

$$f(t) = \alpha t^{\alpha-1} \lambda_0 e^{-\alpha t^\alpha} \quad (27)$$

Intenzitet otkaza je:

$$\lambda(t) = \lambda_0 \alpha t^{\alpha-1} \quad (28)$$

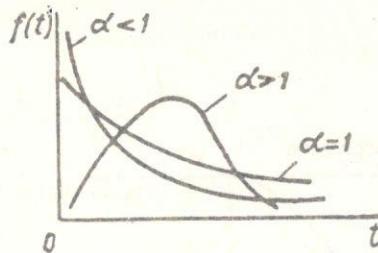
Srednje vreme bezotkaznog rada:

$$T_{sr} = \int_0^{\infty} t e^{-\lambda_0 \alpha t^\alpha} dt = \frac{\Gamma(\frac{1}{\alpha} + 1)}{\lambda_0^{\frac{1}{\alpha}}} \quad \text{Gamma funkcija } (\frac{1}{\alpha} + 1)$$

Kao što se vidi iz slike 4, promenom parametra  $\alpha$  bitno se menja oblik krive, što olakšava primenu Vejbulove raspodele za mnoge praktične primene. Za  $\alpha = 1$  Vejbulova raspodela odgovara eksponencijalnoj, za  $\alpha \geq 3,25$  veoma je bliska normalnoj.

## 6 PRORAČUN POKAZATELJA POUZDANOSTI PRI PROJEKTOVANJU KOLA

Kao što je napomenuto, otkazi elemenata konstrukcije kola mogu da budu vezani za nedostatak čvrstoće tih elemenata ili proizilaze zbog promene eksploatacionih parametara izvan dozvoljenih granica. U principu, verovatnoću bezotkaznog rada možemo posmatrati sa stanovišta čvrstoće i sa stanovišta promene parametara eksploatacije, pa ih tako i nazivamo.



Slika 4 – Zakon raspodele Vejbula za funkcije  $p(t) / f(t)$

U standardnim železničkim kolima verovatnoća promene parametara eksploatacije je malo moguća ali je verovatnoća sa stanovišta čvrstoće prisutnija, bez obzira na unifikaciju kola, jednoobraznu dokumentaciju. Razlike u čvrstoći pojedinih delova proističu uglavnom zbog različite tehnologije proizvodnje i loše kontrole kvaliteta.

U pogledu pouzdanosti usled čvrstoće moguće je sračunavanje njenih parametara na dva načina:

1. proračun pouzdanosti elemenata ili cele konstrukcije na osnovu analize fizičke prirode otkaza i statističke raspodele spoljašnjeg opterećenja i nošće sposobnosti,

2. proračun pouzdanosti cele konstrukcije kola na osnovu pouzdanosti elemenata konstrukcije kola.

Prvi način ima naročiti značaj jer omogućava povezivanje parametara pouzdanosti sa fizičkom prirodom otkaza.

Teškoća realizacije ovoga proračuna vezana je sa nedostatkom sistematizovanih opitnih i eksploracionih podataka o otkazima na kolima.

Uvođenje savremenih naučnih disciplina i njihovih metoda u smislu ITO<sup>1</sup>) kola, podrazumeva preciznu organizaciju praćenja rada u čitavom životnom ciklusu kola (nastajanje, eksploracija, kasiranje). Ovakav pristup je moguć samo ako JŽ imaju potpunu kontrolu i mogućnost intervencije u čitavim životnim ciklusima kola.

## LITERATURA

1) dr Jovan Petrić, dr Milan Jevtić i dr Višeslav Stojanović, »Analiza pouzdanosti«, Savremena administracija, 1979.

2) dr S. Muždeka, »Logistika«, Vinča, 1981.

3) dr L. A. Šadur, »Vagoni – konstrukcija, teorija i račun«, Moskva, 1973.

4) dr M. Jerić, »Logistika«, Vojnoizdavački zavod, 1984.

(Adresa: prof. dr. Radoje LIŠANIN, Mašinski fakultet – Beograd, dr Slavko KEPČIJA i Dragan ĐORĐEVIĆ, dipl. inž. – Saobraćajni institut – CIP – Beograd)

<sup>1</sup>) ITO – Integralno tehničko obezbeđenje

*U susret Trećem mašinskom savetovanju*

## O železničkom mašinstvu

U Nišu, u sali Doma sindikata je za 29. i 30. septembar ove godine zakazano Treće jugoslovensko savetovanje o železničkom mašinstvu. To je naučno-stručni skup koji organizuju Mašinski fakultet i SOUR Mašinska industrija iz Niša.

Polazeći od činjenice da železnički transport ima ogroman značaj u opštim društvenim i privrednim kretanjima u zemlji, pogotovo danas kada se čine posebni napori na ekonomskoj stabilizaciji, što podrazumeva i maksimalnu racionalizaciju u privredi, a time i u saobraćaju – ovakvo savetovanje ima puno opravdanja.

Železnički saobraćaj u našoj zemlji i svetu ima izuzetno veliki značaj. Ako se ima u vidu brzina, efikasnost, masovnost i bezbednost železničkog transporta u svetu i kod nas – stručnjaci mu predviđaju velike šanse u narednom veku znači i obezbeđenu budućnost. U svetu, posebno u nekim i to razvijenim zemljama, železnički saobraćaj danas dominira nad ostalim vidovima transporta. Logično bi bilo, to potvrđuju i neka naša slobodna opredeljenja, da tako bude i kod nas.

U sklopu takvih kretanja niško savetovanje, koje postaje tradicionalno, pruža niz odgovora iz oblasti proizvodnje vučnih i vučenih vozila i njihovog održavanja. Ti odgovori se kreću od opštih razmatranja do najkonkretnijih rešenja pojedinih sklopova, odnosno organizacionih i tehničkih inovacija, domaćih i svetskih iskustava. Shvatajući značaj i korisnost ovakve tematike Redakcija časopisa »Železnice« se ovoga puta uključila neposredno u organizaciju savetovanja uradivši tematski broj u kome objavljujemo sve radove učesnika savetovanja koji su u predviđenom roku dostavljeni organizatoru. Napominjemo da ćemo u jednom od narednih brojeva objaviti i ostale radove sa savetovanja.

Organizacioni savetovanja pomogli su proizvođači šinskih vozila i opreme Jugoslavije.

Organizacioni odbor Savetovanja čine prof. dr Stojadin Stojičić (predsednik), Vasilin Kostadinović, Radmilo Cilić, Jovan Radmilović, Mihailo Živanović, Zoran Banjanin, Dragoslav Pajić, Petar Gašić, Danilo Paunović, prof. dr Radić Mijajlović, prof. dr Vinko Jeftić, Jordan Bubevski, Vlada Milosavljević, Rodoljub Petrović, Miodrag Bojić, Josip Simunović, Mr Zoran Marinković, Mr Zoran Mickić, Radmila Relić i Goran Cvetković.

# Trendovi razvoja dizel-vučev u svetu

UDK 621.335.2-833.6:62.001.5 (4-15:47:7)

Dr Prvoslav DESPOTOVIĆ, dipl. maš. inž.  
Prof. dr Zdravko VALTER, dipl. el. inž.

Ako se izuzmu teorijska istraživanja u maju 1985. godine i objavljenom u i ispitivanju na modelima vozila za naj- časopisu »Železnice« (1), bilo je govora veće brzine na elektromagnetskim ili o saobraćajnim, ekonomskim i ekolo- vazdušnim jastucima, savremeni razvoj škim aspektima renesanse železničkog železničke vuče u svetu odvija se u saobraćaju u svetu, pogotovo putnič- dva osnovna pravca.

U razvoju putničkog saobraćaju veli- dustrijski najrazvijenijim zemljama. Sa kim brzinama bilo na postojećim ili no- još većim intezitetom ovakav trend vozigradjenim prugama, svedoci smo razvoja se nastavlja. Dovoljan je letimi- radnje u većini industrijski najrazvije- čan pogled u bilo koji strani stručni ča- nijih zemalja integralnih vozova, na ko- sopis iz ove oblasti, pa da se stekne jima se s obzirom na visoke zahteve u uvid u značaj i raznolikost projekata pogledu snage za vuču, mirnoće hoda, čija se realizacija planira ili su u toku: komfora i opšte bezbednosti primenju- gradnja novih pruga, razvoj novih tipova radikalno nova rešenja, ne samo u va putničkih i teretnih vagona, razvoj oblikovanju i konstrukciji mehaničkih integralnog transporta, povećanje brz- sklopova, već i električnog prenosa na prevoza putnika i roba, kompjuteri- snage, uređaja za kočenje i sistema za zacijsa svih saobraćajnih procesa, da- regulaciju i upravljanje. Bilo kao rezul- linskih upravljanje vozovima i drugi. tat opštег razvoja tehnike ili razvoja Proces razvoja železničkog putnič- vozova za velike brzine, posebno u kog saobraćaja velikim brzinama zapo- oblasci elektronike i električnog preno- čet u Japanu 60-tih godina i uspešno sa snage, kompjuterizacije procesa i nastavljen u Francuskoj danas zaplju- informatike, novih saznanja iz oblasti skuje gotovo sve zemlje Zapadne odnosa točka i šine i mehanizma Evrope, Sjedinjene Američke Države i ostvarivanja adhezije, konvencionalna Sovjetski Savez. Prema časopisu »Rail- električna i dizel-vozila grade se reše- way Gazette« iz aprila 1988. godine njima iz kojih rezultiraju poboljšane (2), sredinom naredne dekade u sedam vučne performanse, smanjeni troškovi zapadnoevropskih zemalja saobraćače proizvodnje i eksplatacije i olakšano rukovanje i održavanje.

Kako je dizel-vuča imala ne samo istorijsku ulogu u procesu modernizaci- je i zamene parnih lokomotiva, već i danas ima ogromnu ulogu u železničkoj vuči, u radu se pored osvrta na razvoj vuče uopšte posebno težište daje njenom razvoju.

## 1 OSVRT NA OPŠTI RAZVOJ VUČE<sup>1</sup> U SVETU

U radu »Tendencije u savremenom razvoju dizel-vuči u Slavonskom Brodu

svi važniji administrativni i industrijski centri u Zapadnoj Evropi biće povezani u jedinstveni sistem železničkog saobraćaja velikim brzinama.

Gradnja vozila za velike brzine nametnula je novi koncept u razvoju mnogih sklopova i komponenti vozila. Da bi se smanjili otpori, ublažilo dinamičko opterećenje koloseka i obezbedio mirno trčanje i komfor, pored aerodinamičnog oblika, sanduci vozila izvode se i sa uređajem za naginjanje u krovima, obrtna postolja se izvode sa radijalnim postavljanjem kolskih sloganova, a neogibljene mase svode se na minimum.

Zahvaljujući snažnom razvoju polu- provodnika i elektronike uopšte, a posebno sve snažnijih, lakših i jeftinijih tiristora i GTO tiristora, omogućena je gradnja kompaktnih invertora za pretvaranje istosmerne struje u naizmeničnu struju promenljivog napona i učestalosti. Time je ubrzan ranije započeti razvoj primene bezkolektorskih sinhronih ili asinhronih vučnih motora i stvorena univerzalna mogućnost ekonomične gradnje svih vrsta vučnih šinskih vozila u najširem dijapazonu snaga: električnih i dizel-lokomotiva i vozova, prigradske železnice i tramvaja – sa svim prednostima koje bezkolektorski motori imaju u pogledu sopstvene mase, radnih karakteristika u vuči i kočenju, troškovima proizvodnje i održavanja.

Mikroprocesori i kompjuteri koji su već prodrli u domove i sve oblasti ljudskog života, nalaze široku primenu ne samo na vozilima za velike brzine već i kod konvencionalnih vučnih vozila. Po- red upravljanja složenim i međusobno zavisnim sistemima pogona i prenosa snage, kočenja, klimatizacije, informatike i upravljanja, kompjuteri danas

obezbeđuju i dijagnostiku o stanju pojedinih agregata i uređaja i njihovoj zrelosti za radove održavanja. Time je olakšano ne samo upravljanje vozilima, već omogućeno racionalno i pravovremeno održavanje. Najnoviji razvoj ide u pravcu gradnje inteligentnih i daljinski upravljenih vozila i sistema u saobraćaju putnika i roba.

## 2 RAZVOJ DIZEL-VUČNIH VOZILA U SVETU

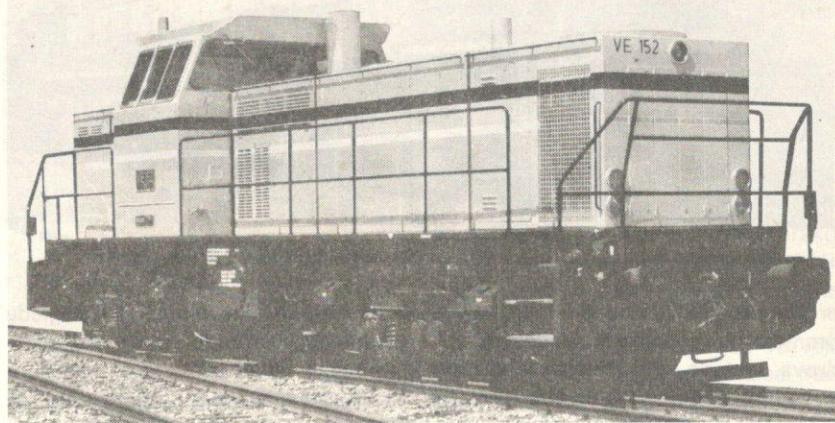
Današnji razvoj dizel-vuče u funkciji je kako prirode saobraćaja i uloge koju ima u vuči pojedinih zemalja, tako i opštег pristupa i koncepta u gradnji šinskih vozila.

Elektrifikacijom magistralnih pruga u evropskim zemljama i Japanu, uloga koju je imala dizel-vuča u osnovi se promenila. Kako je u većini slučajeva električna vuča preuzela putnički saobraćaj i najteži rad, brojnija ali po snazi slabija, dizel-vučna vozila obavljaju vuču na sporednim prugama, manevarsku službu i ispoloć na magistralnim prugama. Zbog manjih osovinskih pritiska i ograničenih gabarita na sporednim prugama i potrebe vuče lakših vozova dizel-lokomotive su manje ili srednje snage i laganje konstrukcije. Da bi se uđovoljilo ovakvim zahtevima, ograničenoj potražnji i maloserijskoj proizvodnji, lokomotive se grade sa šire primenjivim srednjehodnim ili brzohodnim dizel-motorima i unificiranim uređajima i sklopovima. Da bi se omogućila ekonomična proizvodnja i u najmanjim serijama lokomotiva za različite i strogo definisane potrebe, sve se više koristi princip modularne gradnje pojedinih sekcija i agregata. Namjenjene individualnoj vuči određene vrste vozova, lokomotive imaju i strogo odabранe parametre i optimalnom korišćenju adhezije i adhezione mase lokomotiva posveće se puna pažnja.

Za razliku od posleratnog perioda kada su se uspešno i konkurentno gradile lokomotive sa električnim i hidrauličnim prenosom, kao posledica uspešnog razvoja električnog prenosa sa bezkolektorskim vučnim motorima nizmenične struje, došlo je do sve izrazitijeg napuštanja hidrauličnog prenosa i u zemljama koje su ga tradicionalno razvijale i negovale, kao što je slučaj sa Saveznom Republikom Nemačkom. Tako se danas, bilo za potrebe izvoza

ili vuče u zemlji, u SRN grade dizel-električne lokomotive manje i srednje snage, kao što je lokomotiva na slici 1. Bez obzira što je poslednjih godina hidraulični prenos doživeo svoj razvoj-prenosnik sa posebnim hidrauličnim kolima za oba smera vožnje, njegova dalja primena ugrožena je i u području manjih snaga kod manevarskih lokomotiva i kod dizel-motornih vozova, kao što je slučaj sa vozovima za Norveške železnice (4).

Raspoređene uzduž voza, posednuta je čeona jedinica dok su ostale daljinski upravljljane. U ovakvim uslovima eksploracije kada su za vreme dugih vožnji bez zaustavljanja nemoguće bilo kakve intervencije na lokomotivama, pouzdanosti rada poklanja se puna pažnja. Zahvaljujući osovinskim pritiscima koji idu i do 30 tona i veoma visokom i širokom gabaritu, lokomotive koje se grade za potrebe ovih zemalja su teške i robustne konstrukcije, sa robustnim i



Slika 1 – Dizel-električna lokomotiva DE 1002 snage 1100 kW firme Krupp Mak Maschinenbau, Kiel.

Od evropskih železnica i Japana suprotnu strukturu vuče imaju Sjedinjene Američke Države, Kanada i pojedine južnoameričke države. Izuzev elektrificiranih pruga u okolini velikih gradova i gusto naseljenim koridorima namenjenih za putnički saobraćaj, na ogromnoj železničkoj mreži na velikim prostranstvima vuča se i danas isključivo obavljaju dizel-lokomotivama. Nalazeći se u rukama privatnog kapitala i bez nužnih subvencija države u ogrnim troškovima elektrifikacije, uz jeftino dizel-gorivo i niže eksploracione troškove dizel-lokomotivama, železničke kompanije u SAD i Kanadi ne planiraju elektrifikaciju svojih pruga ni u budućnosti. Šta više, za slučaj ponovne energetske krize ili nestaćice dizel-goriva, već postoje brojni idejni projekti snažnih autonomnih gasnoturbinskih ili parnih lokomotiva koje bi koristile bilo rafinirani ugljeni prah ili alternativna goriva (5).

S obzirom da se u SAD i Kanadi radi o prevozu veoma teških vozova na velike udaljenosti, praksa je da se spreže više lokomotivskih jedinica. Bilo da su lokomotive na čelu kompozicije ili su zbog ravnomernijeg rasporeda vučnih sile i rasterećenja kvačila delimično

sporohodnim dizel-motorima i drugom opremom. Mada je pouzdanost u eksploraciji i dugom radnom veku agregata u doba jeftinog goriva bila podređena i ekonomičnost, porastom cena goriva i u ovim zemljama, ekonomičnosti rada dizel-motora, pojedinih agregata i lokomotiva u celini. Zahvaljujući većoj specifičnoj snazi dizel-motora, smanjenju mase pojedinih agregata i primeni elektronskih uređaja za kontrolisano proklizavanje, savremene lokomotive se grade sa većom koncentracijom snage i visokim vrednostima korišćenja adhezije. Tipičan predstavnik novih lokomotiva na kojima su primenjeni i mikroprocesori i kompjuteri u sistemi upravljanja, regulacije i dijagnostike je lokomotiva SD-60 firme Electro-Motive Division of General Motors, prikazane na slici 2. Slično razvoju u Evropi, i američke firme već grade lokomotive sa bezkolektorskim vučnim motorima naizmennične struje, kao što je slučaj sa lokomotivama tipa F69PH firme EMD-GMC za potrebe železničke kompanije Amtrak, kao i na radikalnim ili zglobovnim obrtnim postoljima.

Bilo zbog nedostatka materijalnih sredstava za elektrifikaciju, nedovoljne



Slika 2 – Dizel-električna lokomotiva tipa SD-60 snage 3000 kW firme EMD-GMC, La Grange, SAD.

proizvodnje električne energije, malog ekstremno teškim zahtevima u pogledu prometa na prugama ili nedostatka koga su još uvek pod uticajem, gotovo sve zemlje u razvoju jem bivših kolonijalnih sile, zemlje u ostaće dugi niz godina na idzel-vuči. Sa razvoju orijentisane su prvenstveno na iscepkanom i od kolonijalnih sile nasle- lokomotive američkog porekla. Ro- denom mrežom pruga različitih širina bustne i izdržljive u svim eksploatacijama ograničenih gabarita i po pra- nim i klimatskim uslovima i praćene vilu sa niskim osovinskim pritiscima, izvrsno organizovanim servisom, loko- zadovoljavaju svoje potrebe uvozom motive američkog porekla proizvedene lokomotiva. Ako se izuzmu zemlje sa u SAD i Kanadi ili kod brojnih licencio-

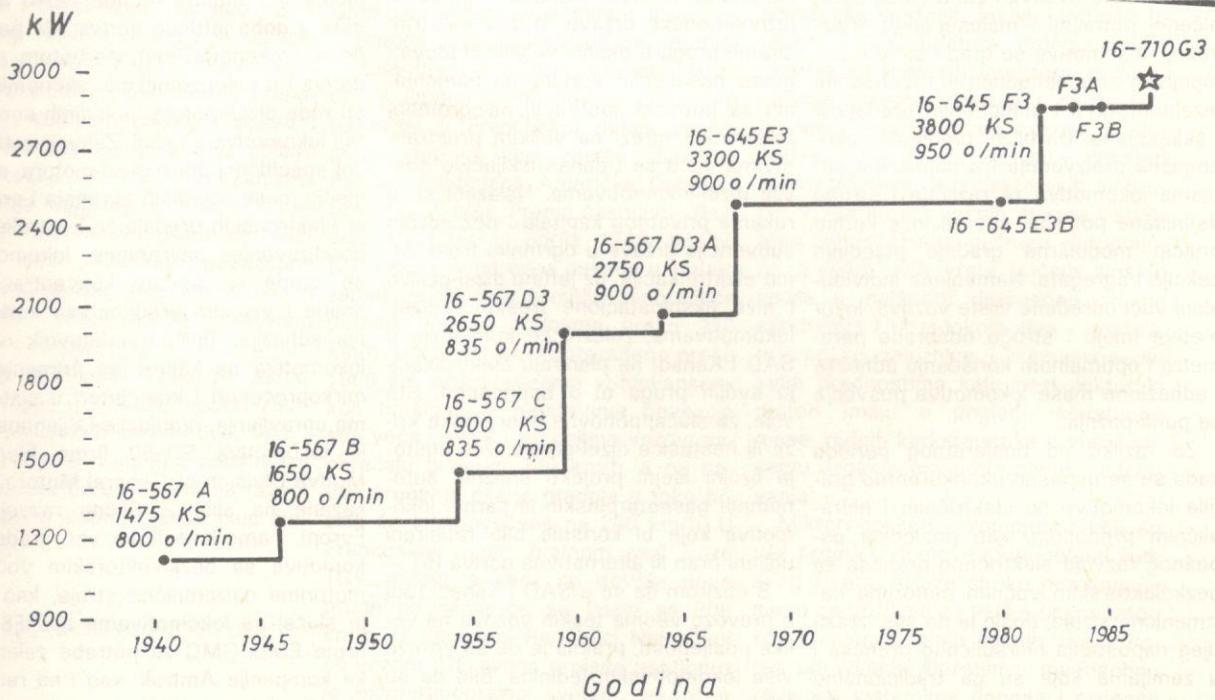
nara, dominantne su ne samo u zemljama u razvoju već i u pojedinim zemljama Evrope, kao što je slučaj sa lokomotivama EMD-GMC u Norveškoj i Danskoj.

Sa zanemarljivo malim potrebama u SAD i Kanadi i ograničeni na lokalni saobraćaj i sporedne pruge u Evropi i zemljama u razvoju, dizel-motorni vozovi danas se po pravilu izvode sa potpodnim pogonom i prenosom snage i u garniturama koje se mogu međusobno sprezati.

### 2.1 Razvoj dizel-motora

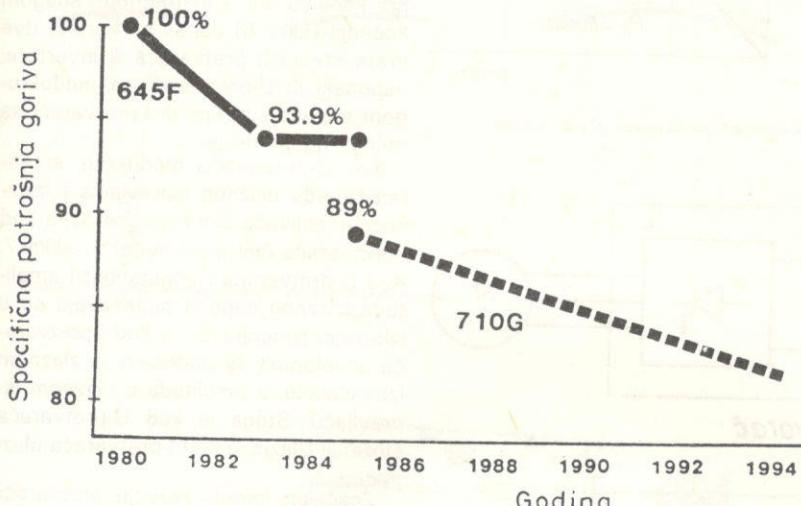
Razlike u opštem konceptu gradnje dizel-vučnih vozila u najvećoj meri se manifestuju u konstrukciji i izboru osnovnih radnih parametara dizel-motora. Kako je o ovome bilo dosta govora u ranijim radovima, a posebno u radu »Osnovna načela izrade dizel-električnih lokomotiva General Motors i njihovo prisustvo u SOUR Đuro Đaković« objavljenom u stručnom časopisu »Đuro Đaković« (6), ovde ćemo se ukratko osvrnuti na trendove današnjeg razvoja dizel-motora.

Pored stalne primene novih materijala i unapređenje tehnologije proizvodnje uvođenjem laserske obrade površi-



Slika 3 – Povećanje snage dizel-motora firme EMD-GMC.

na i drugih postupaka, svedoci smo stalnog povećanja specifične i absolutne snage i poboljšanja stepena korisnosti dizel-motora. Ovakav razvoj posebno je zapažen kod firme EMD-GMC koja ulaže ogromne napore ne samo da poveća snagu svojih dvotaktnih motora, slika 3, već i smanji specifičnu potrošnju goriva i na taj način anulira jednu prednost koju imaju četvorotaktni motori, slika 4.



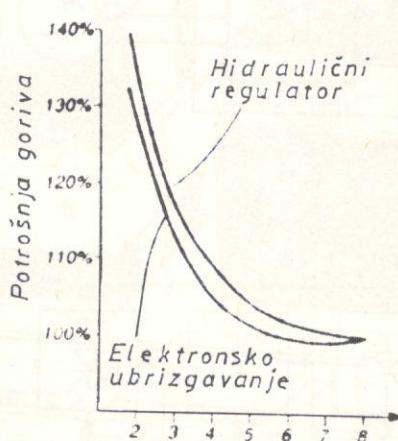
Slika 4 – Smanjenje specifične potrošnje goriva dizel-motora firme EMD-GMC.

Zadržavajući iste спољашње димензије мотора и пovećавајући радну запремину и број обтака од 800 0/min на 900 0/min, увођењем прихранjivanja и сталним радом на побољшању ефикасности турбокомпресора, фирма EMD-GMC је успела да своме првобитном мотору типа 567 до савременог мотора 710 у верзији са 16 цилиндара пoveća snagu од 1100 kW до 3000 kW. Истовремено кроз унапређење процеса сагоревања и испирања и смањење термичких и других губитака, знатно је смањена специфична потрошња горива и довођена на ниво који има већину четворотактних мотора, тако да је специфична потрошња горива мотора типа 710G3 сведена данас на вредност 196,4 g/kWh, са развојем у правцу смањивања.

Пored opšte primene brzohodnih industrijskih motora sa 1500–2100 0/min uključujući i potpodne motore за дизел-моторне возове, и код европских производа је уочљив рад на побољшању опште конструкције мотора и њихове поузданости и економичности у експлатацији. Пored других мера, поменимо и развој електронског убрзгавања гори-

ва и експериментална испитивања која меhaničkim prenosnikom za promenu prenosnog odnosa i smera obrtanja i vožnje, па preko hidrauličnih prenosnika sa više hidrodinamičkih pretvarača i spojnica i pridodatim mehaničkim menjacem smera i hidrodinamičkom kočnicom, savremenih hidrauličnih prenosnici grade se sa posebnim hidrodinamičkim pretvaračima za oba smera vožnje i hidrodinamičko kočenje. Уз друга побољшања која су омогућила електронски регулисано delimično punjenje pretvarača u manevarsкој službi i na polascima, смањila sopstvenu težinu prenosnika i odstranila negativne rotacione oscilacije turbinskih kola, hidraulični prenosnici довођени су у стање pouzdanog рада и омогућили су лако руковање код возње, hidrodinamičког коčења и промене смера возње (7). У томе погледу рад савременим дизел-hidrauličним локомотивама, pogотово у manevarsкој službi, може се предати са еластичношћу у руковању које су имале парне локомотиве.

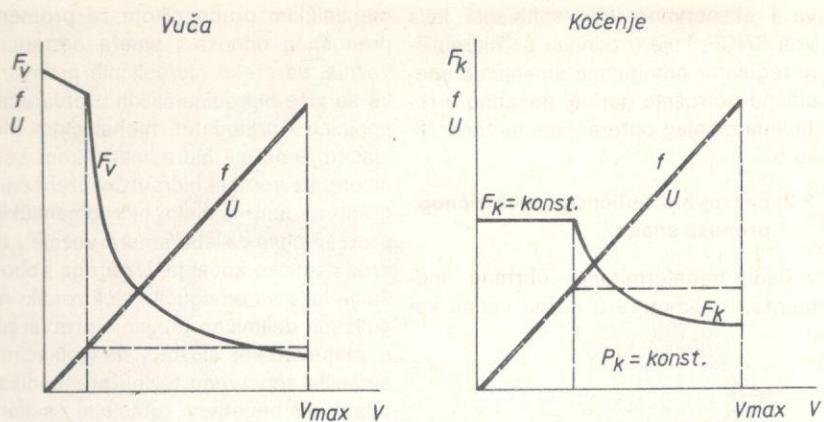
Ипак, под притиском burnog razvoja koji doživljava električni prenos radi primene manjih po dimenzijama, lakših i jeftinijih bezkolektorskih trofaznih generatora i vučnih motora u odnosu на istosmerne, hidraulični prenos sve više уступа место električnom u području svih snaga, uključujući i земље у којима је традиционално негован и развијан као што је већ поменути случај са Савезном Републиком Немачком. Пored ranije започете примење трофазних generatora sa ispravljanjem struje u poluvodničkim ispravljačima i давних покушаја примење vučnih motora најменичне струје (8), развој тиристорских и најновији развој GTO-tiristorskih pretvarača i mikroprocesorskog управљавања, отворио је широко врата примени električnog prenosa не само у AC/DC већ и AC/AC технички, са свим предностима коју има у односу на hidraulični prenos: могућности остваривања великих vučnih sila на поласку и временски неограђеног рада са великим vučnim silama на поласку и у подручју малих brzina, већег степена корисности и мање потрошње горива, могућности рекуперације енергије, поволjnijeg razmeštajaologna i помоћних uređaja на vozilima, jeftinije производње и нижих трошкова одрžavanja, и другим (9) (10). Стога не изнenađuje да је električni prenos најемниче struje у AC/AC технички данас нашао места на преко 1500 vučnih vozila у преко 20 земаља у свету,



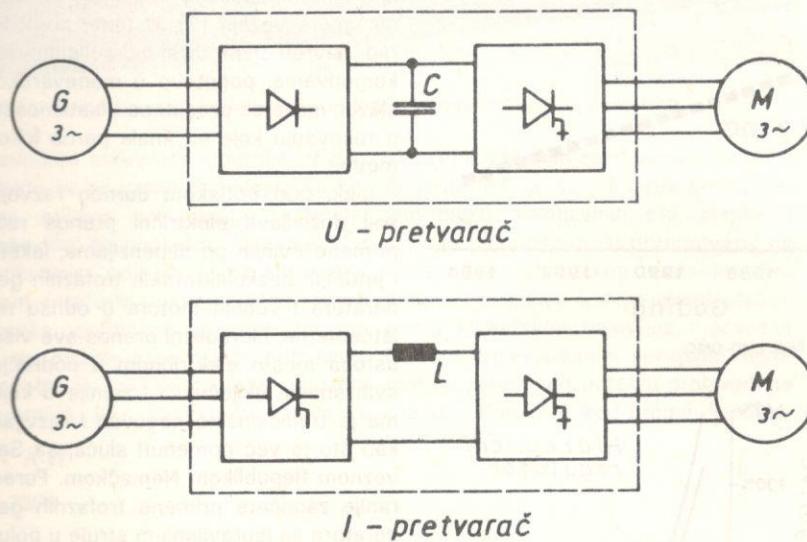
Slika 5 – Smanjenje specifične потрошње горива применом електронског убрзгавања горива.

rakteristiku, поред меhaničkog prenosa код возила најмане snage, код дизел-локомотива и дизел-моторма возова и данас се користе hidromehanički, hidraulični i električni prenos snage.

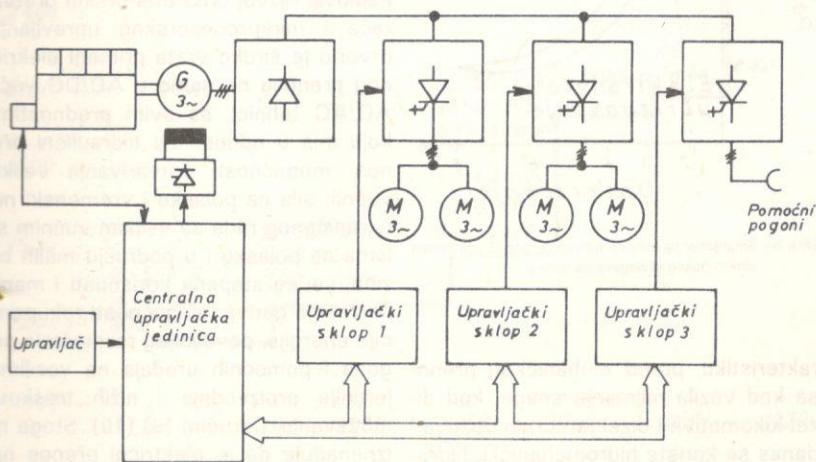
Od почетне градње са једним hidrodinamičким pretvaračem i pridodatim



Slika 6 – Podešavanje učestanosti i amplitude napona napajanja asinhronih vučnih motora pri vuči i kočenju.



Slika 7 – Blok shema pretvarača.



Slika 8 – Upravljačka shema dizel-električne lokomotive F69PH firmi EMD-GMC po sistemu Sibas, Siemens.

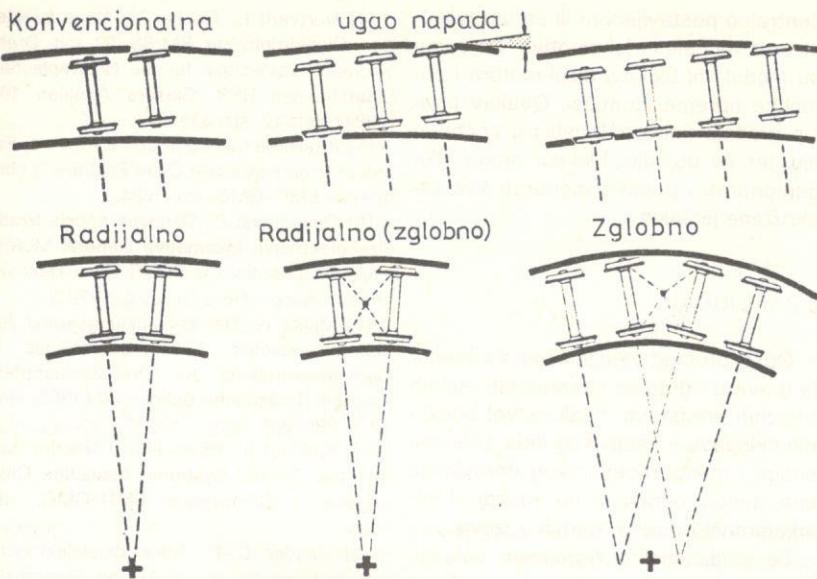
sa tendencijom daljeg razvoja i još mašovnije primene (11).

Da bi se proizvela struja promenljive učestanosti i amplitute napona potrebna za rad vučnih motora, odnosno da bi se ostvarilo kontinualno podešavanje frekvencije proporcionalno brzini, podesili naponi proporcionalni promeni učestanosti pri polasku i pri kočenju konstantnom silom, kao i da bi se održale konstantne vrednosti napona ili napon povećavao pri većim brzinama i pri kočenju sa konstantnom snagom kočenja (slika 6) danas se koriste dve vrste statičkih pretvarača ili invertora: naponski ili U-pretvarači sa međukrugom napona i strujni ili I-pretvarači sa međukrugom struje.

Kod U-pretvarača međukrug, smešten između ulaznog ispravljачa i izlaznog izmenjivača čini kapacitet  $C$ , a kod I-pretvarača čini induktivitet  $L$ , slika 7. Kod U-pretvarača u učestanost i amplitudu izlaznog napona podešavaju se u izlaznom izmenjivaču, a kod I-pretvarača učestanost se podešava u izlaznom izmenjivaču, a amplituda u ulaznom ispravljajući. Stoga je kod U-pretvarača složeniji izlazni, a kod I-pretvarača ulazni deo.

Značajan impuls razvoju pretvarača poslednjih godina dala je primena nove vrste tiristora, GTO-tiristori »gate-turn off thyristors« sa osobinom da počinju voditi struju kao i konvencionalni tiristori upravljačkim impulsom, a prestaju voditi ili opadanjem glavne struje ili negativnim impulsom. Danas se ova vrsta tiristora gradi za napone do 4500 V i mogućnosti prekidanja struje i do 3000 A, uz upravljačke impulse od 1 do 3 A (11) (12). Budući da ne trebaju posebne uređaje za komutiranje kakav trebaju konvencionalni tiristori, pretvarači sa GTO-tiristorima su zнатно manjih dimenzija.

U sklopu ovog odeljka recimo nekoliko reči o već pomenutoj primeni mikroprocesora i mikroprocesorskog upravljanja, koje je zahvaljujući razvoju mikroelektronike našlo svoga mesta i na savremenim železničkim vučnim i voznim sredstvima, uključujući i dizel-vučna vozila. Ovi sistemi upravljaju svim procesima i vrše nad njima nadzor, počevši od upravljanja dizel-motorom i njegovim uzajamnim radom sa prenosom snage, pretvaračima, sklopnicima i pogonskim sklopkama, pa do nadzora nad svim drugim funkcijama i praćenje rada i radne sposobnosti pojedinih uređaja i agregata (11) (13).

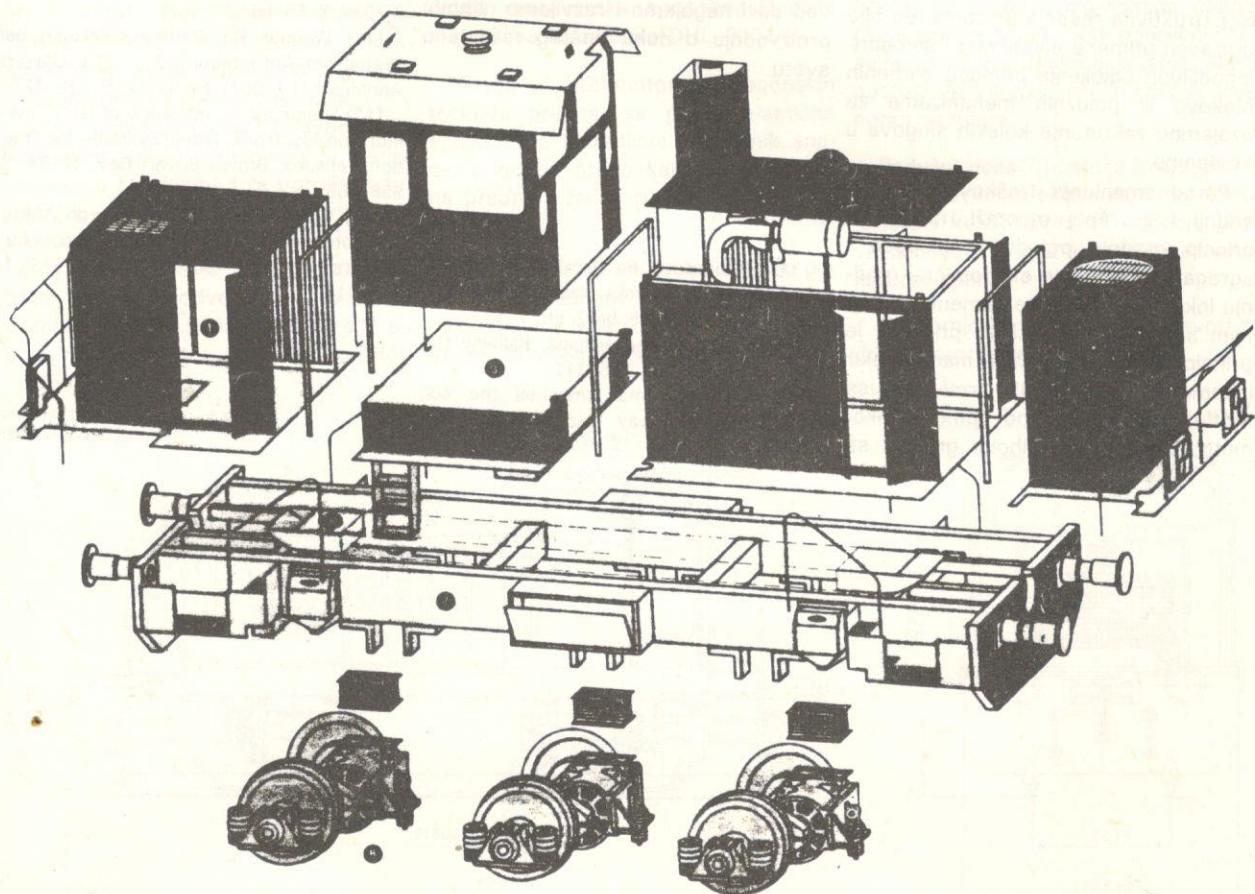


Slika 9 – Principska shema radijalnih i zglobnih obrtnih postolja.

Pored olakšanja rukovanja i održavanja zahvaljujući mikroprocesorima smanjen je broj potrebnih uređaja, instrumenata i provodnika a nadzor za vreme vožnje sveden je na praćenje na jednom monitoru, na kome se pojavljuju sve željene ili nužne informacije. Kao primer na slici 8, dajemo upravljačku shemu lokomotive EMD-GMC tipa F69PH za železničku kompaniju Amtrak, koja ima električni prenos naizmenične struje i sistem za upravljanje Sibas firme Siemens (11).

### 2.3 Razvoj mehaničkog dela

Radi opšte racionalizacije proizvodnje i smanjenja troškova eksplotacije i održavanja, razvija se i mehanički deo dizel-motornih vozila. Pored brojnih poboljšanja konstrukcije primenom novih materijala ili izvedbe, kao što su samopodmazujući ležaji, nove vrste zaptivnih materijala, izrada pojedinih sklopo-



Slika 10 – Modularni princip gradnje lokomotive ME05 firme Krauss Maffei.

va iz plastičnih masa, kompresori sa spojnicom za isključivanje na praznom hodu, ventilatori za hlađenje vode dizel-motora sa više stepeni uključivanja ili pomoći pogoni sa električnim motorima naizmenične struje, značajno je pomenući rad na razvoju i primeni obrtnih postolja zglobne konstrukcije ili sa radijalnim postavljanjem kolskih sloganova u krivinama, kao i rad na modularnoj gradnji i proizvodnji pojedinih sklopova mehaničkog dela u sendvičima.

Na osnovu opsežnih teorijskih, lабораторијских и експерименталних истраживања код водећих производача локомотива, као што су фирма Asea или EMD-GMC, данас је то опште прихваћени концепт у развоју обртних постолја. Захвалијући мањем нападном углу венача бандаџа у односу на класична обртна постолја са крuto постavljenим kolskim sloganovima, слика 9, радижална или zglobna обртна постолја омогућују минимизацију већине, мање отпоре у krivinama, боље коришћење адхезије и знатно мање троšenje venaca bandaža i šina. Конструктивна решења при томе иду било у правцу примене еластичног и самоприлагодљивог ogibljenja помоћу гумених блокова или полужних механизама за узаямно закрећање kolskih sloganova u krivinama.

Pored smanjenja трошкова у производњи и завршној монтажи, модуларни принцип градње pojedinih sklopova i agregata омогућује економичну градњу локомотива različite namene i u manjim serijama. На слици 10 приказан је принцип модуларне градње manevarskih локомотива типа ME05 фирме Krauss Maffei, који зависно од намene локомотива омогућује njihovu градњу sa

centralno постављеном или са управљач-ничама на целима локомотиве, при чему су модуларни блокови дизел-мотора i помоћне опреме идентични. Овакав принцип градње има предности i у одржавању, jer se pojedini блокови могу лако демонтирати i ponovo монтирati као заокруžene единице.

### 3 ZAKLJUČAK

Opšti прокват жељезничког саобраћаја u свету i градње савремених vučnih i возних средстава, нагли развој pojedinih sklopova mehaničkog dela, prenosa snage i mikroprocesorskog управљавања има свога одраза i на развој дизел-локомотива i дизел-моторних возова.

Sa традиционално развијеним жељезничким саобраћајем i u uslovima kada ће дизел-vuča i ubuduće imati значајну улогу u vuči uopšte, dužnost nam je не само да омогућимо racionalnu eksplotaciju i одржавање постојећих дизел-локомотива i дизел-моторних возова, već da i negujemo i razvijamo njihovu производњу u duhu општег развоја u свету.

### LITERATURA

- (1) Despotović P., Gačić P.: Tendencije u savremenom razvoju дизел локомотива u свету, Železnice 1985, br. 2, str. 7-13.
- (2) The high speed armada, Railway Gazette, april 1988, str. 215-241.
- (3) IC-experimental smashes the 400 km/h barrier, Railway Gazette, junii 1898, str. 355.
- (4) Nortvedt E., Fischer H.: Neue zweiteilige Dieseltriebzüge BM/BS 92 mit Drehstromantriebstechnik für die Norwegischen Staatsbahnen NSB. Glasers Annalen 108 (1984) Heft 12, str. 339-347.
- (5) Alternate fuels and prime movers, Saopštenje na Associate Chief Engineer's conference EMD-GMC, maj 1984.
- (6) Despotović P.: Osnovna načela izrade дизел-електричних локомотива General Motors i njihovo prisustvo u SOUR Đuro Đaković, stručni часопис Đuro Đaković, 1979/2.
- (7) Müller H.: Der Entwicklungsstand des hydrodynamischen Lokomotivantriebes in Gegenüberstellung zur Drehstromantriebstechnik, Elektrische Bahnen 80 (1982) Heft 10, s. 280-285.
- (8) Sjokvist E.: Three-Phase Traction Motors and Control Systems, Associate Chief Engineer's Conference EMD-GMC, maj 1984.
- (9) Zander C.-P.: Neue dielselektrische Lokomotiven für die Türkische Staatsbahn -ein Kooperationsmodell für den Know-how-Transfer, ZEV-Glaser's Annalen 111 (1987) Nr. 11/12, S. 449-457.
- (10) Teich W.: Energieeinsparungen durch Drehstrom-Antriebstechnik bei Diesel- und Industrielokomotiven, BBC-Nachrichten Nr. 2/1983, S. 58-66.
- (11) Wagner R.: Weiterentwicklung der Drehstrom-Antriebstechnik, ZEV-Glaser's Annalen 111 (1987), Nr. 11/12, S. 418-427.
- (12) Stemmler H.: Influence of GTO Thyristors on Electronic Drive Systems for Traction Vehicles, Brown Boveri Rev. 12-84, S. 558-566.
- (13) Bange G.: Der Einsatz von Mikrocomputern auf Schienenfahrzeugen, ZEV-Glaser's Annalen 106 (1982) Nr. 2/3, S. 110-117.

(Adresa: dr Prvoslav DESPOTOVIĆ  
i prof. dr Zdravko VALTER)

# Manevarska lokomotiva DHL 200T

UDK 621.335.3:62.001.6

Uzgred pomenimo da je »MIN« nedavno proizveo dve dizel hidraulične lokomotive od 330 kW (450 KS) koje uspešno »trče« na uzanom koloseku rudnika u Banovićima.

Slavko RAIČEVIĆ, dipl. inž.

## I UVOD

U Mašinskoj industriji Niš poslednjih nekoliko godina potpuno se realizuje ranije postavljeni zadatak da se proizvode lokomotive i dresine isključivo domaćom opremom. U nizu takvih projekata, koji su realizovani u proizvodnji, je i dizel hidraulična lokomotiva DHL-200T koja svojim vučnim i konstruktivnim karakteristikama u potpunosti ispunjava zahteve železnice.

Lokomotiva DHL-200T je dvoosovinsko vučno vozilo namenjeno za manevriranje u stanicama i za potrebe unutrašnjeg saobraćaja u industrijskim preduzećima normalnog koloseka (Slika 1). MIN – Niš je u mogućnosti da proizvodi lokomotive iste snage za uzani kolosek od 900 i 760 mm, gde su stečena iskustva i proveren kvalitet.

Uzgred pomenimo da je »MIN« nedavno proizveo dve dizel hidraulične lokomotive od 330 kW (450 KS) koje uspešno »trče« na uzanom koloseku rudnika u Banovićima.

Pouzdana konstrukcija i sinhronizovan rad pogonske grupe omogućavaju dobre manevarske sposobnosti dizel hidraulične lokomotive DHL-200T.

Snaga od dizel motora do pogonskih točkova prenosi se preko elastične spojnice na hidraulični prenosnik snage, a odatle preko kardanskih vratila na prednji i zadnji pogon osovine (Sl. 2).

Dizel motor i prenosnik snage su povezani elastičnom spojnicom i kruto oslonjeni na jedan nosač, koji je elastično oslonjen na postolje lokomotive.

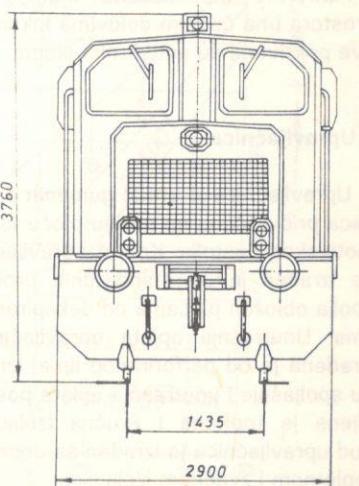
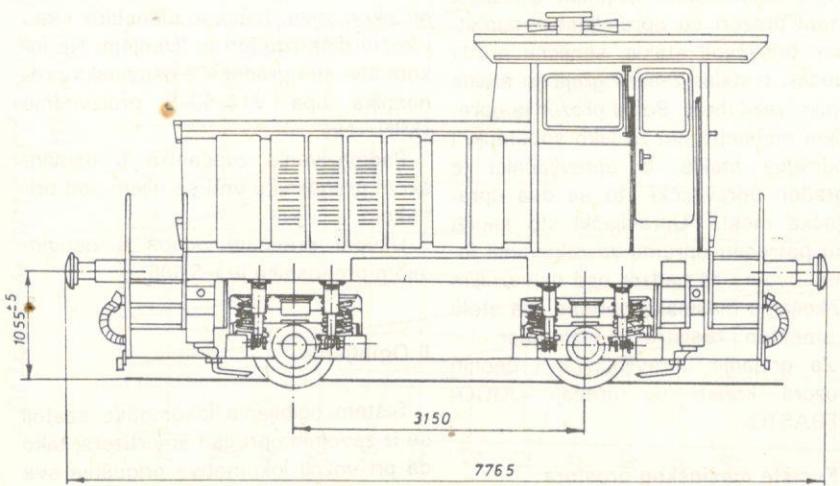
## II OPIS KONSTRUKCIJE, OPREME I UREĐAJA NA LOKOMOTIVI

### 1 Postolje

Postolje lokomotive je zavarene konstrukcije, izrađeno od čeličnih ploča. Sastoje se od podužnih nosača, čeonih ploča, gornje ploče i više poprečnih nosača, ugaonih i donjih pojačanja. Sklop postolja je veoma krut, robustan i otporan na udare.

Podužni nosači postolja imaju prorez za osovinske sklopove i osovinska ležišta i konstrukciju za vođenje osovinskih ležišta, koja su ogibljena zavojnim oprugama.

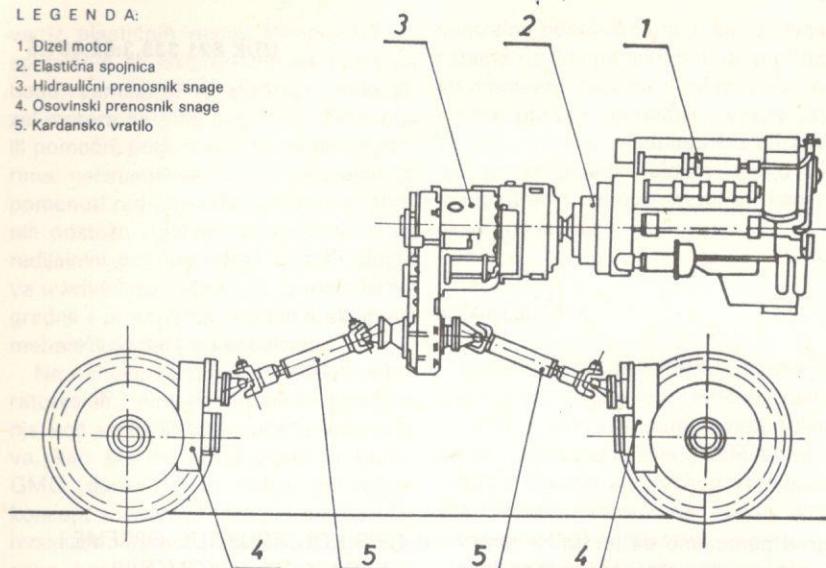
Na gornjoj ploči izrezani su otvor za dizel, motor i prenosnik snage.



Slika 1 – Dizel hidraulična lokomotiva DHL-200T

## LEGENDA:

1. Dizel motor
2. Elastična spojnica
3. Hidraulični prenosnik snage
4. Osovinski prenosnik snage
5. Kardansko vratilo



Slika 2 – Šema pogonske grupe lok. DHL-200T

## Osnovni tehnički podaci:

– Širina koloseka .....	1435 mm
– Dužina preko odbojnika .....	7765 mm
– Raspored osovina .....	B
– Rastojanje između osovina .....	3150 mm
– Najveća visina vozila iznad GŠ-a .....	3760 mm
– Najveća širina vozila .....	2900 mm
– Prečnik točka nov/istrošen .....	850/750 mm
– Najmanji poluprečnik krvine .....	50 m
– Maksimalna dozvoljena brzina .....	45 km/h
– Minimalna trajna brzina .....	4,5 km/h
– Najveća vučna (adheziona) sila pri polasku .....	7060 daN
– Maksimalno opterećenje po osovini .....	12 t
– Težina prazne lokomotive .....	23 t
– Težina lokomotive sa 2/3 zaliha .....	23,6 t
– Težina lokomotive sa punim zalihami .....	24 t

Platforme duž kućišta mašinskog ra sa sigurnosnim kaljenim staklima, prostora i na čeonim delovima lokomotive pokrivene su antikliznim limom.

## 2 Upravljačnica

Upravljačnica je preko gumenih osnaca pričvršćena na gornju ploču lokomotivskog postolja. Kostur upravljačnice izrađen je od standardnih profila, spolja obložen pločama od dekapiranog lima. Unutrašnja opłata upravljačnice je izrađena od perforiranog lima. Između spoljašnje i unutrašnje opłate postavljen je topotna i zvučna izolacija. Pod upravljačnicu je izrađen sa dobrom topotnom i zvučnom izolacijom.

Na čeonim zidovima upravljačnice ugrađena su po dva nepomična prozo-

ri. Čeoni prozori su opremljeni pneumatskim brisačima stakla, senilima protiv sunca i instalacijom za grejanje stakla topim vazduhom. Bočni prozor je opremljen mehanizmom za lako spuštanje i podizanje stakla. U upravljačnici je ugrađen upravljački sto sa dva upravljačka mesta. Upravljački sto sadrži svu potrebnu opremu za rukovanje lokomotivom i za nadzor nad najvažnijim funkcijama mašinske opreme. Na stolu za grejanje upravljačnice i čeonih prozora koristi se uređaj »JUGO-WEBASTO«.

## 3 Kućište mašinskog prostora

Kućište mašinskog prostora pokriva dizel motor, prenosnik snage, hladnjak,

dodatni kompresor i ostale prateće elemente pogonske grupe. Izrađeno je kao posebna celina i zavrtnjima je preko gumenih traka pričvršćeno na gornju ploču lokomotivskog postolja. Na bočnim stranama kućišta ugrađena su po tri para dvokrilnih vrata za lak pristup dizel motoru i prenosniku snage.

Kostur kućišta je zavarene konstrukcije, izrađen od standardnih čeličnih profila. Krovni deo je obložen pločama od dekapiranog lima.

## 4 Nosač dizel motora i prenosnika snage

Nosač dizel motora i prenosnika snage je zavarene konstrukcije, izrađen od standardnih profila i ugaonih ojačanja. Veza dizel motora i prenosnika snage sa nosačem je kruta i omogućuje centričnost i paralelnost između istih. Nosač je elastično vezan za postolje lokomotive, tako da se sve dinamičke sile koje nastaju pri vožnji lokomotive prigušuju elastičnim osloncima.

Ovakvim načinom oslanjanja omogućuje se istovremeno oscilovanje dizel motora i prenosnika snage.

## 5 Osovinski sklop

Osovinski sklop se sastoji iz osovine, točka, kočnog diska, osovinskog prenosnika i kućišta sa ležajima.

Osovina je izrađena od visokokvalitetnog legiranog čelika i dimenzionisana je tako da može da podnese sva opterećenja kojima je izložena pri vožnji lokomotive. Točak je monoblök i kao i kočni disk izrađen je livenjem. Na lokomotivi su ugrađena 2 osovinska prenosnika tipa V14-53-B proizvodnje »MIN«-Niš.

Podmazivanje zupčanika u osovinskom prenosniku vrši se uljem pod pritiskom.

Ukupni prenosni odnos u osovinskom prenosniku je  $i=5,306$ .

## 6 Ogibljenje

Sistem ogibljenja lokomotive sastoji se iz zavojnih opruga i amortizera, tako da pri vožnji lokomotive prigušuje sve dinamičke sile kojima je vozilo opterećeno i time obezbeđuje potrebnu mirnoću hoda lokomotive.

**DIJAGRAM OPTEREĆENJA i - V LOKOMOTIVE  
DHL - 200 T**

S. Raičević: MANEVARSKA LOKOMOTIVA DHL 200 T

KRIVA VUČNE SILE NA OBODU TOČKA I STEPENA  
KORISNOSTI HIDRAULIČNOG PRETVARAČA LOK.DHL-200T

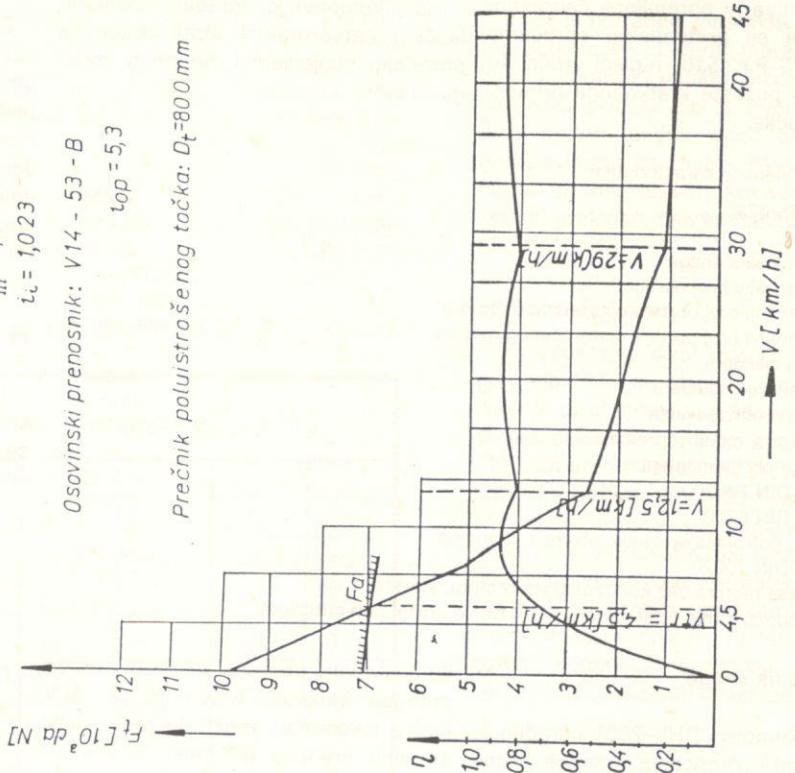
Dizel motor: F8L 413F, 165 kW pri  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$   
Prenosnik snage: 4PW 45 H1

$$\begin{aligned}t_r &= 5,21 \\t_{II} &= 2,38 \\t_{III} &= 1,02 \\t_4 &= 1,023\end{aligned}$$

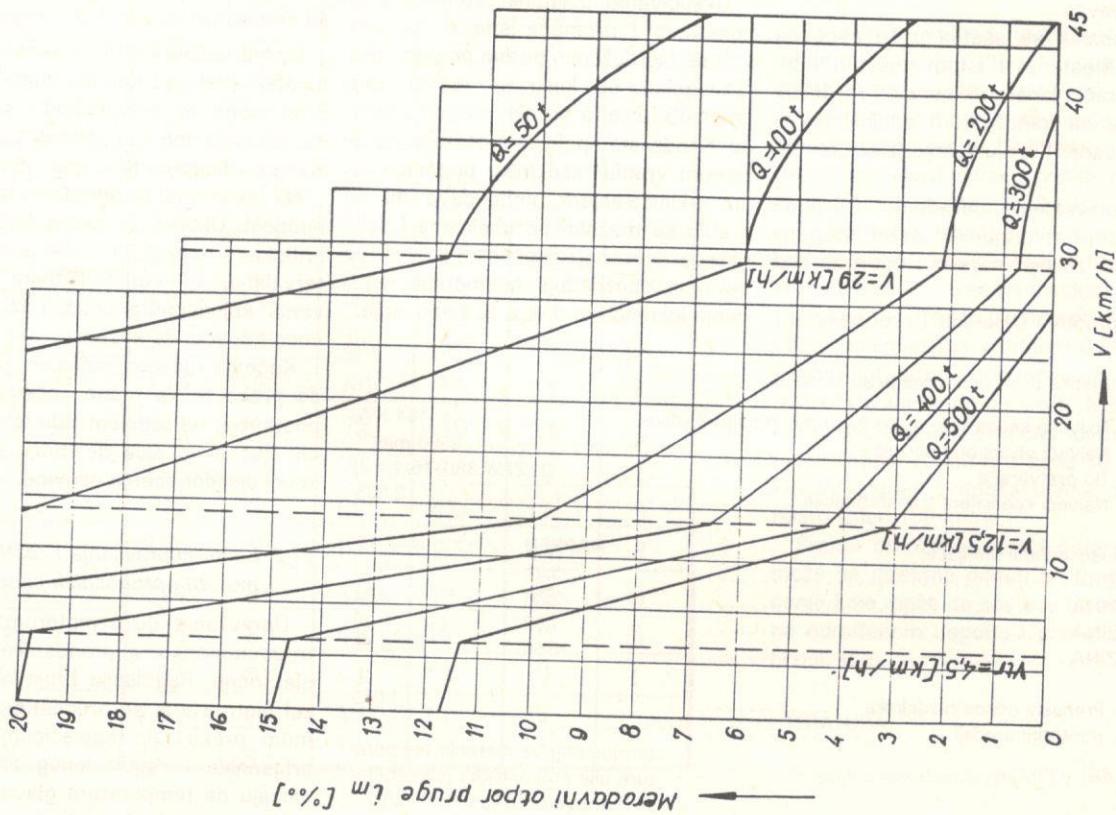
Osovinski prenosnik: V14 - 53 - B

$$t_{op} = 5,3$$

Prečnik poluistrošenog točka:  $D_t = 800 \text{ mm}$



Slika 3



Slika 4

**7 Vlačno odbojna sprema**

Lokomotiva je opremljena čaurastim dbojnicima sa prstenastim oprugama prema JUS P.F3.510. Tegleći uređaj se sastoji od pužaste kratkohode opruge, kuke i kvačila.

Motor ima sledeće karakteristike:

– Proizvođač .....	»TAM«
– Tip .....	F8L413F
– Nominalna snaga .....	165 kW
– Nominalni broj obrtaja .....	2500 min <sup>-1</sup>
– Najmanji broj obrtaja opterećenog motora .....	1200 min <sup>-1</sup>
– Najmanji broj obrtaja rasterećenog motora .....	500–600 min <sup>-1</sup>
– Broj cilindara .....	8
– Raspored cilindara .....	V pod 90° direktan
– Način ubrizgavanja .....	
– Ukupna radna zapremina .....	12763 cm <sup>3</sup>

Maksimalni obrtni moment:

– po DIN 70020 .....	817 Nm
– po DIN 6270 .....	692 Nm

Specifična potrošnja kod max. obrtnog momenta

– po DIN 70020 .....	216g/kWh
– Masa motora bez kompresa, alternatora, startera i ulja .....	770 kg

Sistem podmazivanja dizel motora F8L 413F je kružni pod pritiskom.

**8 Diesel motor**

Na lokomotivi je ugrađen vazdušno hlađeni četvorotaktni diesel motor sa prirodnim punjenjem i direktnim ubrizgavanjem.

**10 Sistem za hlađenje diesel motora i prenosnika snage**

Diesel motor F8L 413F je motor sa vazdušnim hlađenjem. Na diesel motoru ugrađen je dodatni hladnjak koji obezbeđuje hlađenje ulja prenosnika uz pomoć rashlađenog vazduha. Sistem je dimenzionisan tako da obezbedi hlađenje diesel motora i ulja prenosnika pri spoljnoj temperaturi vazduha do + 40°C.

**11 Sistem za zbijeni vazduh**

Dva paralelno spregnuta kompresora snabdevaju glavne rezervoare, odakle se vazduhom snabdevaju sledeći sistemi:

- Sistem vazdušne kočnice
- Sistem upravljanja motorom
- Sistem brisača stakla
- Sistem za davanje zvučnih signala
- Sistem za peskanje

**11.1 Sistem vazdušne i ručne kočnice**

Lokomotiva raspolaže sa dva tipa vazdušne kočnice: direktna i automatska.

Osnovni elementi vazdušne kočnice su serijski proizvodi MZT-Skopje:

Ispred kočnih cilindara vezan je pneumatski prekidač koji automatski svodi dizel motor na prazan hod i isključuje menjac iz brzine kad pritisak vazduha u kočnim cilindrima dostigne 1,5 bar.

Na lokomotivi je ugrađen i uređaj za budnost. Ukoliko se taster budnika ne pritiske u određenim vremenskim intervalima, EP-ventil aktivira ispusni ventil koji ispušta vazduh iz glavnog voda i dovodi do kočenja.

Kočenje ručnom kočnicom ostvaruje se preko točka ručne kočnice koji je postavljen na zadnjem zidu upravljačnice. Ručna kočnica dejstvuje samo na kočni cilindar zadnje osovine.

**11.2 Sistem upravljanja i zaštite diesel motora i prenosnika snage**

Upravljanje diesel motorom je elektropneumatsko, a prenosnikom snage električno. Regulacija broja obrtaja dizel motora vrši se bregastim mehanizmom preko fino-regulacionog ventila, prigušnice i regulacionog aparata. U slučaju da temperatura glave i ulja dizel motora pređe određenu granicu

**9 Prenosnik snage**

Na lokomotivi DHL-200T ugrađen je hidraulični prenosnik snage tipa 4PW45H1, koji proizvodi »14 oktobar« iz Kruševca.

Prenosnik se sastoji iz tri osnovna dela smeštena u istom kućištu, i to: pretvarač, planetarni menjac i razdelnik pogona sa kaňđastom spojnicom za uključivanje i isključivanje izlaza iz menjaca.

Uključivanjem određene frikcione spojnica ostvaruju se četiri stepena prenosa za hod napred i četiri za hod nazad.

Lokomotiva DHL-200T radi samo u I,

Karakteristike prenosnika snage su sledeće:

– Najveća snaga koju može da primi prenosnik snage .....	184 KW
– Najveći ulazni broj obrtaja .....	2500 min <sup>-1</sup>
– Tip pretvarača .....	ZFW.350-16/2.1.2.
– Najveći koeficijent transformacije .....	2,635

– Prenosni odnosi menjaca:

1. BRŽINA .....	NAPRED
2. BRŽINA .....	5,21
3. BRŽINA .....	2,38
4. BRŽINA .....	1,02

NAZAD

– Prenosni odnos razdelnika .....	2,32
– Kontrolni uređaji .....	0,56

5,10

1,00

0,56

– Sistem upravljanja .....	1,023
----------------------------	-------

termometar za merenje temperature ulja prenosnika i manometar za merenje pritiska uključivanja električni

Podaci o vazdušnom sistemu:

- Zaprjava glavnih rezervoara .....	2 x 200 = 400 lit.
- Pritisak u glavnim rezervoarima .....	8 bar
- Kapacitet kompresora na motoru .....	430 l/min
- Kapacitet dodatnog kompresora .....	1250 l/min
- Tip dodatnog kompresora .....	NF - 1010
- Proizvođač dodatnog kompresora .....	»Tudbenik«-Doboj
- Ukupni kapacitet paralelno vezanih kompresora .....	1680 l/min
- Direktni kočnik .....	FD1
- Automatski kočnik .....	FV4a
- Rasporednik .....	Lst-1
- Kočni cilindar sa ručnom kočnicom .....	CR 10-110 RK
- Kočni cilindar bez ručne kočnice .....	CR 10-110

električni davač aktivira EP-ventil ugrađen ispod regulacionog aparata i svodi dizel motor na prazan hod.

Kada je potrebno zaustaviti dizel motor, aktivira se EP-ventil ispred cilindra za stop motora i upušta vazduh u cilindar. Kada pritisak ulja za podmazivanje dizel motora padne ispod dozvoljene granice motor se zaustavlja na isti način, ali sa tom razlikom što sada manostatski prekidač daje komandu EP ventilu.

## TABLICA OPTERECENJA

Merodavni optpor pruge [daN/t]	Brzina vožnje [km/h]					
	V <sub>f</sub> =4,5	12,5	20	29	40	45
0	3427	1252	814	395	278	205
1	2295	844	558	276	202	152
2	1723	634	421	210	156	118
3	1377	506	337	167	126	95
4	1145	416	279	138	105	79
5	978	357	238	117	88	66
6	855	310	206	100	76	56
7	758	274	181	87	66	49
8	680	244	161	76	58	42
9	616	220	145	68	51	37
10	562	200	131	60	45	32
11	518	183	119	54	40	28
12	479	168	109	49	36	25
13	446	156	101	44	32	22
14	417	144	93	40	29	19
15	391	135	86	36	26	17
16	368	126	80	33	23	15
17	347	118	75	30	21	13
18	326	119	70	28	19	11
19	312	105	65	25	17	9
20	296	99	61	23	15	8
22	270	89	54	19	12	5
24	248	80	48	16	9	3
26	228	73	43	13	7	1
28	211	66	39	11	5	
30	196	61	35	9	3	

Slika 5

## 12 Elektro-oprema

Za upuštanje dizel motora i napajanje električnog sistema lokomotive kada je dizel motor van pogona koriste se akumulatorske baterije 2 x (180 Ah, 12V). Za vreme rada dizel motora alternator kapaciteta 28V, 125A isporučuje električnu energiju za napajanje svih električnih potrošača na lokomotivi i dopunjuje akumulatorske baterije. Nadzor nad najvažnijim funkcijama mašinskog prostora obavlja se električnim putem. Poremećaji se javljaju mašinovođi preko svetlosnih i zvučnih signala.

## III VUČNE KARAKTERISTIKE LOKOMOTIVE DHL-200T

Po svojim vučnim karakteristikama lokomotiva DHL-200T je u potpunosti manevarskog tipa. Osnovna odlika ovakvih lokomotiva je da imaju velike vučne sile pri malim brzinama, a time i mogućnost savlađivanja većih opterećenja. (Dijagrami na slici 3 i 4).

U području iznad minimalne trajne brzine pa sve do maksimalne brzine lokomotiva radi sa veoma visokim stepenom korisnosti hidrauličnog pretvarača čija je maksimalna vrednost 0,864. Dijagrami su dati sa ograničenom maksimalnom brzinom do 45 km/h. Međutim, u trećem stepenu prenosa lokomotiva može dostići 70 km/h, a kada se deblokira IV stepen prenosa brzina dostiže nešto iznad 100 km/h.

Prema priloženoj tablici opterećenja može se direktno očitati bruto opterećenje koje može da savlada lokomotiva na određenom usponu i pri određenoj brzini, sl. 5.

## LITERATURA

Projektna dokumentacija MIN – Niš.

(Adresa: Slavko RAIČEVić, dipl. inž, MIN – Niš)

# Čistač snijega na željezničkim prugama

UDK 621.335.6.001.6 (086)

Dr. Ante CRNJAC, dipl. maš. inž.  
Petar CRNJAC, dipl. inž.

## 1 UVOD

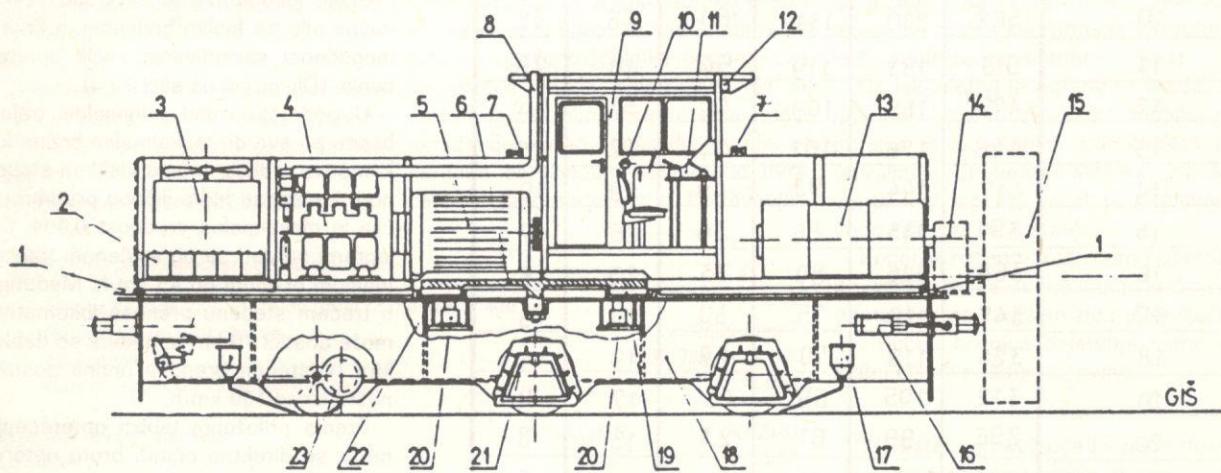
U svijetu postoje čistači snijega na željezničkim prugama kao strogo namjenska vozila. Pošto ti strojevi imaju stranstva je vrlo skupa i zahtjeva konvolo velike kapacitete (do 8000 tona vertabilnu valutu). Osim toga su to snijega na sat) potreba za njima je strogo namjenska vozila, jer rade samo mala i radi toga je i cijena izrade previšna. Ipak, oni su neophodni, jer je bez njih vrlo otežan, a katkada i nemoguće, da se obrije snijeg na željeznički saobraćaj u krajevima, gdje se ne soka. Ima, oni su neophodni, jer je bez njih vrlo otežan, a katkada i nemoguće, da se obrije snijeg na željeznički saobraćaj u krajevima, gdje se ne soka.

Zbog pomanjkanja čistača snijega na jugoslovenskim željezničkim prugama dolazi zimi do zastoja u željezničkom stanicama i da se redovno proizvode saobraćaju. Višestana zakašnjenja međunarodnih vlakova govore o slaboj uspješno upotrebljava-

opremljenosti i organizaciji jugoslovenskog željezničkog saobraćaja.

Nabavka odgovarajućeg vozila iz ino- u slučaju sniježnih vijavica, te se ne mogu koristiti za druge svrhe. Kada nema visokih sniježnih nanosa oni su izvan upotrebe, što može biti katkada i po godinu dana. Poznato je, međutim, da trebamo lokomotive za manevarsku službu, osobito na malim i srednjim stanicama i da se redovno proizvode za potrebe jugoslovenskih željeznic. Te lokomotive uspješno upotrebljava-

mo također i za vuču lakih vozova, za industrijske potrebe itd. Ako te lokomotive izradimo tako, da se na jednu čeonu platformu može vrlo jednostavno i brzo namjestiti stroj za čišćenje snijega (freza sa pogonom), onda takva lokomotiva, pored manevarske službe, može postati, u krajevima koji obiluju snijegom, i čistač snijega na pruzi. Tako bi dobili višenamjensko vozilo, koje bi upotrebljavali kao manevarsku lokomotivu u svim krajevima zemlje, a u krajevima koji obiluju snijegom, kupac bi nabavio još samo stroj za čišćenje snijega, koji je neuporedivo jeftiniji od namjenskog čistača snijega.

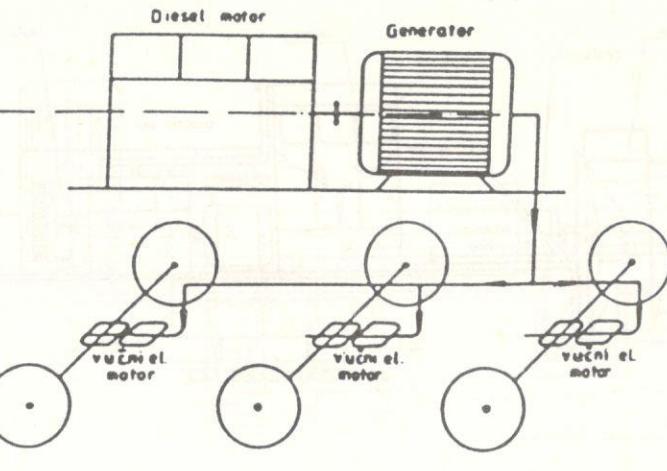


Slike 1

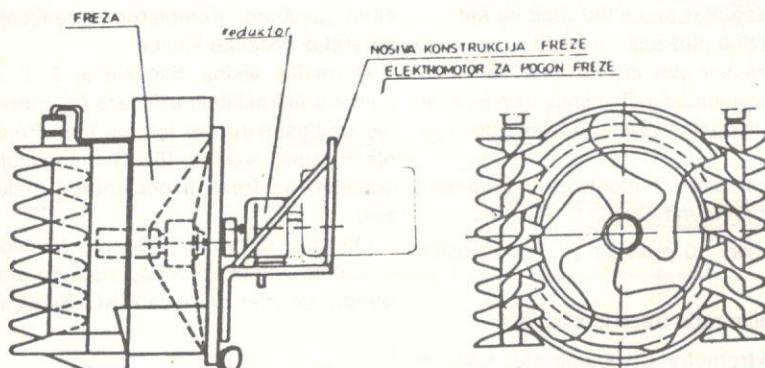
- Pojedine pozicije znače:
- 1. - vodica (detalj A sl. 7)
  - 2. - baterije
  - 3. - rashladni sistem
  - 4. - Diesel motor
  - 5. - generator
  - 6. - gornja ploča mehanizma za okretanje
  - 7. - zračne sirene

- 8. - izduvna cijev
- 9. - kabina
- 10. - ručna kočnica
- 11. - komandni stol
- 12. - reflektor
- 13. - elektromotor za pogon freze
- 14. - reduktor
- 15. - freza za odstranjivanje snijega

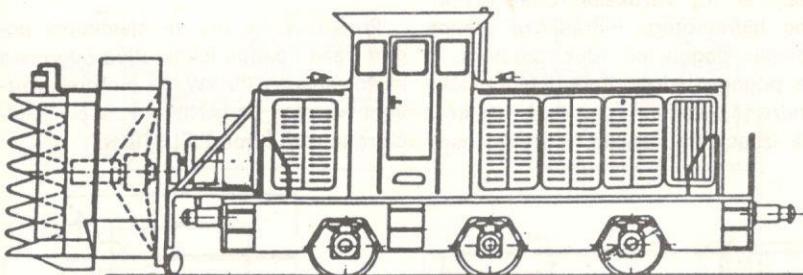
- 16. - centralna spojka
- 17. - peskara
- 18. - postolje
- 19. - valjci za okretanje gornjeg dijela lokomotive
- 20. - hidraulične dizalice
- 21. - centrlni čep
- 22. - donji dio mehanizma za okretanje
- 23. - vučni elektromotor



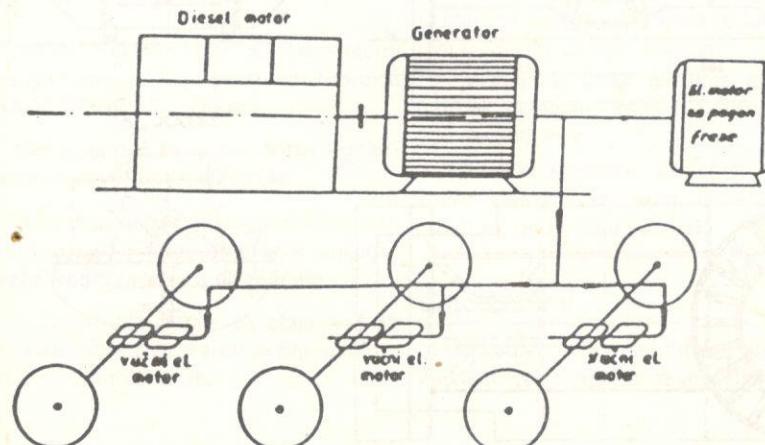
Slika 2



Slika 3



Slika 4



Slika 5.

## 2 OPIS I DJELOVANJE VOZILA

U slučaju velikih sniježnih vijavica mora se lokomotiva-čistač snijega u povratku okrenuti na otvorenoj pruzi, kako bi bila freza opet u smjeru vožnje. To se postiže tako, da lokomotiva:

- a – ima dizel-električni pogon
- b – ima dva dijela: gornji okretljivi dio i donji dio-postolje

### 2.1 Pogon lokomotive

Na slici 1 je prikazan unutrašnji raspored lokomotive-čistača snijega a bez crtkanog dodatka (pozicije 14, 15) je izgled lokomotive manevarke.

Vozilo ima dizel-električni pogon, što znači, da ima svoju vlastitu električnu centralu, gdje proizvodi struju i upotrebljava je za vlastiti pogon. Diesel motor pogoni generator daje električnu energiju vučnim motorima i motoru za pogon freze.

Na slici 2 je prikazana šema pogona, kada je lokomotiva u manevarskoj službi. Sva struja iz generatora se troši za pogon vučnih elektromotora.

Kada na tu lokomotivu montiramo stroj za odstranjivanje snijega (slika 3) onda dobijemo čistač snijega na želj. prugama (slika 4).

U tom slučaju struja iz generatora se troši za pogon vučnih elektromotora i elektromotora za pogon freze (slika 5). Znači, da strujom iz jednog generatora obavljamo obe funkcije lokomotive.

### 2.2 Okretanje lokomotive

Na slici 6 je prikazan način okretanja lokomotive, kada je u funkciji čistača snijega.

Gornji-ókretljivi dio je samonosiva konstrukcija, u kojoj je smješten sav pogon i oprema.

Donji dio-postolje (slika 7) je masivna zavarena konstrukcija, koja je sposobna da izdrži sva dinamička i statička opterećenja u svim položajima okretljivog dijela.

Kada je okretljivi dio postavljen u smjeru vožnje on leži na vođicama (detalj A slika 7), koji ga ujedno fiksiraju protiv pomicanja. Na postolju je smješten i mehanizam za okretanje gornjeg okretljivog dijela, koji je na slici 8 prikazan u prerezu.

Na gornjoj strani postolja je namještena masivna prstenasta ploča (4) u kojoj su ugrađeni radialno postavljeni valjci (5). Za vrijeme vožnje ova ploča

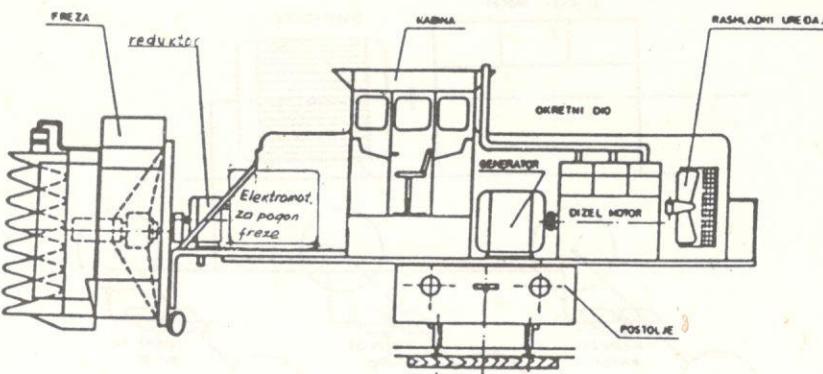
nije opterećena, jer gornji dio leži na vođicama. Ploča se može vertikalno pomocići. Ispod ploče su smještene četiri hidraulične dizalice (6), koje imaju centralni pogon. Kada hoćemo okrenuti okretljivi dio, najprije hidraulične dizalice (6) podignu ploču (4) toliko, da se okretljivi dio podigne iznad vođica i tako sada leži samo na valjčima (5). Tako smo postigli minimalni otpor trenja prilikom vrtnje. Sada se uključi elektromotor (1), koji preko zupčanika (2) i zupčastog segmenta (3) okreće okretljivi dio za 180°, hidraulične dizalice spuste ploču (4) i okretljivi dio sjedne na svoje vođice. Na okretljivom dijelu se nalazi centrirni čep, koji sjedi u otvoru (7) i tako ga osigurava protiv pomicanja za vrijeme okretanja.

### 3 FREZA

U normalnim snježnim uslovima najracionalnije je čišćenje snijega na željezničkim prugama pomoću plugova, jer je relativno jeftin, omogućuje velike brzine pluženja, a ima i velike površine pluženja. Takve plugove, koji čiste snijeg do visine 1 m proizvodi tvornica RIKO – Ribnica (SR Slovenija).

Kada je snijeg na pruzi visok po nekoliko metara, tada nam ne pomažu plugovi i u takvim prilikama moramo upotrebljavati posebne odstranjivače snijega – freze (slika 3 i 9). Karakteristike tih strojeva su slijedeće:

- minimalna širina čišćenja 3 m.



Slika 6.

- minimalna visina čišćenja 3 m.
- kapacitet oko 8000 tona na sat
- brzina pluženja 35 km/h
- promjer glavnog rotora 2250 mm
- mogućnost odbacivanja snijega na lijevu ili desnu stranu, odvisno od terena
- montaža i demontaža na lokomotivu jednostavna i brza.

Na slici 10 prikazan je čeonim pogled u rotor.

Princip rada freze je slijedeći:

Elektromotor (2) snage oko 500 kW preko reduktora (3) pogoni glavni rotor (poz. 1 sl. 10). Vertikalne rotore (2) pogone hidromotori. Hidrauličke pumpe dobivaju pogon od elektromotora, a ove pogone hidromotore i hidrauličke cilindre (4). Kamine (poz. 3 sl. 10), kroz koje izbacujemo snijeg, možemo nagi-

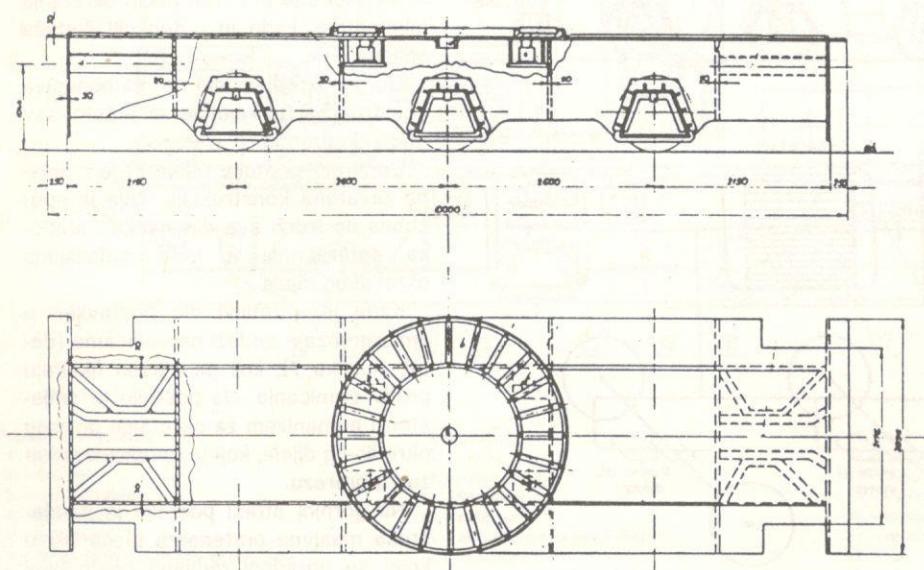
njati na lijevu ili desnu stranu pod različitim nagibom. Kompletno upravljanje se vrši iz vozačke kabine.

Normalna visina čišćenja je 2 m, a pomoću hidrauličnih cilindara (4) možemo podignuti rotore još za 1 m. Prednje i zadnje vođice (5, 6) omogućuju stabilan rad freze u podignutom položaju.

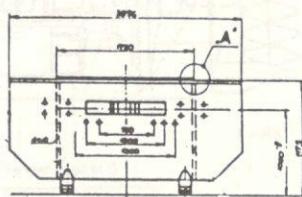
Opisani stroj za čišćenje snijega – frezu sa kompletним pogonom će proizvoditi također tvornica RIKO – Ribnica.

### 4 DIESEL MOTOR

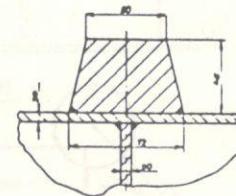
Prema proračunu za cijelokupni pogon freze i pogon lokomotive odgovara motor snage 700 kW. Te motore proizvodi tvornica ULJANIK – Pula po licenci francuske firme PIELSTICK.

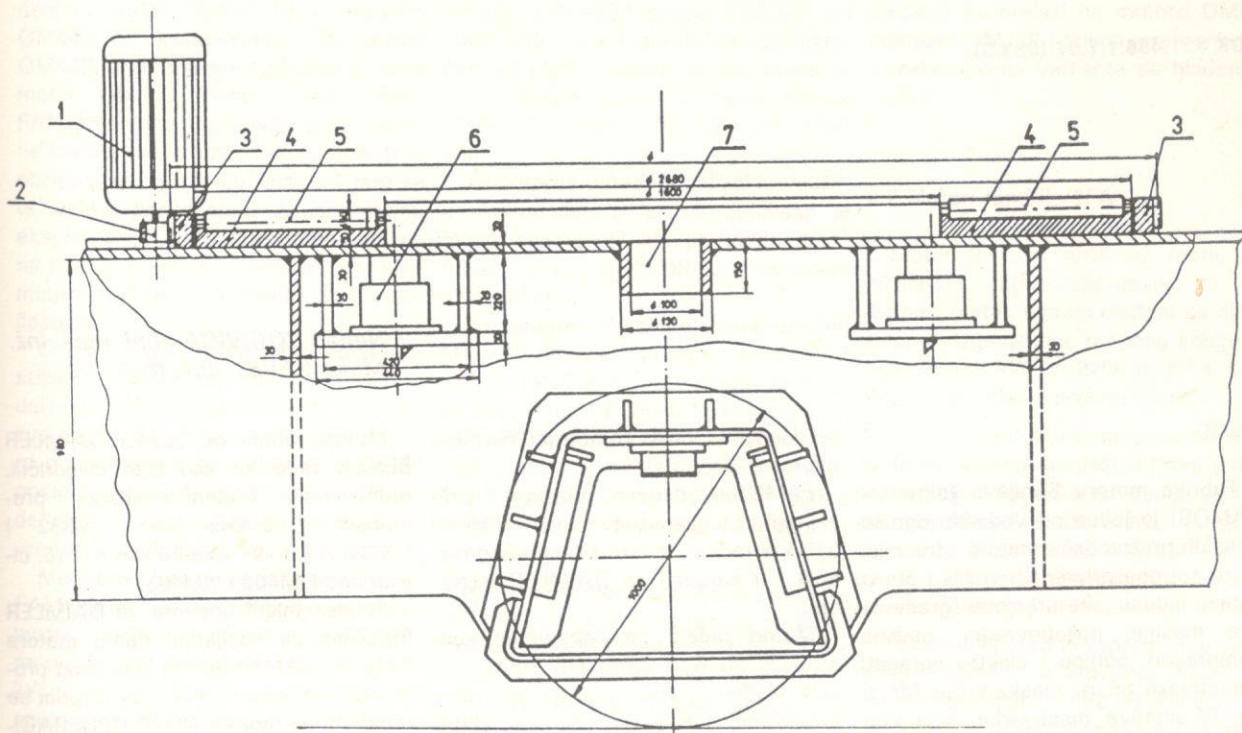


Slika 7.

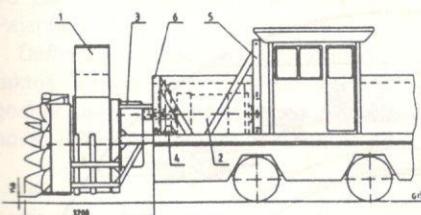


DETALJ „A“

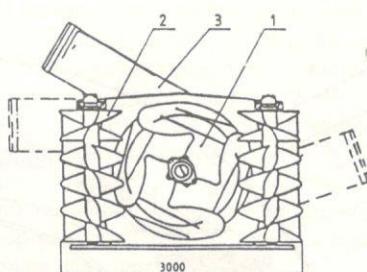




Slika 8



Slika 9



Slika 10

## 5 ELEKTROMOTORI, GENERATOR

Vučni elektromotori su istosmjerni serijski motori, koje proizvodi tvornica RADE KONČAR – Zagreb.

Elektromotor za pogon freze i generator proizvodi ULJANIK–Pula.

Kod sinhronizacije pogona lokomotive (vožnja) i freze (čišćenje snijega) treba voditi računa o slijedećem:

- mijenjanje broja okretaja vučnih motora mora odgovarati brzini lokomotive od 0 do 60 km/h.

- podjela snage generatora između vučnih motora i freze, kada je lokomotiva u funkciji čistača snijega.

- mijenjanje broja okretaja elektromotora za pogon freze u području od 150 do 300°/min.

Navedeni električni problemi su također rješeni, ali zbog ograničenog prostora, ovdje nisu opisani.

gama zavisi željeznički saobraćaj neke zemlje osobito u slučaju snježnih vijavica. U Jugoslaviji imamo vrlo malo takvih vozila i otuda pometnje u željezničkom saobraćaju. Višesatna zakašnjenja međunarodnih vlakova svjedoče o zaostalosti naših željeznica za razvijenim svijetom. U ovom referatu se daje rješenje, kako se brzo i jednostavno može montirati sniježna oprema za čišćenje snijega na lokomotive manevrake, koje trebamo u velikim količinama. Ta oprema je za kupcā u sniježnim područjima mnogo jeftinija od standarnog vozila za čišćenje snijega. Okretanje gornjeg dijela ove lokomotive je praktično i za opravke, jer je sva oprema pristupačna. Sva oprema za ovu višenamjensku lokomotivu je izrađena u domaćim tvornicama. Čistač snijega na željezničkim prugama je prijavljen na Saveznom zavodu za patente u Beogradu pod brojem 609/87.

## 6 ZAKLJUČAK

Od mobilnosti i sposobnosti strojeva za čišćenje snijega na željezničkim pru-

(Adresa: prof. dr. Ante CRNJAC, dipl. Inž. i asistent Peter CRNJAC, dipl. Ing. TEHNIŠKA FAKULTETA – MARIBOR, Smetanova 17)

# Mogućnosti fabrike motora Sarajevo u zadovoljenju potreba dizel vuče u SFRJ i tendencije daljnog razvoja u ovoj oblasti

UDK 621.436.1.7.07 (083.9)

Nenad SOČIVICA, dipl. maš. inž.  
Mirko SAVIĆ, dipl. maš. inž.

## UVOD

Fabrika motora Sarajevo (skraćeno FAMOS) je jedan od vodećih jugoslovenskih proizvođača motora i trasmisije za potrebe privrednih vozila i široku lepezu industrijske primjene (građevinske mašine, poljoprivredne mašine, kompresori, pumpe i elektro agregati, Industrijske žičare, šinska vozila (drezine, lokomotive manevrake, kola kontaktne mreže), plovni objekti (pomoćni i porivni) te specijalna vozila za poseb-

ne namjene i vozila za potrebe narodne odbrane).

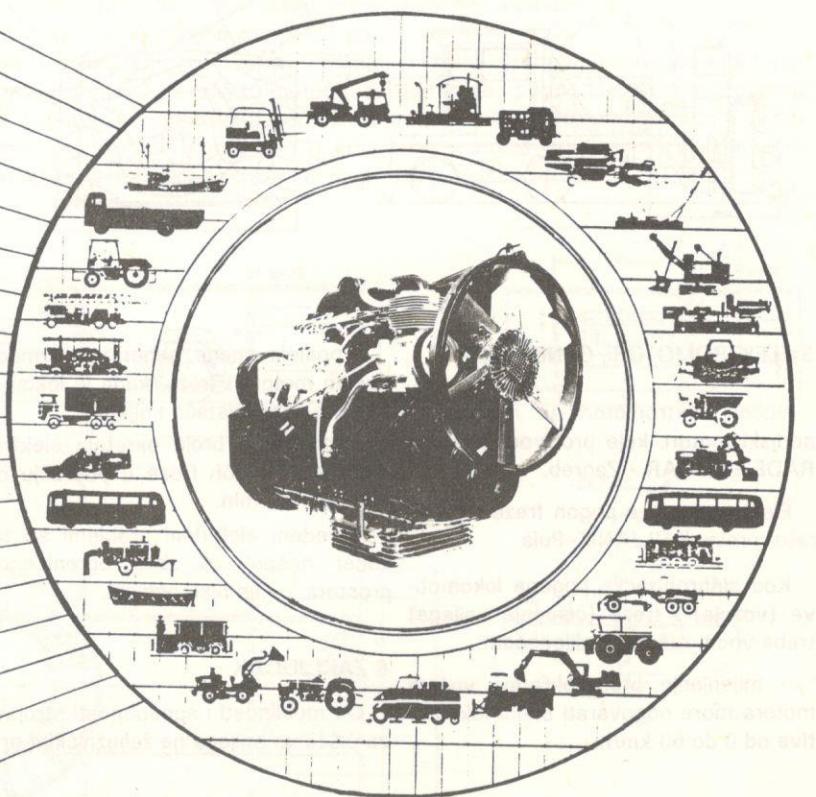
FAMOS-ov osnovni proizvod su dizel motori u dijapazonu snaga od 29 do 270 kW rađeni na bazi sopstvenog razvoja i u saradnji sa DAIMLER BENZ-

om. Motori rađeni po sopstvenoj konstrukciji su 6-to cilindrični, redni, vodom hlađeni i rade se u usisnoj i prehranjivanoj izvedbi kao FA, 2FA, 2FPA, 2FB, 2FPB i NFT u vertikalnoj i horizontalnoj gradnji.

Motori rađeni po licenci DAİMLER BENZ-a rade se kao 6-to cilindrični, redni, vodom hlađeni u usisnoj i prehranjivanoj izvedbi kao OM352 i OM352A i u »V« izvedbi kao 8. i 10. cilindrično OM402 i OM403.

Potpisivanjem ugovora sa DAİMLER BENZ-om za naslijednu gamu motora OM366 i OM440 lepeza licencnog programa motora u rednoj i »V« izvedbi se proširuje na motore NOVE GENERACIJE »NG90« motorima OM366 u svim varijantama (usisni OM366, prehranji-

OM 352	29÷95 kW
F... A	60÷107 kW
OM352A	41÷123 kW
OM 366	29÷95 kW
OM 366A	41÷123 kW
OM366LA	50÷151 kW
OM402	75÷180 kW
2F... B	95÷188 kW
2FU... B	117÷147 kW
2FUP... B	130÷176 kW
2FP... B	132÷198 kW
OM403	95÷235 kW
NFT	125÷206 kW
NFUT	125÷180 kW
OM442	101÷213 kW
OM442A	140÷260 kW
OM443	125÷270 kW



Slika 1 – Asortiman primjene FAMOS motora po tipovima

vanoj OM366A i prehranjivani sa hlađenjem zraka OM366LA) i motorom OM440 u izvođenjima kao usisni OM442, prehranjivani OM442A i usisni motor OM443. Ovim opredjeljenjem FAMOS tržištu daje motore savremene koncepcije, izrazite ekonomičnosti s obzirom na potrošnju goriva i maziva te velike pouzdanosti za dugotrajnu eksploataciju, a što ima znatnog uticaja na troškove pogona i pređeni broj kilometara, odnosno odrađeni broj motočasova.

O assortimanu i tehničkim karakteristikama FAMOS motora biće riječi u dalnjem tekstu materijala, a radi vizuelnog uvida u dijapazon snage motora po familijama svršishodno može da posluži pregled dat po DIN-u 70020 koji definiše snagu motora za potrebe privrednih vozila (slika 1).

Međutim, kada je riječ o prisutnosti FAMOS motora u željezničkom transportu, počeci datiraju još iz 1964. godine ugradnjom motora 2FU/5 snage 110 kW pri  $1900 \text{ min}^{-1}$  sa hidrauličkom spojnicom MIN HS-5 u šinobus. Verifikaciona ispitivanja obavljena su u Institutu za vozila – Beograd po propisima međunarodne željezničke unije »UIC« po zahtjevu »GOŠE« iz Smederevske Palanke.

Definicija motora 2FU/5 za kola kontaktne mreže KKM uslijedila je 1970. godine, da bi već 1971. godine uslijedila nova definicija motora 2FU800A od-

nosno 2FU801A za dizel hidrauličnu točku iz programa DAIMLER-BENZ-a po stepeno se prelazi na motore OM352 odnosno OM366 (usisna, prehranjivana i prehranjivana varijanta sa hlađenjem zraka).

Za potrebe ugradnje u dizel hidrauličku lokomotivu DHL-200 definisan je motor snage 147 kW pri  $2000 \text{ min}^{-1}$  tipske označke 2FP800B sa mjenjačem 6MS-80.210.

Za ugradnju u tešku motornu drezinu TMD-25 definisan je motor snage 118 kW pri  $2200 \text{ min}^{-1}$  u varijanti 2F800A sa spojnicom SP 38.70.12 i mjenjačem 6MS-80.110 da bi kod narednog zahtjeva došlo do preregulacije snage na 118 kW pri  $2000 \text{ min}^{-1}$  čime se mijenja i varijanta motora u 2F801A odnosno 2F802A.

Na dosadašnjem razvojnem putu FAMOS motori našli su aplikaciju na lokomotivi BAUME 8 MARPENT u koksno hemijskom kombinatu »BORIS KIDRIČ« – Lukavac gdje je umjesto postojećeg ugrađen motor 2F804A snage 110 kW pri  $1800 \text{ min}^{-1}$ .

U novije vrijeme vođeni su pregovori oko ugradnje FAMOS motora u DHL-450 kao tandemski pogonski agregati dva motora od po 162 kW pri  $2200 \text{ min}^{-1}$  spregnuti sa hidropretvaračem 4PW 45 H1 Industrije »14 OKTOBAR« – Kruševac izvedeni sa dve potpuno nezavisne pogonske grupe koje se sprežu samo kada je potrebna maksimalna sila vuče.

Ponuđeno rješenje motora je tipske označke 2FP803B.

## 2 PROGRAM MOTORA – VLASTITI RAZVOJ

### 2.1 Motori familije FA

Famosovi dizel motori FA su vertikalni, redni, 6-to cilindrični, vodom hlađeni, radne zapremine 8,28 lit., 4-tvortaktni, sa direktnim ubrizgavanjem, raspona snage od 60 do 107 kW pri  $2200 \text{ min}^{-1}$  zavisno od uslova primjene. Svoju visoku tehničku vrijednost dokazuju svakodnevno kroz primjenu.

Međutim, s obzirom na dugoročnu programsку orijentaciju i razvojnu strategiju FAMOS-a opredjeljenjem na mo-

### 2.2 Motori familije 2FA

Motori 2FA su vertikalni, redni, 6-to cilindrični, radne zapremine 10 lit., 4-tvortaktni, vodom hlađeni sa direktnim ubrizgavanjem, raspona snage od 107 do 169 kW pri  $2200 \text{ min}^{-1}$  u izvođenju kao usisni i prehranjivani.

U ovom trenutku bitno je napomenuti da su obzirom na daljnju programsku orijentaciju FAMOS-a isti zamjenjeni 11 lit. motorima 2FB što nema uticaja na ugradnju u navedene objekte, jer su motori 2FB po svojim gabaritnim mjerama u biti isti kao 2FA.

Povećanjem radne zapremine uz održanje gabarita za ugradnju, pruža se mogućnost daleko šire aplikacije ovih motora u privrednim vozilima i za ostalu industrijsku primjenu.

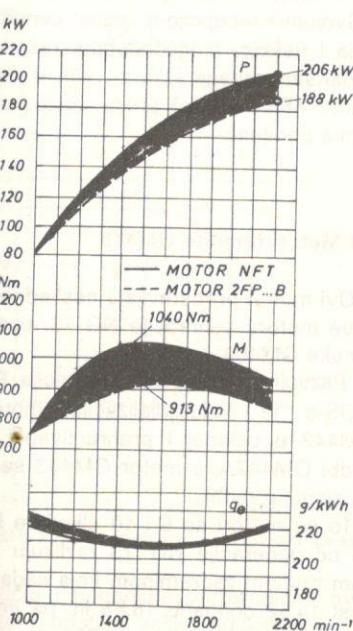
### 2.3 Motori familije 2FB

Analizom zahtjeva koji se postavljaju pred dizel motore zbog potreba tržišta FAMOS je vlastitim snagama razvio 11 lit. vertikalni i horizontalni, 6-to cilindrični, 4-tvortaktni motor, vodom hlađeni sa direktnim ubrizgavanjem u usisnoj i prehranjivanoj varijanti.

Rezultat ovog razvojnog rada je savremeni motor široke lepeze snage u dijapazonu od 110 do 188 kW pri  $2200 \text{ min}^{-1}$  odnosno najnovijom izvedbom 206 kW pri  $2100 \text{ min}^{-1}$  tipske označke NFT.

Uporedne vrijednosti spoljno brzinjskih karakteristika motora 2FPB i NFT date su na slici 2.

Svoju vrijednost motor je potvrdio kroz lepezu primjene kako u privrednim vozilima tako isto i za industrijske namjene. Time je dat puni doprinos razvoju domaće motorne industrije korz najrazličitije aplikacije. Na usavršavanju ovog motora i dalje se radi radi postizanja što nižeg pritiska sagorijevanja, smanjenja nivoa buke, te postizanja povoljnijih ekonomskih i ekoloških parametara.



Slika 2 – Uporedni pregled SB-karakteristika motora 2FPB i NFT

### 3 PROGRAM MOTORA – SARADNJA SA »DB«-OM

#### 3.1 Motori familije OM352

Ova gama motora je iz ranijeg proizvodnog programa DAIMLER-BENZ-a. Očekuje se postepena supstitucija motora OM352 motorima OM366.

nu sigurnost ovi motori našli su široku primjenu kako u privrednim vozilima tako i van njih. Međutim, produženjem licencnog ugovora sa DAIMLER BENZ-om o naslijednim tipovima motora i osvajanjem proizvodnje motora OM366 očekuje se postepena supstitucija motora OM352 motorima OM366.

»V« izvedbi pod uglom od  $90^\circ$  sa 8. i 10. cilindara, a radna zapremina im je 12,76 odnosno 15,95 lit., vodom su hlađeni, 4-tverotaktni sa direktnim ubrizgavanjem a raspon snage im je 145 do 235 kW pri  $2500 \text{ min}^{-1}$ . Svojom konceptcijom gradnje, malim dimenzijama, neznatnom težinom i malom potrošnjom goriva čine ove motore veoma aplikativnim za sve ugradnje.

Prilikom definisanja ovih motora održan je princip BAUKASTEN sistema tako da je oko 80% osvojenih dijelova identično za kompletну familiju motora, što svakako daje u rezultatu maksimalno moguću ekonomičnost proizvodnje.

SADAŠNJI PROGRAM	NOVI PROGRAM	TIP MOTORA	BROJ CILINDRA RADNA ZAPREMINA [l]	SNAGA [kW]
F...A				50 100 150 200 250
6				
8,28				
2F...B				
6				
11,04				
2FP...B				
6				
11,04				
2FU...B				
6				
11,04				
2FUP...B				
6				
11,04				
NFT				
6				
11,04				
NFUT				
6				
11,04				

Slika 3 – Pregled motora vlastitog razvoja

ni, 4-tvero taktni, vodom hlađeni, sa direktnim ubrizgavanjem, radne zapremine 5,68 lit.

Dijapazon snaga kreće se od 29 do 123 kW pri  $2800 \text{ min}^{-1}$ . Ovi motori se rade kao usisni OM352 i prehranjivani OM352A.

S obzirom na dobra konstrukcionalna, ekonomičnost i eksploraciono-

#### 3.2 Motori familije OM400

Sredinom sedamdesetih godina FAMOS se odlučio na industrijalizaciju teških motora iz licencnog programa DAIMLER BENZ-a tipskih oznaka OM402 i OM403.

Ovi motori za razliku od ranije proizvedenih motora FAMOS-a rade se u

#### 3.3 Motori familije OM366

Postepenim prelazom FAMOS-a sa motora vlastitog razvoja u području snaga od 60 do 107 kW a što se završava 1990. godine na motore NOVE GENERACIJE iz programa DAIMLER BENZ-a OM366 jugoslovensko tržište dobija savremene, kvalitetne, ekonomične motore u ovoj klasi. Osnovni motori OM366 je vertikalni, redni, 6-to cilindrični, 4-tvero taktni, vodom hlađeni, radne zapremine 5,96 lit. sa direktnim ubrizgavanjem, raspona snage od 60 do 151 kW pri  $2400 \text{ min}^{-1}$  prilagođen je mnogim uslovima ugradnje što ovisi od načina izvedbe (usisni OM366, prehranjivani OM366A i prehranjivani sa hlađenjem zraka OM 366 LA).

Svojom konceptcijom, malim dimenzijama i velikim mogućnostima raspona deklarisane snage (što se vidi iz dijagrama SBK motora) pruža mogućnost široke primjene.

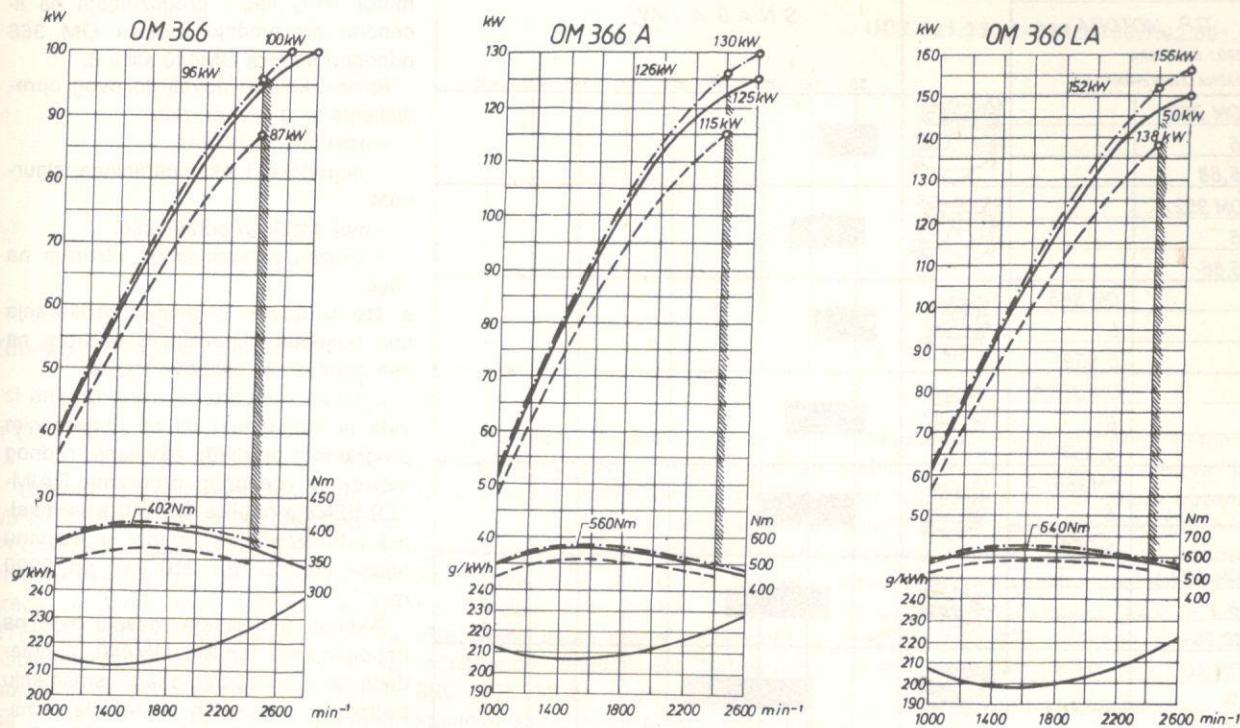
#### 3.4 Motori familije OM440

Ovi motori predstavljaju naslijedne tipove motora generacije NG 73. tipske oznake OM400.

Razvojno proizvodna orijentacija FAMOS-a je industrijalizacija motora OM442 u usisnoj i prehranjivanoj izvedbi OM442A, a motor OM443 samo u usisnoj izvedbi.

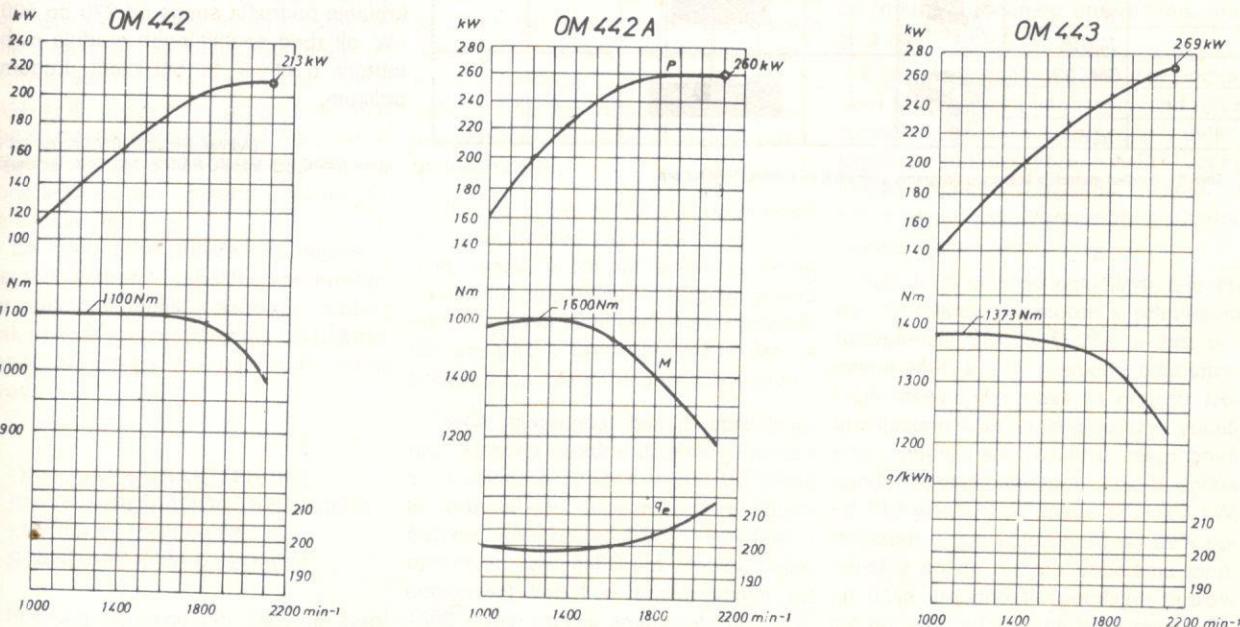
To su motori sa 8 i 10 cilindara koji se od generacije NG '73 razlikuju većom radnom zapreminom koja sada iznosi 14,62 odnosno 18,85 lit. pa im je povećan raspon snage na 260 odnosno 270 kW pri  $2100 \text{ min}^{-1}$ . Koncepcija

MERCEDES-BENZ



Slika 4 – Uporedni dijagram SBK motora game OM366

MERCEDES-BENZ



Slika 5 – Uporedni dijagram spoljnoprinskih karakteristika motora u izvođenju OM442 i OM443

gradnje i pogonske performanse ovih motora pružaju velike aplikativne mogućnosti ugradnje uz zнатне ekonom-ske efekte.

4 ZAKLJUČAK

nju široku lepezu assortimana motora (slika 1) u budućem konceptu pro-

Na osnovu prezentiranog može se zaključiti da je FAMOS svoju dosadaš- gramske orientacije odlučio da reducira zahvaljujući posjedovanju sopstve-

SADAŠNJI PROGRAM	NOVI PROGRAM		S N A G A [kW]								
			50	100	150	200	250	300	350	400	450
<b>TIP MOTORA</b>											
BROJ CILINDARA											
RADNA ZAPREMINA [l]											
<i>OM 352</i>											
6											
5,68											
<i>OM 352A</i>											
6											
5,86											
<i>OM 366</i>											
6											
5,958											
<i>OM 366A</i>											
6											
5,958											
<i>OM 366LA</i>											
6											
5,958											
<i>OM 402</i>											
8											
12,76											
<i>OM 403</i>											
10											
15,95											
<i>OM 442</i>											
8											
15,078											
<i>OM 442A</i>											
8											
14,618											
<i>OM 443</i>											
10											
18,848											

Slika 6 – Pregled motora iz licencnog programa u saradnji sa DAIMLER BENZ-om

nog rješenja za supstituciju dosadašnjeg programa (prelaz na 11-litarski motor NFT) kao i produženjem na licencnu proizvodnju motora OM 366 odnosno motora OM440 slika 6.

Razlozi koji su doveli do ovog opredjeljenja su u prvom redu:

- opšti nivo kvaliteta,
- pogonska i eksplotaciona sigurnost,
- mali troškovi održavanja,
- izrazita ekonomičnost obzirom na vijek,

a što u novim uslovima egzistiranja ima posebnu dimenziju s obzirom na sve pooštrenije zahtjeve tržista.

U ovom trenutku ne treba izgubiti izvida ni mogućnost da se dugoročnim programom predviđa osvajanje rednog motora iz licencnog programa DAIMLER BENZ-a familije OM440 u vertikalnoj i horizontalnoj izvedbi u rasponu snage od 177 do 210 kW pri  $2200 \text{ min}^{-1}$ .

Akcent, u daljnjem razvoju biće na poboljšanjima familije OM440, a ogledaće se u povećanju snage, smanjenju potrošnje pogonskih materijala, smanjenju toksičnih komponenata u izduvnim gasovima, smanjenja buke te povećanju sigurnosti u radu i smanjenju troškova održavanja. Napomenimo da u FAMOS-u postoje mogućnosti za pokrivanje područja snaga od 270 do 500 kW, ali zbog specifičnosti gradnje ovih motora o njima će biti riječi drugom prilikom.

(Adresa: Nenad SOČIVICA, dipl. inž. i Mirko SAVIĆ, dipl. inž., RO RAZVOJ MOTORA, Sarajevo)

# Rekonstrukcija dizelskog motora »Uljanik« S.E.M.T. – Pielstick 12PA4V 200VG/VTC za primjenu na vučnim lokomotivama TE-127

UDK 621.335.2-833.1.436.1:62.001.6

Zdenko PETROVIĆ, dipl. inž.

## 1 OPĆENITO

U suradnji s proizvođačem lokomotiva iz »SSSR-a« »VOROŠILOVGRADTE-PLOVOZ« i posredovanjem »RUD-NAP-a« konstatirano je da postoji potreba za brzohodnim motorom snage 1765 kW koji bi pokretao alternator za napajanje vučnih motora i alternator za napajanje pomoćnih pogona. S obzirom da je Uljanik u mogućnosti da ponudi kompletan agregat, odlučeno je da se pristupi konkretnom odabiranju motora koji bi zbog ograničenog raspoloživog prostora na lokomotivi bio što je moguće manjih dimenzija. Standardne izvedbe Pielstick dizelskih motora nisu dolazile u obzir jer bi rezultirale ili nedovoljnom snagom i prevelikom potrošnjom goriva ili prevelikim gabaritima. Radi toga smo se opredijelili na rekonstrukciju standardnog 12 PA4 V 200 VG motora koja će biti opisana u najbitnijim tehničkim detaljima.

Na kraju opisa priloženi su najinteresantniji dijagrami i tehničke karakteristike rekonstruiranih dizelskih motora kako bi se opisane osobine rekonstruiranog dizelskog motora mogle lakše pratiti.

## 2 OSNOVNE KARAKTERISTIKE REKONSTRUIRANOG DIZELSKOG MOTORA I USPOREDBE SA STANDARDNOM IZVEDBOM

Polazeći od osnovnih osobina standardnog dizelskog motora 12 PA4 V 200 VG primjećujemo da mu je maksimalna snaga kod brzine vrtnje od 1500 o/min kod ISO uvjeta 1765 kW uz specifičnu potrošnju goriva od 229 g/kWh.

Ovi podaci predstavljaju granicu upotrebe toga motora ne uzimajući pri tome eksploatacione uvijete na lokomotivi koji su daleko nepovoljniji od ISO uvjeta. Ukoliko uzmemo u obzir da lokomotiva treba da radi kod temperature okoline koje dostižu 40°C pa i više, jasno je da motor mora raditi s reduciranim snagom jer turbopuhalo BBC VTR 250 ne može u sprezi s postojećim sistemom hlađenja komprimiranog zraka dobiti motoru potrebnu količinu zraka za kvalitetno izgaranje odgovarajuće količine goriva potrebne za razvijanje snage od 1765 kW. Uzimajući u obzir i smanjenje kapaciteta sačastih rashladnika vode zbog visokih temperatura okoline neophodno je snagu standardnog motora reducirati za 10%, a time dobivamo motor koji svojom snagom ne može zadovoljiti potrebe lokomotive.

Ukoliko bi se opredijelili za slijedeći iz serije motora 16 PA4 V 200 VG, uvjeti snage bi bili zadovoljeni uz nešto povoljniju specifičnu potrošnju goriva od 225 g/kWh ali bi imali motor prevelikih gabarita i prevelike mase što je proizvođaču lokomotiva neprihvatljivo.

Treća mogućnost bila je opredjeljenje za noviju izvedbu dizelskog motora s 12 cilindara 12 PA4 V 200 VGA koji je prednabijen jednim turbopuhalom četvrte generacije BBC VTC 254 i opremljen tzv. MPC-om (multi pulse converter) koji kod brzine vrtnje od 1500 o/min razvija snagu od 2080 kW. Primjenom MPC-sistema i odabiranjem odgovarajuće specifikacije turbopuhala VTC, postiže se veoma ekonomična specifična potrošnja goriva od 215 g/kWh kod snage od 1765 kW.

Međutim kod primjene MPC sistema radno područje dizelskog motora je kod nižih brzina vrtnje motora suženo u odnosu na standardne motore, a s relativno manjim smanjenjem opterećenja motora specifična potrošnja goriva se osjetno povećava tako da kod vrijednosti od 80% nazivnog opterećenja iznosi oko 225 g/kWh.

Analizom potreba dizelelektrične lokomotive TE 127 na koju se dizelski motor ugrađuje ustanovljeno je da će se potrebne snage kretati najčešće u području od 60 do 80% nazivne snage uz prosječnu vrijednost tzv. koeficijenta (faktora) srednjeg opterećenja motora od 0,25 do 0,30.

Kod takvih zahtjeva, rješenje primjennom MPC-a ne bi bilo opravdano niti s tehničke strane radi pogoršanih uvjeta izgaranja kod nižih režima rada – većeg indeksa dimnosti ispušnih plinova, a niti s ekonomski strane zbog osjetno povišene potrošnje goriva.

Radi toga smo se odlučili da izvedemo 12 cilindarski motor s primjenom turbopuhala BBC VTC 254 ali bez primjene MPC-a i uz primjenu odgovarajućih rashladnika zraka na motoru. Izostavljanjem MPC-a imamo tzv. impulsno punjenje što rezultira nešto povišenom specifičnom potrošnjom goriva od 219 g/kWh kod snage od 1765 kW, međutim u području od 60 do 80% nominalne snage motora dobivamo mnogo bolje vrijednosti specifične potrošnje goriva u odnosu na VGA motor. Tačkođer je radno područje dizelskog motora 12 PA4 V 200 VG/VTC daleko šire od istog za 12 PA4 V 200 VGA motor tako da u područjima manjeg opterećenja motora imamo još uvijek dovoljno

TABELA 1 – Usporedne karakteristike i dijagrami rekonstruiranog i standarnih dizelskih motora

	12PA4V200VG	12PA4V200VG/VTC	12PA4V200VGA
Snaga	1765 kW	1765 kW	1765 kW
Brzina vrtnje	1500 o/min	1500 o/min	1500 o/min
Minimalna brzina vrtnje	500 o/min	650 o/min	700 o/min
Srednji efektivni tlak	17.9 bar	17.9 bar	17.9 bar
Maksimalni tlak izgaranja	110 bar	120 bar	125 bar
Specif. potrošnja goriva	229 g/kWh	219 g/kWh	215 g/kWh
Temp. ispušnih plinova	600°C	590°C	580°C
Toplina predana VT vodi	634 kW	535 kW	537 kW
Toplina predana NT vodi, zrak	328 kW	335 kW	335 kW
Toplina predana NT vodi, ulje	188 kW	252 kW	250 kW
Toplina ispušnih plinova	1427 kW	1350 kW	1330 kW
Način prednabijanja	BBC VTR 250	BBC VTC 254	MPC+BBCVTC254
Index dimnosti (BOSCH)	0.60	0.50	0.80
Odnos mase i razvijene snage	4,0 kg/kW	3,7 kg/kW	3,75 kg/kW

kvalitetno izgaranje goriva, tako da indeks dimnosti ispušnih plinova ne prelazi vrijednosti od 1.0 (mjereno po BOSCH-u).

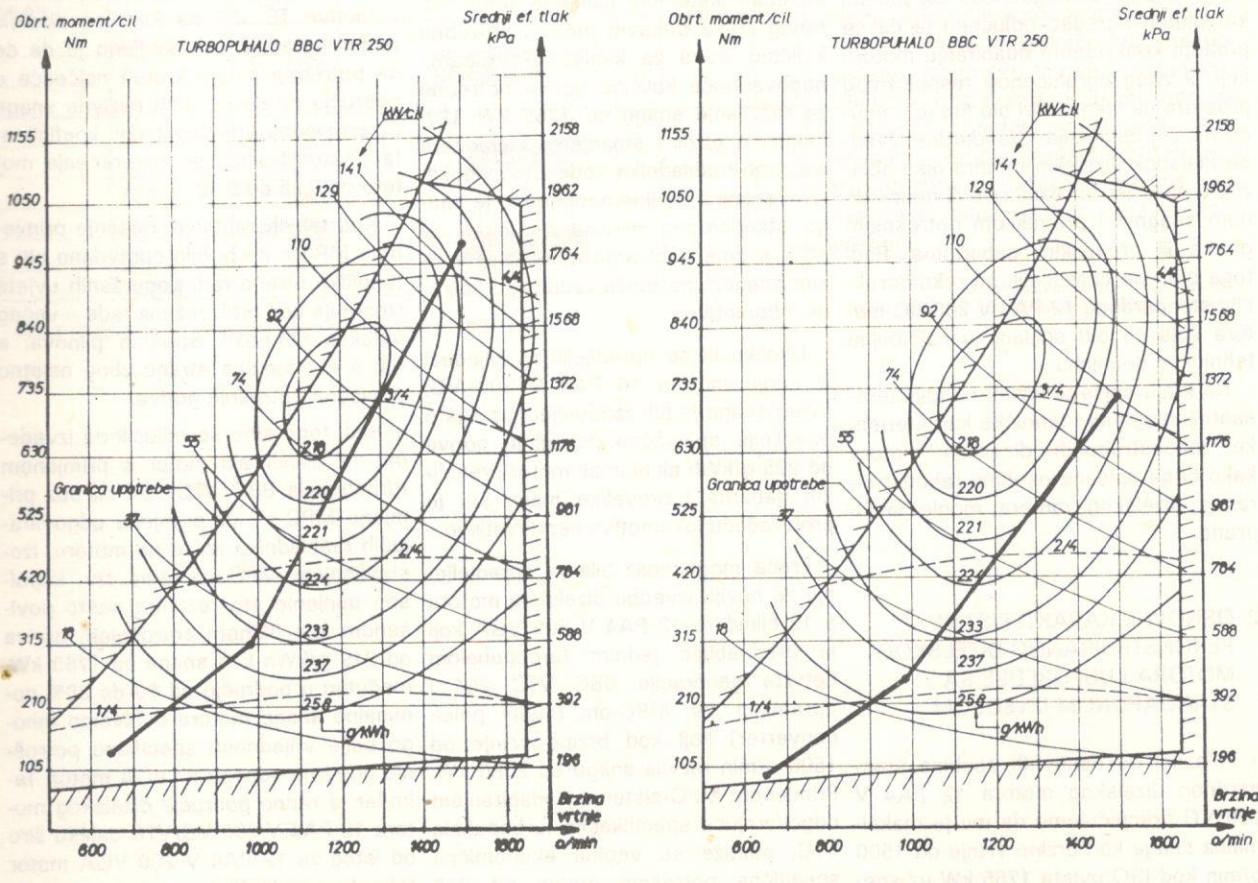
Ovaj dizelski motor kod nominalne snage postiže srednji efektivni tlak od 17,9 bara i maksimalni tlak izgaranja od 120 bara.

Regulacija brzine vrtnje i snage je objedinjena pomoću regulatora Woodward PGEV s petnaest pozicija.

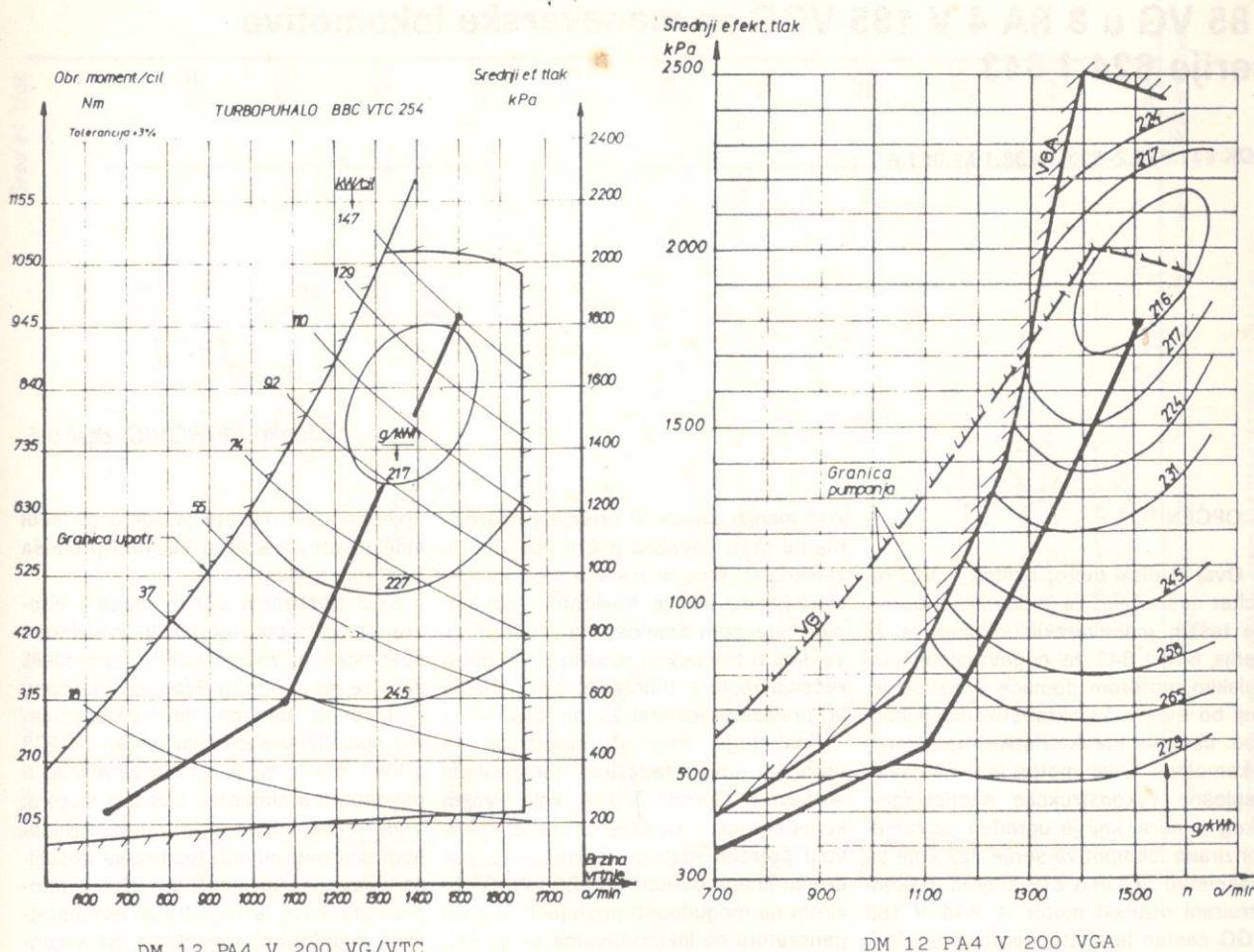
Također je u regulatoru ukomponirana zaštita od preniskog tlaka ulja za podmazivanje dizelskog motora i preniskog tlaka visokotemperaturne rashladne vode i to tako da se podaci o tlakovima prate u cijelom radnom području od 650 do 1500 o/min.

U regulator je također ugrađen osjetnik tlaka zraka na ulazu u cilindre motora koji preko sistema za ograničavanja opterećenja (fuel load limiter) prati veličinu tlaka zraka i kod prenaviglih pokušaja povećanja opterećenja ograničava količinu goriva koja se ubrizgava u cilindre, koje ne bi moglo izgoriti zbog nedovoljne količine zraka. Kako se tlak zraka povećava tako se povećava i ubrizgava količina goriva. Ovaj uređaj također prati tlak zraka u području od 650 do 1500 o/min.

Rashladni sistem motora se sastoji iz dva sistema: visokotemperaturnog



Slika 1 – Usporedba karakteristika dizelskih motora 12 PA4 V 200 VG i 16 PA4 V 200 VG



Slika 2 – Usporedba karakteristika dizelskih motora 12 PA4 V 200 VG/VTC i 12 PA4 V 200 VGA

rashladnog sistema koji je pod tlakom od 0,7 bara i u njemu voda odvodi toplinu sa košuljica cilindra i glave motora i turbopuhala i predaje je zraku posredstvom sačastog rashladnika VT rashladne vode. Regulacija izlazne temperature vode iz motora vrši se pomoću termostatskog regulacionog ventila.

Niskotemperaturni rashladni sistem u kome voda odvodi toplinu iz dva rashladnika zraka i cijevnog rashladnika ulja za podmazivanje motora i predaje je zraku posredstvom sačastog rashladnika NT vode.

Dizelski motor je opremljen samostivim filterom ulja koji je kao i rashladnik ulja smješten na motoru.

S obzirom da motor pokreću dva alternatora (vučni i za napajanje pomoćnih pogona) koji su smješteni na jednom zajedničkom vratilu, startanje motora se vrši pomoću dva startera 25 kW 110V koji obezbeđuju minimalnu brzinu startanja (paljenja) motora i kod temperaturu okoline od  $-30^{\circ}\text{C}$  uz standardno predgrijanje motornog ulja na temperaturu od  $+20^{\circ}\text{C}$ . Sistem daljinskog upravljanja starterima je ukomponiran u sistem upravljanja kompletnim dizelskim agregatom.

Mogućnost izrade kompletног aggregata u Uljaniku predstavlja pogodnost kako proizvođaču lokomotiva tako i proizvođaču aggregata jer se sva pitanja

oko usklađivanja karakteristika dizelskog motora i alternatora regulacije snage rješavaju na jednom mjestu tako da je ugradnja aggregata na lokomotivu olakšana i pojednostavljena.

Iz priloženih dijagrama vidljive su sve opisane prednosti dizelskog motora 12 PA4V200VG/VTC.

S obzirom na ograničeni prostor, mnogi tehnički detalji nisu opisani, ali smo spremni zainteresiranim dostaviti detaljnije informacije.

(Adresa: Zdenko Petrović, dipl. inž. »Uljanik« – Tvornica dizel-motora, Pula)

# Rekonstrukcija dizelskog motora »Uljanik« S.E.M.T. Pielstick 8PA 4 185 VG u 8 RA 4 V 185 VGG za manevarske lokomotive serije 624 i 643

UDK 621.335.2-833.1.436.1:62.001.6

Zdenko PETROVIĆ, dipl inž.

## 1. OPĆENITO

Ovaj dizelski motor nastao je kao rezultat naših želja da zadovoljimo potrebe teških manevarskih lokomotiva JŽ serija 642 i 643 za odgovarajućim dizelskim motorom domaće proizvodnje, koji bo svojim karakteristikama poboljšao ukupne karakteristike navedenih lokomotiva. Ovaj motor je i nastavak uspješne rekonstrukcije šestcilindarskog motora, koji je ugrađen na remotorizirane lokomotive serije 732 koje su vlasništvo SOUR-a ŽTP Zagreb. Rekonstruirani dizelski motor A PA4 V 185 VGG nastao je iz standardnog S.E.M.T. – Pielstick motora 8 PA4 V 185 VG koji je bio korišten i na mnogim lokomotivama evropskih železnica.

U ovom tekstu nastojat ćemo da prezentiramo najbitnije karakteristike ovog dizelskog motora i priložimo pripadajuće dijagrame.

## 2 OSNOVNE KARAKTERISTIKE REKONSTRUIRANOG DIZELSKOG MOTORA I NJEGOVE PREDNOSTI U ODносу NA STANDARDNI MOTOR

Poznavajući karakteristike manevarskih lokomotiva veće snage bilo je neophodno obezbljediti motor s kvalitetnim odzivom i odgovarajućom snagom. Opredijelili smo se za osam cilindarski motor koji kod brzine vrtnje od 1500 o/min i ISO uvjeta razvija snagu od 984 kW. Prednabijanje standardne izvedbe ovih motora, vrši se pomoću jednog turbopuhala BBC VTR 250 koji je specificirano tako da daje optimalne rezultate kod nominalne snage, dok

kod manjih snaga ili promjenjivih režima ne prati dovoljno dobro potrebe dizelskog motora za zrakom što rezultira izgradnjom, slabije kvalitete i povišenim indeksom dimnosti ispušnih plinova, koji u trenucima izrazito brzih opterećenja motora (ubrzanje radi odbačaja) prelaze vrijednost 2,0 po Bosch-u.

Radi toga smo se opredijelili na ugradnju dva radikalna turbopuhala Alresource Garrett T 18A koja svojim kapacitetom i karakteristikama pokrivaju potrebe motora za zrakom u području snaga od 650 do 900 kW. S obzirom na mogućnosti postojećih vučnih generatora na lokomotivama serije 642 i 643 kao i na potrebe pomoćnih pogona opredijelili smo se za snagu motora od 750 kW kod brzine vrtnje od 1500 o/min.

Zahvaljujući maloj masi i inerciji rotacionih dijelova turbopuhala Garrett 818A postižemo veoma dobre rezultate kako kod nominalne snage za koju su specificirana, tako i u svim prelaznim režimima koje karakteriziraju nagla opterećenja dizelskih motora. Rezultati kod rada motora u praznom hodu su povoljni jer se i kod male količine ispušnih plinova u praznom hodu motora pomoći malih radikalnih turbopuhala obezbeđuje potreban tlak zraka za kvalitetnije izgaranje goriva, tako da indeks dimnosti ne prelazi vrijednosti od 0,6 mjereno po Bosch-u.

Vrijeme za postizanje pune snage motora ograničeno je na 10 do 12 sekundi radi potrebe lokomotive za tzv. »odbačajem«. Kod ubrzavanja motora od brzine vrtnje praznog hoda od 600 o/min do nominalne brzine vrtnje od 1500 o/min, a pri tome povećavajući i opterećenje, indeks dimnosti ne prelazi

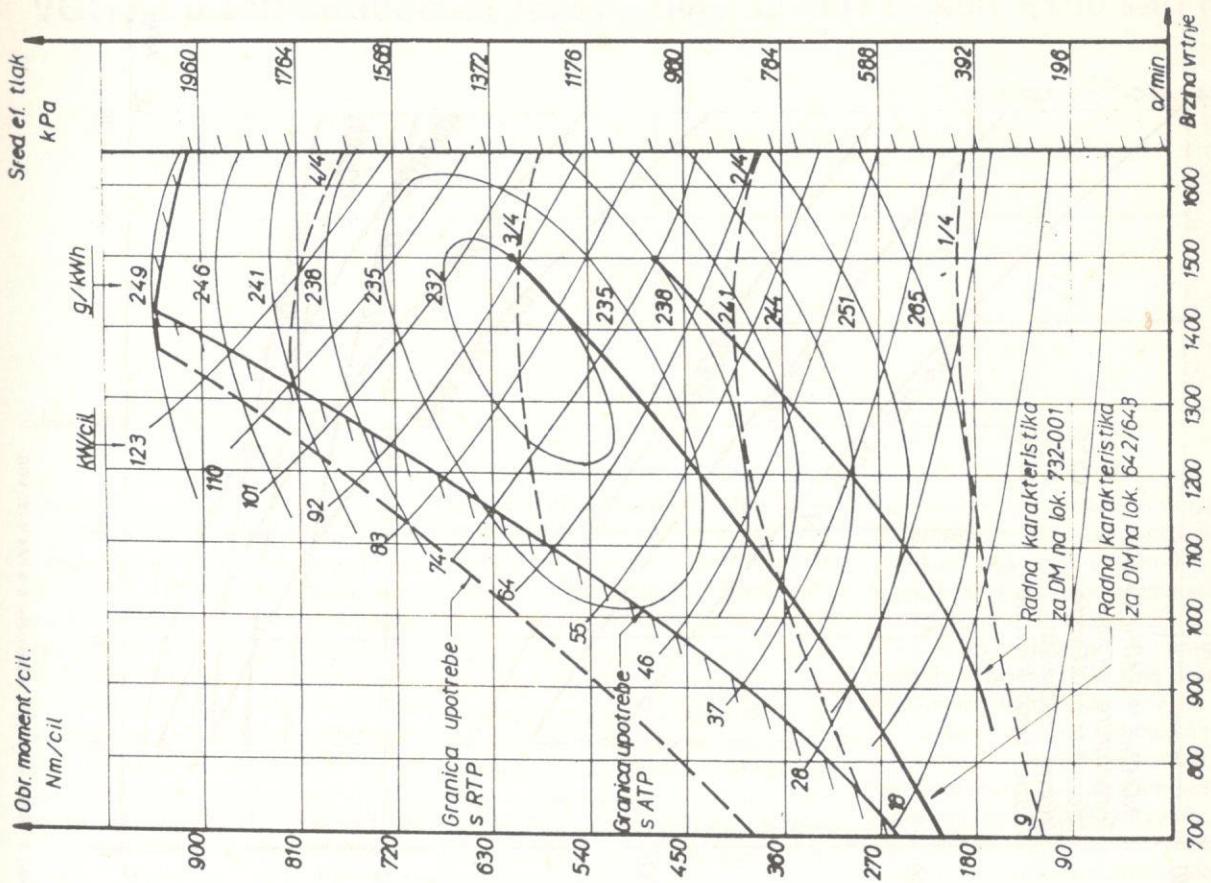
vrijednost od 0,8 što je samo po sebi indikativan podatak o kvaliteti procesa izgaranja goriva.

Radi postizanja većih snaga i istovremenog postizanja niskih vrijednosti specifične potrošnje goriva, opredijelili smo se na upotrebu dvotemperaturnog rashladnog sistema čime omogućujemo specifičnu potrošnju goriva od 233 g/kWh što je za 2 g/kWh povoljnije u odnosu na standardnu izvedbu motora. Voda u visokotemperaturnom rashladnom sistemu odvodi toplinu sa košuljica i glava cilindra motora i izlazna temperatura kojoj je regulirana termostatskim regulacionim ventilom na vrijednost od 85°C.

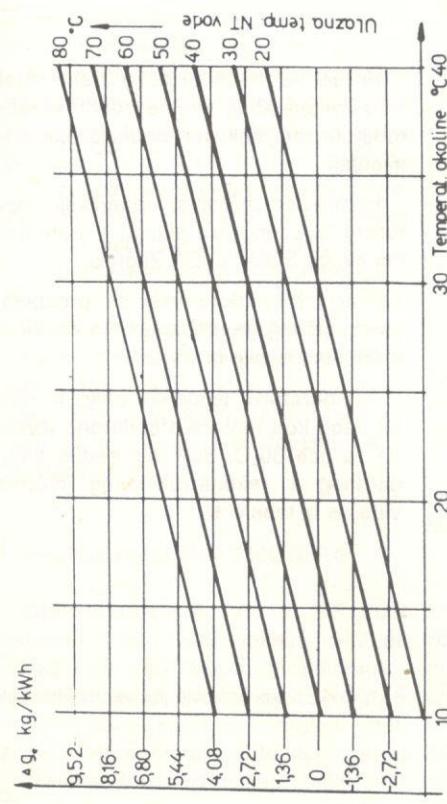
Niskotemperaturna rashladna voda odvodi toplinu iz rashladnika zraka i rashladnika ulja za podmazivanje i nije termostatski regulirana. Pumpe VT rashladne vode i NT rashladne vode su smještene na motoru i pogonjene od motora.

S obzirom da se radi o otvorenim rashladnim sistemima, a radi sprečavanja kavitacije na usisu pumpi sa tlačne cijevi pumpe VT vode, vodi se pomoću cijevi promjera 8 mm priključak na usisnu cijev pumpe NT vode. Također se sa tlačne cijevi pumpe NT vode vodi cijevni priključak promjera 8 mm na usisnu cijev pumpe NT vode.

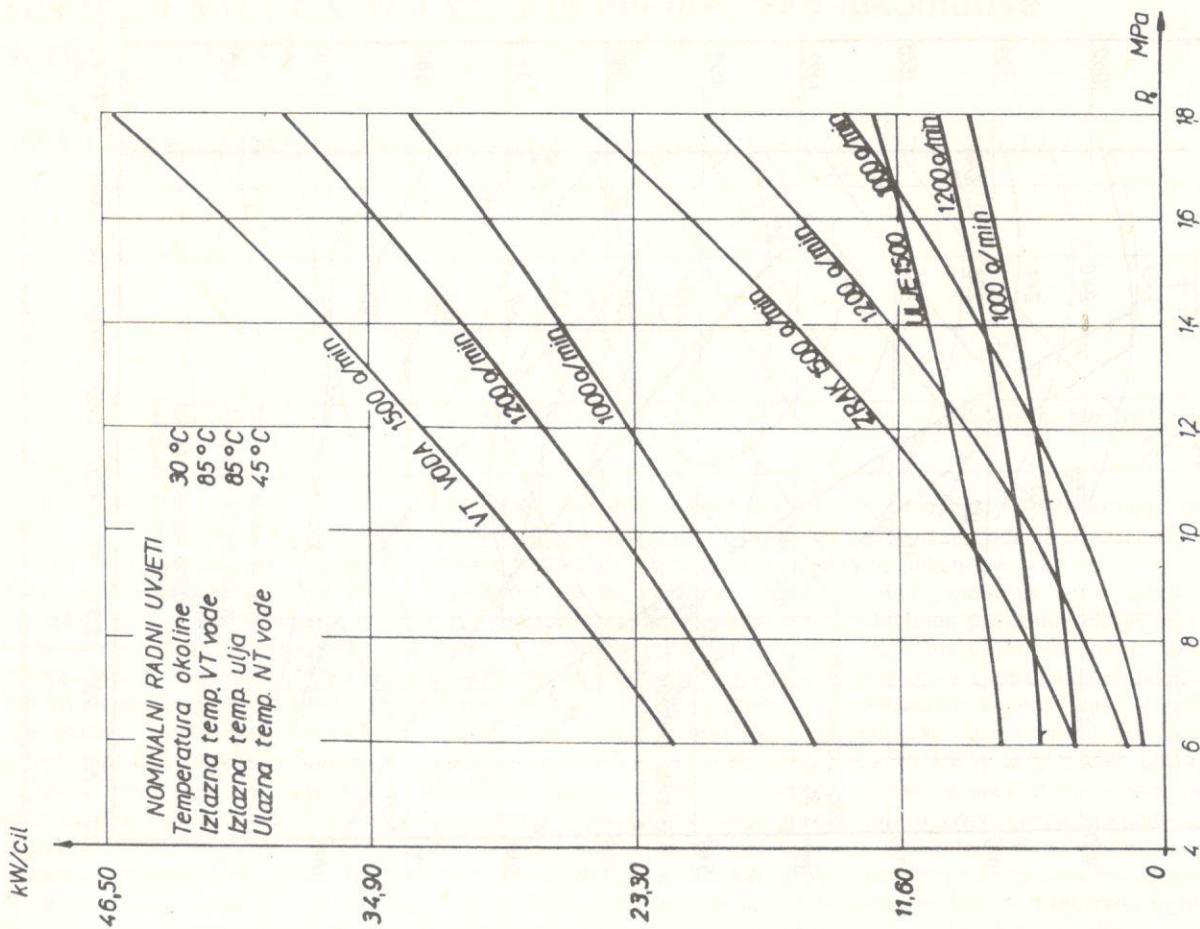
Regulacija brzine vrtnje i snage dizelskog motora vrši se pomoću regulatora Woodward PGAV s pneumatskim upravljanjem, promjene brzine vrtnje promjenom tlaka upravljačkog zraka od 0,5 do 5,0 bara. Regulaciju snage postižemo otpornikom (reostatom) polja koji je priključen u seriju s namotom nezavisne uzbude budilice vučnog generatorka.



Slika 1 – Usporedba karakteristika dizelskog motora 618 PA4 V 185 VGG i 618 PA4 V 185 VGG



Slika 2 – Korakcije specifične potrošnje gorivla i snage u ovisnosti od protutlaka i snage u ovisnosti od temperature vode



Slika 3 – Bilanca topilina za dizelski motor 6-8 PA4 V 185 VGG

TABELA 1

Parametar	Jedinica	8PA4V1805VG	8PA4V185VGG
Nazivna snaga	kW	984	984
Srednji efektivni tlak	bar	13,3	13,3
Atmosferski tlak	bar	1,015	1,015
Temperatura okoline	°C	30	30
Valumetrijski stupanj cilindra	–	1,15	1,15
Specifična potrošnja goriva	g/kWh	235	233
Uzlazna temp. zraka u T/P	°C	30	30
Stupanj kompresije	–	2,20	2,30
Stupanj efikas. od. kompresije	–	0,79	0,74
Tlak zraka na ulazu u motor	bar	1,0	1,0
Uzlazna temp. NT vode	°C	55	50
Temp. zraka na ulazu u motor	°C	70	68
Mesni protok zraka	kg/s	1,60	1,65
Specifični protok zraka	kg/kWh	7,253	8,266
Omjer zrak/gorivo	kg/kg	31,9	35,6
Temp. isp. plin. ispred turbine	°C	580	550
Glob. koefic. iskoristivosti T/P	–	0,59	0,57
Brzina vrtnje kola T/P	o/min	26000	58000
Maksimalni tlak izgaranja	bar	95	98
Indeks dlinnosti po Bosch-u	–	0.7	0.5
Odnos mase i razvijene snage	kg/kWh	6.09	5.993

Iz prikazanih podataka vide se neke od prednosti rekonstruiranog motora 8 PA4 V 185 VGG.

Uređaj za praćenje tlaka zraka (fuel load limiter) zbog veoma dobrih karakteristika radikalnih turbopuhala nije primjenjen.

Kompletno daljinsko upravljanje motorom izvedeno je u skladu s potrebama kupca SOUR-a ŽTP Zagreb.

Startanje motora vrši se prespajanjem vučnog generatora tako da električni starter nije potreban.

Temperature ispušnih plinova niže su nego kod motora standardne izvedbe za cca 30°C. Sve usporedbe standardnog i rekonstrukcionog motora vide se iz tabele 1.

(Adresa: Zdenko PETROVIĆ, dipl. Inž. ULJANIK – Pula)

# Stanje dizelskog motora »Uljanik« S.E.M.T.« Pielstick 6 PA 4 V 185 VGG na dizelhidrauličnoj lokomotivi 732-001 nakon 4100 sati rada

UDK 621.335.2-833.1:858.562

Zdenko PETROVIĆ, dipl. inž.

## 1 UVOD

Uljanikov rekonstruirani dizelski motor 6 PA4 V 185 VGG ugrađen je na lokomotivu 732-001 SOUR-a ŽTP Zagreb koja je nastala remotorizacijom i rekonstrukcijom postojeće lokomotive serije 731. Lokomotiva je službeno predana na korištenje OOUR-u Vuča vlakova Rijeka u prvom mjesecu 1987. Nakon toga je isti motor ugrađen u još tri lokomotive 732-003, 732-004 i 732-005, dok se posljednji motor iz prve serije od pet motora ugrađuje na lokomotivu 732-006. Sve ove lokomotive su nastale remotorizacijom i rekonstrukcijom za starjelih lokomotiva serije 731.

S obzirom da će o karakteristikama novih lokomotiva izvestiti predstavnici řemontera RO »J. Gredelj« i korisnika SOUR-a ŽTP Zagreb naša je želja da ovim radom prezentiramo stanje prvog ugrađenog dizelskog motora koji je već više od godinu dana u eksploataciji.

Kako smo već na II Savjetovanju o železničkom mašinstvu (1986.) prezentirali tehničke karakteristike i parametre rekonstruiranog dizelskog motora 6 PA4 V 185 VGG, u ovom radu ćemo iznijeti samo nova saznanja kao nadopunu dosada iznijetim o održavanju i eksploraciji motora.

## 2 STANJE DIZELSKOG MOTORA

Dizelski motor 6 PA4 V 185 VGG ostvario je od prvog mjeseca 1987. do danas 4100 sati rada na dizelhidrauličnoj manevarskoj lokomotivi 732-001. S obzirom da se kontrole i pregledi dizelskog motora moraju uklopiti u režim održavanja lokomotive kao cjeline, do-

govorom predstavnika Službe vučnih vozila SOUR ŽTP Zagreb i predstavnika Uljanika načinjen je program kontrole i pregleda te remonta za Uljanikove dizelske motore ugrađene na lokomotive.

Pored uobičajenih dnevnih i tjednih pregleda definirani su mjesечni pregledi koji odgovaraju radu motora od oko 500 sati, tromjesečni pregledi koji odgovaraju radu motora od oko 1500 sati rada, šestomjesečni pregledi koji odgovaraju radu motora od oko 3000 sati i jednogodišnji pregledi koji odgovaraju radu motora od oko 6000 sati.

Svi ovi pregledi izvršeni su u depou OOUR-a održavanja vučnih sredstava Rijeka. Pregledi motora bili su izvršeni od strane »Uljanikovih« servisera uz prisustvo i suradnju predstavnika službe za održavanje vučnih sredstava iz Rijekе i Zagreba. Također je održan i jednotdnevni seminar o rukovanju i održavanju dizelskih motora za osoblje koje će raditi na lokomotivama s Uljanikovim dizelskim motorima. Predviđen je međuremont dizelskog motora koji se obavlja nakon što je motor radio 12000 do 15000 sati rada i generalni remont koji se predviđa nakon 30000 sati rada motora.

Tokom praćenja motora i kontrola, primjećeno je da se povremeno prilikom laboratorijskih kontrola kvalitete ulja za podmazivanje dizelskog motora, koje se vrše kod svakog mjesечnog pregleda lokomotive pojavljuje veoma visoka koncentracija olova koja se kretala i do 250 mg/kg. Odmah po dobivanju rezultata analize dogovorena je i izvršena provjera svih ležajeva u motoru. Sve blazinice su izvađene i detaljno pregledane ali na nijednoj nisu primjećeni trgovi oštećen-

nja, tako da su vraćene u motor, jer nije bilo potrebe za njihovom zamjenom.

Nakon toga smo analizirali i druge mogućnosti koje mogu rezultirati »kontaminaciju« ulja olovom.

Analizom dokumentacije i pregledom cijevnih rashladnika ulja koje Uljanik kupuje ustanovljeno je da oni imaju spojive izvedene mekim lemom koji može pod određenim uvjetima postati »izvorom kontaminacije«. Prilikom pritezanja vijaka ojnice, matice kotvenih vijaka glave cilindra, koristi se tzv. »Molycotex« koji je po kemijskom sastavu Molibden bisulfid i ukoliko se nalazi i u malim količinama u ulju za podmazivanje (što je praktički nemoguće izbjegći) može u dojdiru s mekim lemom rezultirati otapanjem olova. Slična iskustva imao je i S.E.M.T. Pielstick.

Radi toga je s proizvođačem cijevnih rashladnika ulja za podmazivanje dogovoren da se promjeni sastav lema na spojevima u rashladniku kako bi se izbjegle opisane pojave. Nakon što je to učinjeno količine olova u uzorcima ulja sa lokomotivom 732-001 su se kretale u granicama normale.

Prilikom kontroli primjećeno je istrošenje »čepova« na glavama dizelskih motora do kojeg je došlo iz dva razloga. Prvi je bio prevelika protočna količina rashladne vode kroz motor. Mjeranjem protoka na lokomotivi ustanovljene su protočne količine od oko  $55 \text{ m}^3/\text{h}$  kod brzine vrtnje dizelskog motora od 1500 o/min. Odmah je izvršena korekcija protočne količine rashladne vode na vrijednost od  $34 \text{ m}^3/\text{h}$  ugradnjom odgovarajućih prigušnica u sistemu rashladne vode.

Drugi razlog je bila neadekvatna priprema aditivima rashladne vode, a što

se rješava pripremom rashladne vode na način propisan od strane proizvođača motora.

Tokom ispitivanja sposobnosti novouzedenog rashladnog sistema u ljetnjim uvjetima primijećeno je da se izlazna temperatura vode iz motora kod bruto tereta održava na temperaturi od 88°C umjesto 85°C što rezultira višom temperaturom rashladne vode na ulazu u rashladnik ulja za podmazivanjem za cca 3°C i time dolazi do slabijeg rashlađivanja motornog ulja čija temperatura na izlazu iz motora dostiže vrijednosti od 96°C, a ne bi smjela prelaziti više od 92°C kada se aktivira alarm previsoke temperature ulja. Ovaj će se problem rješiti tokom ovog ljeta ili promjenom uloška termostatskog regulacionog ventila rashladne vode ili odgovarajućom adaptacijom sačastog rashladnika vode na lokomotivi. Postoji i treća najjednostavnija mogućnost. Naime, pregledom cijevnog rashladnika ulja izmjerena je zračnost između cijevne stijenke i pregrade od 1,7 do 3 mm. S obzirom da kroz taj zazor koji odgovara cijevi ekvivalentnog promjera od 22,5 mm dolazi do direktnog prestrujavanja određene količine toplog ulja u prostor rashlađenog ulja, time se osjetno smanjuje rashladna sposobnost cijevnog rashladnika ulja za podmazivanje motora. Već je na zajedničkom sastanku predstavnika ŽTP-a i Uljanika s proizvođačem ras-

hlađnika, dogovorena akcija u vezi oticanjanja te pogreške u izradi.

Posebna pažnja prilikom pregleda motora bila je posvećena kontroli radialnih turbopuhala TV81 koja su po prvi put bila ugrađena na dizelske motore ovog tipa. Sve kontrole su pokazale da su turbopuhala u savršenom stanju i da u potpunosti zadovoljavaju potrebe dizelskih motora koji se ugrađuju na dizel hidraulične manevarske lokomotive.

Tokom eksploatacije premješten je i induktivni osjetnik brzine vrtnje dizelskog motora sa mesta iznad pogona razvoda dizelskog motora na mjesto ispred zamašnjaka jer je na tom mjestu manje izložen višim temperaturama, a i smanjena je duljina spojnih priključaka.

U proteklom periodu izvršena su kontrolna mjerjenja lateralnih vibracija. Konstatirano je da se svi parametri nalaze unutar dopuštenih granica kao i da održani elastični podmetači izvršavaju funkciju elastičnog temeljenja dizelskog motora.

Oko torzijskih vibracija nisu vršena nikakva posebna mjerjenja, jer nisu postojale indikacije za to. Kontrolni proračuni su ukazali da su ugrađeni elementi u potpunosti pravilno odabrani i da su dodatna naprezanja od torzijskih vibracija minimalna.

### 3 ZAKLJUČAK

Na osnovu dosadašnjeg praćenja dizelskog motora 6 PA4 V 185 VGG, uzimajući u obzir da je motor imao 4100 sati rada odnosno da je na lokomotivi u eksploataciji bio više od 17 mjeseci, možemo sa stanovištva proizvođača dizelskih motora zaključiti:

- motor je izведен na način da mu rad na lokomotivama ovog tipa ne postavlja nikakve specijalne zahtjeve i prilagođen je potrebama manevarske lokomotive.

- tokom 17 mjeseci eksploatacije nije bilo nikakvog kvara niti oštećenja na motoru kao posljedica nekvalitetne izrade motora, što ukazuje na kvalitetna konstrukciona rješenja.

- održavanje i rukovanje motorom je dovoljno jednostavno, tako da ne iziskuje poseban napor kod kvalificiranog osoblja da se osposobi za održavanje motora i opreme.

- ostvarena suradnja u praćenju i održavanju dizelskih motora između predstavnika remontera i korisnika lokomotiva te proizvođača motora je zadovoljavajuća što je također jedan od razloga da nije bilo problema na dosada ugrađenim dizelskim motorima.

- Uljanik i dalje prati rad i održavanje svih dizelskih motora ugrađenih na lokomotive i spremen je da svim zainteresiranim prezentira detalje i informacije o iskustvima s PA4 V 185 VGG motorima.

(Adresa: Zdenko PETROVIĆ, dipl. inž. Uljanik – Pula)

# Pojava freting zamora na kolenastim vratilima dizel motora za železničku vuču

UDK 621.436.16.824.3:620.178.3

Mr. Aleksandar LJEVAR, dipl. inž.  
L. BAĆANJI, dipl. inž.  
V. ŠIJAČKI-ŽERAVČIĆ, dipl. inž.

## 1 POJAM FRETINGA

Freting, u širem smislu, predstavlja pojavu oštećenja i mehaničkog razaranja na kontaktnim površinama usled fižičkog, toplotnog, mehaničkog i hemijskog dejstva većeg broja parametara (1). Freting nastaje na stalno pritisnutim kontaktnim površinama, ali i na površinama koje se periodično sjedinjavaju i odvajaju. Pri tome, dodirne površine obavljaju promenljivo relativno kretanje (kliju jedna u odnosu na drugu) sa veoma malom amplitudom (reda veličine  $2,5 \cdot 10^{-7}$  mm (2). Freting nastaje i kada oscilirajuće površinske sile trenja stvore takvo naponsko polje koje može da dovede do razaranja.

Freting je praćen: (1) plastičnom deformacijom dodirnih površina usled njihovog međusobnog cikličnog pomeranja; (2) zavarivanjem i habanjem neravnina dodirnih površina; (3) smicanjem i kidanjem neravnina površina stvarajući na taj način fine delice (čestice) koji se mogu utisnuti u jednu ili obe površine ili obrazovati međusloj; (4) kidanjem delica i produkata korozije sa površine; (5) hemijskim reakcijama (npr. oksidacija čestica); (6) trenjem koje je nastalo usled dejstva površinskih smičajnih naponi; (7) stvaranjem nakupina usitnjениh čestica čije je udaljavanje znatno otežano zbog male amplitude relativnog kretanja dodirnih površina; (8) abrazivnim dejstvom; (9) nastajanjem mikroprslina; (10) raslojavanjem površina, itd. (1 – 5).

Lom delova mašina usled fretinga može nastati pri dejstvu:

(a) freting korozije-zbog korozionog oštećenja površina,

(b) freting habanja-usled obrazovanja većih zazora na sklopovima, odn. zbog promene dimenzija delova,

(c) freting zamora-zbog stvaranja inicijalnih prslina na fretingovanim površinama, i

(d) udarnog fretinga-usled malih prečnih relativnih pomeranja sudačujućih površina (i dr. uticajnih faktora).

Elementi koji su skloni ovoj pojavi površina koje su izložene fretingu, mogu se svrstati u dve grupe, i to:

1. elementi bez mogućnosti međusobnog pomeranja dodirnih površina (presovane, zakovane i zavojne veze, dr. veze ostvarene pomoću klina ili uklještenja, mesta kontakta žica u čeličnom užetu ili elastičnom vratilu, mesta kontakta listova gibanja, i dr.), i

2. elementi čije se dodirne površine relativno kreću, povremeno ili stalno (ležajevi svih vrsta, zupčanici, kvačila, mesta dodira zaptivke sa vratilom, spojnica, i dr.).

Freting predstavlja opasnost za mnoge mehaničke sisteme: za transportna sredstva, brodove, podmornice, helikoptere, motore, turbine, kompresore, avione (posebno na trup), elemente raket, nuklearne centrale, i dr. I pored mnogih ispitivanja ne postoje opšte metode za sprovođenje kvantitativnih proračuna.

## 2 OSNOVNI UTICAJNI FAKTORI NA FRETING

Proces nastajanja fretinga je veoma složen. Ispitivanjima je utvrđen uticaj više od 50 faktora (1,6). Mogu se izdvojiti sledeći faktori kao najznačajniji:

(1) veličina relativnog pomeranja dodirnih površina,

(2) frekvencija relativnog cikličnog pomeranja dodirnih površina,

(3) intenzitet i raspodela pritiska između dodirnih površina,

(4) karakteristike naponskog stanja,

(5) broj akumuliranih ciklusa dejstva fretinga,

(6) vrsta materijala dodirnih elemenata,

(7) kvalitet obrađenih površina,

(8) lokalna temperatura dodirnih elemenata,

(9) vrsta maziva i način podmazivanja,

(10) uslovi okolne sredine (lokalni), i dr.

Uzajamno dejstvo navedenih faktora izuzetno je složeno. Tako na primer, određena kombinacija ovih faktora može povoljno uticati na freting zamora a nepovoljno sa stanovišta freting habanja. Detaljnije o uticaju pojedinih faktora čitalac se upućuje na rad (4).

## 3 PREDIKCIJA I PREVENCIJA POJAVE FRETINGA

U svakom konkretnom slučaju predviđanje ili otklanjanje uzroka oštećenja usled fretinga mora se posmatrati odvojeno. U nekim slučajevima preduzete mere mogu imati pozitivan uticaj, dok u drugim iste mere mogu ubrzati proces oštećenja. Moguće je primeniti sledeće mere u cilju smanjenja ili prevencije pojave i uzroka fretinga:

1. potpuno razdvajanje dodirnih površina,

2. nepostojanje uslova za relativno kretanje kontaktnih površina,

3. ako nije moguće izbeći relativno kretanje onda se mogu obezbediti prinudna kretanja istog pravca koja pogoduju podmazivanju,

4. stvaranje zaostalih pritisnih naponi ojačavanjem dodirnih površina (na primer bombardovanjem čeličnom sačmom, hladnim valjanjem, primena presovanog sklopa, i dr.).

5. pravilan izbor materijala delova u dôdiru,

6. primena međuslojeva ili prevlaka od materijala sa malim modulom smicanja (olovo, guma, srebro, i dr.),

7. kvalitetnija obrada površina,

8. korišćenje prevlaka na bazi čvrstog maziva,

9. narezivanje kanala na dodirnoj površini radi stvaranja uslova za brže odvođenje odlomljenih i usitnjениh čestica,

10. ojačanje površinskih neravnina,

11. obezbeđivanje uslova za deformisanje u oblasti materijala sa većom plastičnošću, i dr.

Samо prva dva navedena principa omogućavaju potpunu prevenciju fretinga. Ostali principi mogu se primeniti za smanjenje dejstva fretinga i njegovo usporavanje.

#### 4 FETING ZAMOR

Freting zamor predstavlja zamorno razaranje koje je izazvano fretingom. Površinske prslne i oštećenja nastala usled dejstva fretinga imaju ulogu inicijalnih zamornih prslina. Njihovim širenjem nastaje zamorni lom pri takvim naprezanjima koja pri drugim uslovima ne bi izazvala lom. Početak zamornog loma u fretingovanim područjima zavisi, pre svega, od površinskog naponskog stanja, a delimično i od superponiranja cikličnih napona [2]. Pravac rasta zamornih prslina poklapa se sa pravcem kontaktnih napona i vertikalno je na pravac maksimalnih napona u fretingovanom području. Zbog toga dinamička čvrstoća pri postojanju fretinga linearno opada sa porastom kontaktnog pritiska.

Poseban fenomen u vezi sa freting zamorom je mogućnost zaustavljanja daljeg rasta zamora prsline. Osnovni uzrok ovome je dejstvo kontaktnog pritiska na uskom području koje je izloženo dejstvu fretinga. Ovakav površinski zamor stvara lokalni pitting, rupičavost i ljuštenje površine, što je karakteristično za freting.

##### 4.1 Mehanizam nastajanja inicijalnih prslina

Prepostavlja se da inicijalne zamore prsline usled dejstva fretinga mogu nastati prema:

(a) mehanizmu o abrazivnom dejstvu neravnina dodirnih površina,

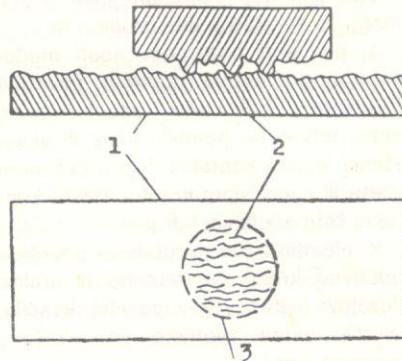
(b) mehanizmu relativnog cikličnog kretanja dodirnih površina, odnosno njihovih neravnina,

(c) mehanizmu trenja dodirnih površina, i

(d) mehanizmu o raslojavanju dodirnih površina.

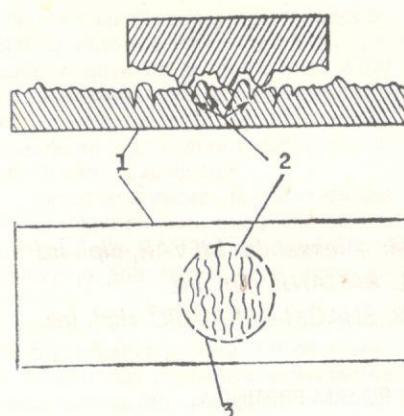
Mehanizam o abrazivnom dejstvu pretpostavlja odlamanje neravnina hrapavih dodirnih površina pri njihovom relativnom cikličnom kretanju. Na taj način se na površinama stvaraju udubljenja, mali kanali, izduženog oblika čije su podužne ose paralelne sa podužnim osama odlomaka. To je ujedno i pravac kretanja fretinga, slika 1 (1).

#### Pravac kretanja

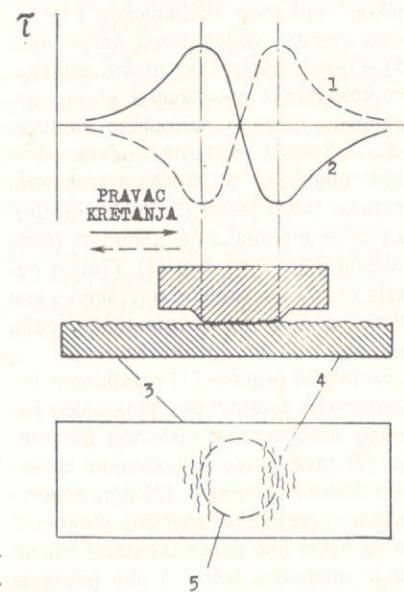


Slika 1 – Idealizovani shematski prikaz nastajanja koncentracije napona abrazivnim dejstvom; 1-uzorak, 2-mikroprsline fretinga, 3-zona fretinga

#### Pravac kretanja



Slika 2 – Idealizovani shematski prikaz nastajanja koncentracije napona kontaktom neravnina dodirnih površina; 1-uzorak, 2-mikroprsline fretinga, 3-zona fretinga



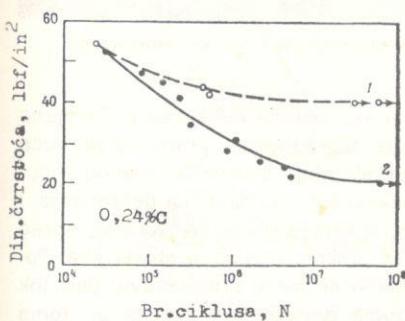
Slika 3 – Idealizovani shematski prikaz ciklične promene tangencijalnih napona i mikroprsline usled dejstva trenja; 1 (2) – kretanje uлево (udesno), 3-uzorak, 4-mikroprstotine fretinga, 5-zona fretinga [1]

Složeno naponsko stanje i polje ciklično promenljivih deformacija, prema hipotezi o raslojavanju, uzrokuju nastajanje kratkovremenih tangencijalnih napona (pikova) i inicijalnih prslina na maloj dubini od površine. Pri daljem cikličnom dejstvu napona prsline se šire paralelno sa površinom (kao i u slučaju površinskog zamora) izlazeći na površinu obrazujući na taj način tanke ljušte, kao proizvod habanja, koje se nakon odvajanja od površine sitne u male čestice.

Moguća je pojava sva četiri mehanizma nastajanja inicijalnih prslina us-

led dejstva fretinga u jednom slučaju, od kojih je jedan mehanizam u određenom stadijumu razvoja fretinga dominantan.

Pravac dejstva fretinga ima uticaja na zamornu čvrstoću. Ako se pravac kretanja fretinga poklopi sa pravcem dejstva jednoosnog naprezanja tada je dinamička čvrstoća veća u odnosu na uzorek kod kojih su ovi pravci normalni, (1). U oba slučaja dinamička čvrstoća je niža u odnosu na uzorak bez dejstva fretinga i za jednu trećinu, pa i manje, (slika 4).



Slika 4 – Uticaj fretinga na zamornu krivu za kovani čelič; 1-bez fretinga, 2-sa fretingom (1)

Ako se sa  $\delta D$  označi dinamička čvrstoća materijala u polaznom stanju, a sa  $\delta D_{fr}$  odg. čvrstoća pri dejstvu fretinga, moguće je uspostaviti sledeću vezu:

$$\delta D_{fr} = (1 - D_f) \delta D$$

gde je  $D_f$ -koeficijent freting-zamornog oštećenja; ako ima vrednost 0-nema freting-zamornih oštećenja, odn. 1 tada je  $D_f = 0$ . Nažalost, ovaj koeficijent zavisi od svih ranije opisanih faktora.

## 5 POJAVA FRETINGA NA KOLENASTIM VRATILIMA

Fretting na rukavcima kliznih ležajeva nastaje usled zajedničkog delovanja više činilaca. Pre svega zbog:

(a) malih oscilatornih kretanja dodirnih površina; rukavca i ležista,

(b) prenosa opterećenja na malim površinama,

(c) zahvatanja neravnina dodirnih površina sa prelaskom odlomljenih čestic između njih,

(d) habanja površina abrazijom, i dr. (2).

Neravnomeran rad motora uz prisustvo zazora (bočnih i radijalnih) i koničnosti rukavca i ležaja stvaraju mala oscilatorna kretanja dodirnih površina. Ovakva kretanja pri prenosu opterećenja po celoj površini stvaraju kružni trag na rukavcu koji se ponekad sastoji od više međusobno paralelnih linija. Moguća je i pojava oštećenja eliptičnog oblika zbog dejstva centralno smeštenih kavitacija sa napredovanjem fretinga (2).

Prenos opterećenja na malim površinama nastaje kao posledica:

(a) ekscentričnosti rukavca i ležaja,

(b) ovalnosti rukavca ili ležaja, ne-kvalitetne izrade, neravnomerog habanja, i dr.

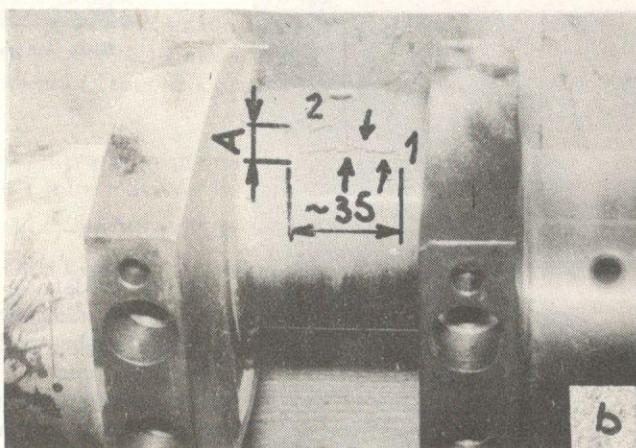
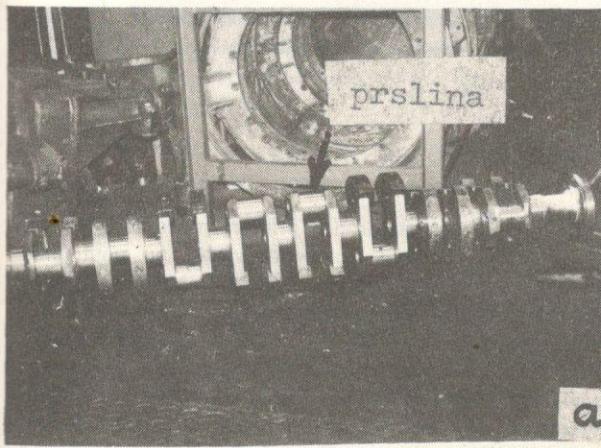
Primer pojave prsline na letećem rukavcu kolenastog vratila dizel motora lokomotive serije 642 usled dejstva fretinga (nakon 6 godina rada i urađene dve »specijalne«) dat je na sl. 5.

Uočavaju se dve prsline (1 i 2 na slici 1, b) od kojih prsina 1 ima stepenasti oblik (označeno strelicama). Ovo ukazuje da je u uskoj fretingovanoj

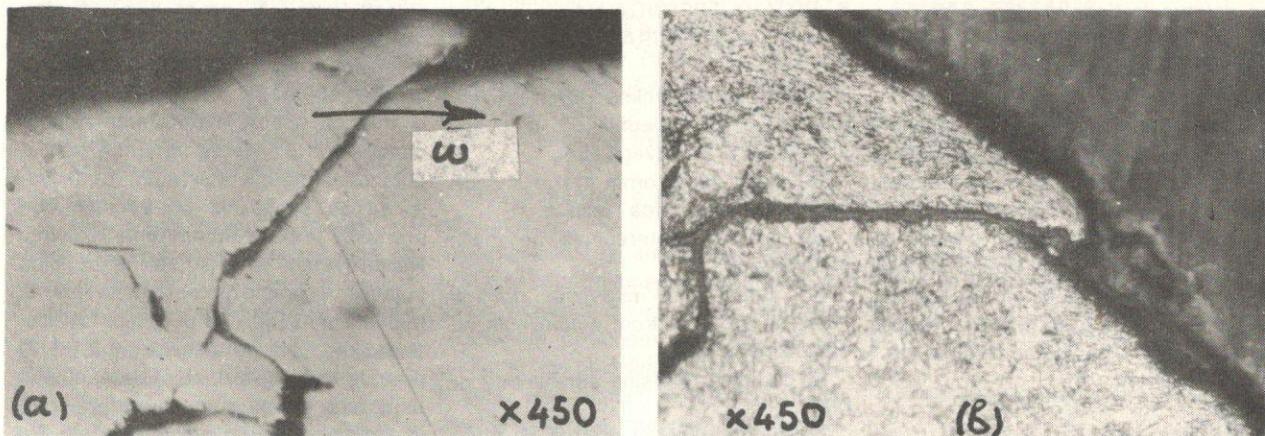
oblasti (kota »A« na sl. 5, b) stvoreni paralelni mikoprslini sa njihovim razvojem u pravcu klizanja dodirnih površina, koje su se u kasnijoj fazi razvila fretinga spojile mehaničkom koalescencijom (7). S obzirom da su se prsline obrazovale na uskoj površini, to ukazuje da se spoljašnje opterećenje nije prenosiće preko cele površine rukavca. Najverovatnije je da su se mikoprsline pojavile u podnožju neravnina prema mehanizmu I (sl. 1) u početnoj fazi fretinga, kao i prema mehanizmu II (sl. 2) u nešto kasnijoj fazi, sl. 6. Neravnina je usmerena prema smeru obrtanja vratila sa vrhom koji je povijen nadole. Na sl. 6, b uočava se površinska usmjerenošć strukture, posebno u neravnini. Verovatna posledica ovoga je dejstvo površinskih (zateznih) trangencijalnih napona nastalih usled trenja dodirnih površina. Stvorena je koncentracija napona u podnožju neravnine, a sama površina u njenoj blizini je plastično deformisana u smeru najveće deformacije koji se poklapa sa smerom obrtanja rukavca.

Vratilo je izrađeno od čelika 32 CND8 (prema AFNOR-u) sa sledećim hemijskim sastavom: 0,4%C, 0,22%Si, 0,84%Mn, 1,67%Cr, 0,39%Ni, 0,43%Mo, P 1 S u tragovima; a posteljica kliznog ležaja od legure »Glycos« (prema AFNOR-u) koja se sastoji od 20–25%Pb i 80–75%Cu, i na istu je galvanskim putem nanešen sloj kalaja. Rukavci su induktivno kaljeni sa samootpuštanjem.

Ako je u freting spoju jedan metal mekan, kao u ovom primeru, tvrdi okidni delići nastali abrazijom i kidanjem, mogu se utisnuti u njega. Ovo pogoduje smanjenju habanja. Priljubljivanje de-



Slika 5 – Kolenasto vratilo dizel motora lokomotive serije 642 (606,6 kW pri 1500 1/min) (a) sa penetriranim prslinama na letećem rukavcu (b)

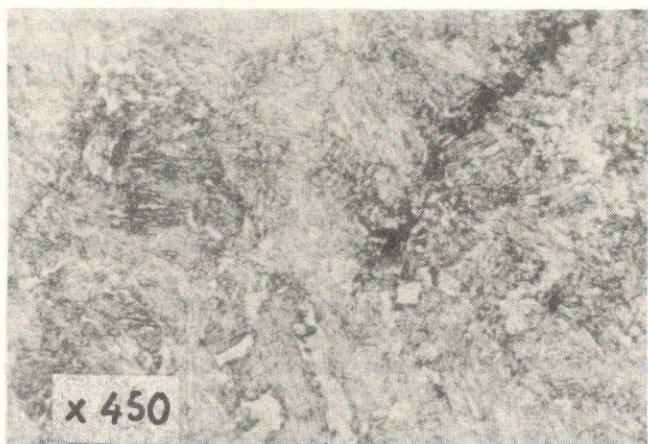


Slika 6 – Prsilna nastala u podnožju neravnine visine 0,01 mm; (a) nenagrižen uzorak, (b) nagrižen uzorak, nital 2%. Martenzit otpuštanja (tvrdoča na površini 57 HRC)

liči uz dodirnu površinu, ili njihovo oslobađanje, pojačava habanje, što je verovatnije u ovom slučaju. S druge strane, klizanje dodirnih površina sa malim amplitudama pogoduje skidanju ulja sa dodirnih površina, čime je onemogućeno njihovo ponovno podmazivanje. Habanje se lako može izbeći podmazivanjem dok pojavi fretinga ne (2). U podmazlvanim sklopovima legura železa prisustvom mrkih krhotina je indikativan za pojavu fretinga. Ispitivanjem oksida pomoću difrakcione metode X zracima ili hemijskom analizom može se utvrditi o kojem se oksidu radi,  $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$  ili hidrotisani ferioksid  $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$ .

Prsilna se na svom početku razvijala interkristalno prema mehanizmu dekohezije (7) povezujući izlučene neme-

talne uključke, karbide i pore po granici koja je žilavija i mekša, sl. 8. Za njeno zrna, kroz tvrdu oblast. To je tzv. cik- dalje napredovanje potrebna je veća cak kretanje prsline, sl. 7. Ovakvo kre- energija nego u trenutku njenog zapo- tanje prsline prostiralo se radijalno na činjanja širenja. Plastična deformacija, i dubini oko 3 mm da bi ista nastavila oblast koja je njima obuhvaćena, ispred pravolinjsko kretanje, transkristlano, vrha prsline je veća, a oblast šira. Po- do dubine oko 4,5 mm, koja odgovara približno dubini zakaljenog sloja. Vrh razvoja prsline. Lom koji bi pri tome prsline se zaustavio u perlitoj oblasti nastao odgovarao bi zamornom lomu.



Slika 8 – Vrh prsline koja je zaustavljena u perlitoj oblasti Nagriženo nitalom 2%



Slika 7 – Cik-cak kretanje prsline Nanagriženi uzorak

## 6 ZAKLJUČAK

Freting predstavlja veliku opasnost za sigurnost rada mnogih mehaničkih sistema. Poseban problem u njegovom otkrivanju predstavljaju nedostupna mesta na kojima se on pojavljuje. Veoma složeni mehanizam nastanka i razvoja fretinga, vleiki broj uticajnih faktora, do danas nije dovoljno izučen. Iz

analiziranog primera može se zaključiti da je kolenasto vratilo pri postojanju odgovarajućih uslova podložno pojavi fretinga, a posebno freting zamoru. Postojanje mogućnosti i drugih oštećenja kolenastog vratila, kao na primer: površinski zamor, deformaciono habanje, udarno habanje, i dr., otežava vođenje efikasne preventive njegovog održavanja.

LITERATURA

(1) Kolinz Dž., Povreždeni je materialov v konstrukcijah, per. s angl., Moskva »Mir« 1984, 476 – 495

(2) METALS HANDBOOK, Volume 10 ASM, 154 – 160

(3) Milestone W.D., Fretting and Fretting-Fatigue in Metal-to-Metal Contacts. –ASME Paper 71-DE-38., New York, 1971

(4) Uoterhauz R.B., Fretting-korozija, per. s angl., »Mašinostroenie« Leningrad, 1976

(5) Ko P.L., Experimental Studies of Tube Fretting in Steam Generators and Heat Exchangers. – ASME/CSME Pressure Vessels and Piping Conference, Nuclear and Materials Division, Montreal, Canada, June 1978

(6) Collins J.A., A study of the Phenomenon of Fretting-Fatigue with Emphasis on

Stress-Field Effects, Dissertation, Ohio State University, Columbus, 1963

(7) Mehanika razrušenja, Razrušenje materialov, perekod s anglijskog »Mir« Moskva, 1979, 40 – 82

(Adresa Mr Aleksandar LJEVAR, dipl. inž. Tehnički fakultet-Zrenjanin, BAČANJI, RO ŠINVOZ – ZRENJANIN I ŠIJAČKI – ŽERAVČIĆ – Mašinski fakultet Beograd)



## Interalp Verkehrsforum

Internationale Verkehrstagungen,  
Kongreße und Seminare

Interalp forum o prometu

3. evropsko savjetovanje o prometu u Mayrhofenu/Tirol  
od 12. do 14. listopada 1988. godine

Interalp forum o prometu, čiji je cilj da putem medjunarodnih savjetovanja i simpozija o prometu u Evropi dovede do poboljšanja prometnih putova, povećanju sigurnosti u prometu, da povede računa o najboljoj mogućoj zaštiti čovjekove okoline pri planiranju, izgradnji i održavanju prometnih putova i t.d., održat će svoje 3. evropsko savjetovanje o prometu pod pokroviteljstvom Evropskog parlamenta od 12. do 14. listopada 1988. godine u Mayrhofenu/Tirol.

Pored tema evropske prometne politike, gradnje željezničkih i cestovnih tunela u alpskom prostoru, problema profesionalnih vozača kamiona na evropskim tranzitnim cestama, predviđena su i slijedeća područja:

- Prometna sredstva za transportnu privredu
- Upotreba čišćih i tiših gradjevinskih strojeva pri gradnji cesta i tunela
- Novi tehnički postupci u gradnji cesta, mostova i tunela
- Testiranja, saniranja i obnavljanja mostova, tunela i prometnih putova (cesta i pruga)

Za vrijeme održavanja 3. evropskog savjetovanja o prometu 1988. godine predviđene su i prezentacije firmi (Radionice i informativne izložbe) u kongresnom centru Europahaus u Mayrhofenu.

Interalp Verkehrsforum - Kongressorganisation  
Postfach 1707 - D - 8034 Germering b. München

# Razvoj putničkog vozog parka na JŽ

UDK 625.231:62.001.4 (084)

Dr R. BOGDANOVIĆ  
Dr S. STOJIČIĆ

## UVOD

Putnički saobraćaj na železnici ima više oblika: vozne kompozicije (vagona i lokomotiva) i zatvorene vozne kompozicije motorni vozovi.

Specijalni prevoz na železnici se formira i upotrebljava prema nameni (gradski, međugradski, međunarodni).

U ovom radu ćemo razmatrati smernice razvoja i modernizacije vozog parka za putnički saobraćaj kroz razvoj novih racionalnih sistema za železnički putnički saobraćaj.

## STANJE VOZOG PARKA

U našoj zemlji je počela gradnja putničkih kola pre II svetskog rata. Iz tog

vremena još saobraćaju dvoosovinska kola. U 1959. godini je počela proizvodnja dugačkih kola tipa X, UIC, uz saradnju sa Poljskom industrijom TRAFAVG). Već posle tri godine prelazi se na novi tip Y, UIC. U ovo vreme (1960. god.) se uvode u saobraćaj dvoosovni šinobusi, izrađeni po licenci iz Savezne republike Nemačke (IRDNEG). Ovaj program kola prikazan je na slikama 1, 2 i 3.

Uporedno sa elektrifikacijom i dizelacijom na JŽ uvode se više vrsta elektromotornih i dizel vozova iz Poljske, Španije, Mađarske, SSSR-a. Domaći elektromotorni voz (dve garniture) proizведен je 1972. godine serije 410. (Slika 4)

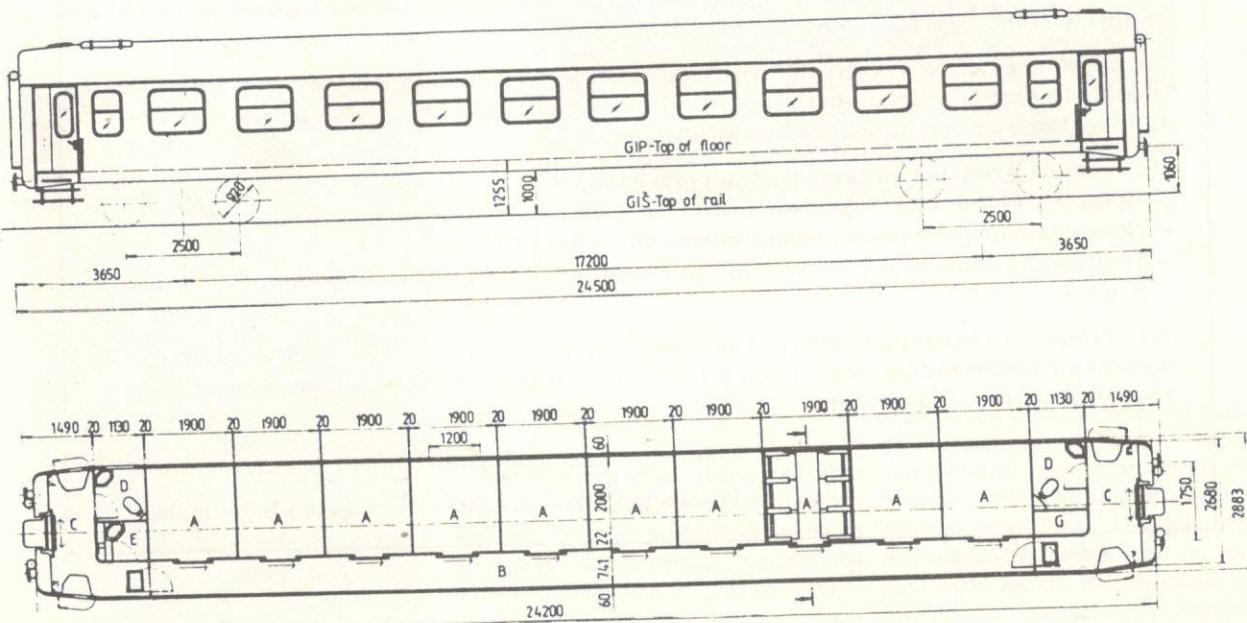
U 1985.-oj godini su na JŽ uvedena kola tipa Z, UIC.

Promenom tipa kola menjao se i tip obrtnih postolja. Tako su kola tipa X, sa obrtnim postoljima GERLITZ; kola tipa Y obrtno postolje WEGMANN i kola tipa Z obrtna postolja MD (slike 5 i 6)

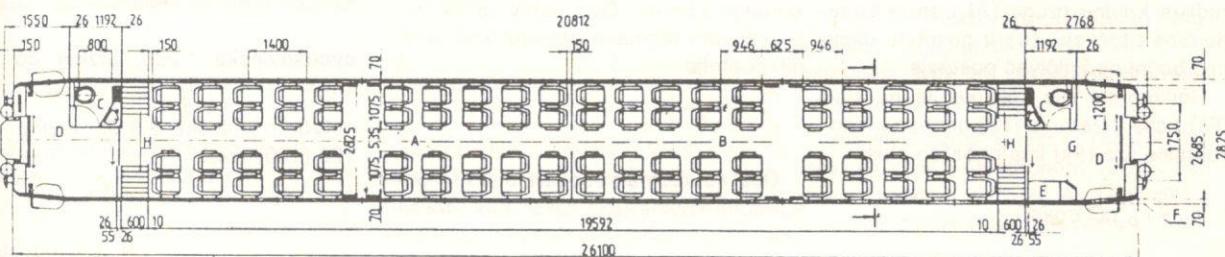
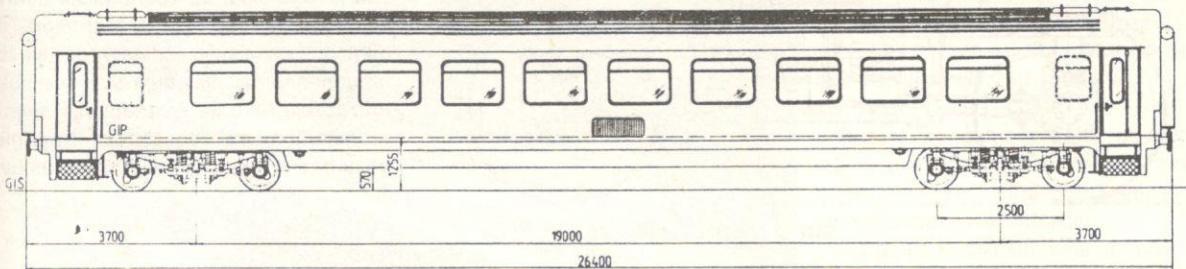
Promena tipa putničkih kola i obrtnih postolja u jednom »veku« trajanja kola nema tehničkog niti ekonomskog opravdanja u uslovima malih proizvodnih serija, nemodernizovanih pruga i pružnih postrojenja; vrlo različitih vučnih vozila i nespecijalizovanih službi i fabrika za održavanje i opravku.

Primer neracionalnog korišćenja kola su vozne brzine koje se premašuju 120 km/h a sva kola X, Y i Z su građena za brzine do 140 (160) km/h.

Grubi pregled vozog parka kola pokazuje da imamo preko dvadeset tipo-



Slika 1 – Kola tipa Y, UIC



Slika 2 – Kola tipa Z, UIC

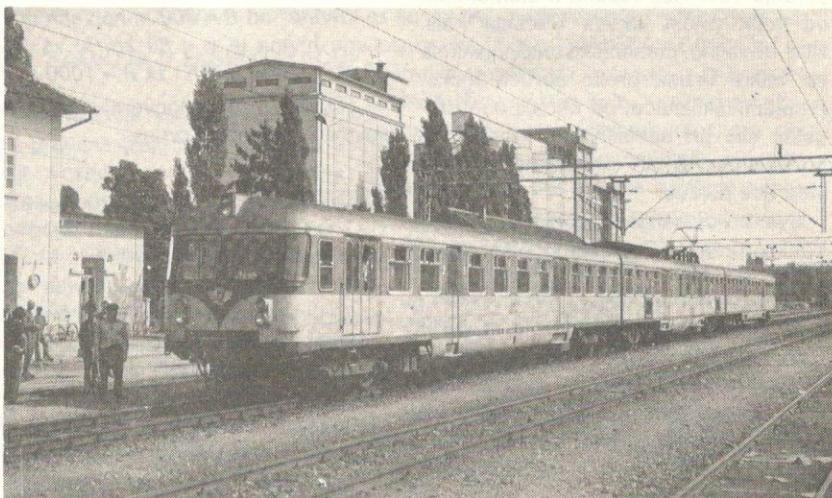


Slika 3 – Unutrašnjost savremenih putničkih kola tipa Z

#### SPOSOBNOST SLOBODNOG UPISIVANJA KOLA U KRIVINE

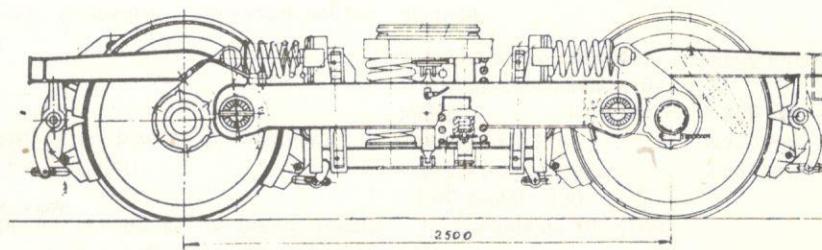
Složena je kinematika upisivanja kola u krivine posebno kod dugačkih kola

za velike brzine kretanja i relativno malih krivina pruga. Na slici 7a, b je šematski prikazan položaj četvoroosovinskih kola u krivini. Ne ulaze i u problem gabarita kola od bitnog značaja i utica-

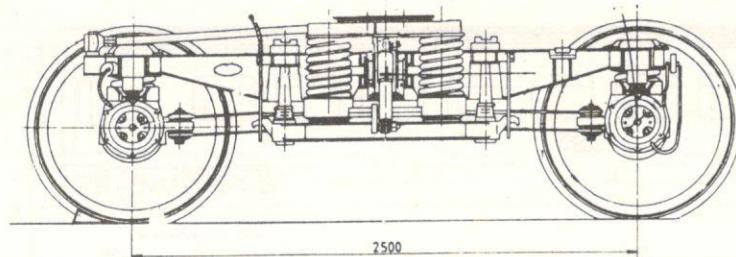


Slika 4 – Elektromotorni voz 25kV, 50H serije 410

va putničkih kola i vozova u redovnom saobraćaju. Šta ovo znači, sa gledišta: unifikacije, održavanja i remonta, saobraćajne efikasnosti, ekonomičnosti, opšte racionalnosti konkurentnosti železničko-putničkog saobraćaja, može se samo pretpostaviti. Ovako veliki broj različitih tipova vozila ne može nikako povećati optimalan nivo ekonomičnosti u eksploataciji.



Slika 5 – Obrtno postolje tipa WEGMANN



Slika 6 – Obrtno postolje tipa MD

ja na slobodno upisivanje kola u krivine i Vogel-a daju rešenja da kola mogu da su: razmak centralnih svornjaka (L), savladaju krivinu bez upotrebe ikakve sile odnosno, da vozilo ima sposobnost kretanja u krivini. Ovaj uslov se iskazuje uslovom razmaka osovina kod obrtnih postolja.

Horizontalna sila koja deluje na šinu ( $F_s$ ) i sila skretanja ( $F_p$ ) odnosno, horizontalna sila ( $F_y$ ) ima približan oblik:

$$F_y = F_p \mu Q \cos \alpha$$

Ovde su: Horizontalna sila ( $F_y$ ), sila skretanja ( $F_p$ ), koeficijent trenja ( $\mu$ ), pripadajuća opterećenja jedan točak (a) i ugao između šine i točkova.

Povećanjem brzine kola povećavaju se zahtevi za njihov miran i suguran hod, pa tako i zahtev da se pri projektovanju vodi više računa o elementima od kojih zavisi lakoća kretanja kola. Nije dovoljno mehaničko vođenje kola za velike brzine preko obruča točka. Problemi iskliznuci, od uticaja centrifugalne sile pri savlađivanju krivine, se povećavaju te pri proračunu imati u vidu ove pojave.

Sva proučavanja i teorije od Roy – Wellington-a do Ceglinskog – Koroljeva

Gde su: razmak osovina o.p. (1), poluprečne krivlje (R) i zazor šine i točka (e).

Kod dugačkih kola razmak centralnih svornjaka je za Y kola 17,20 m, X i Z kola 19,0 m. Ovaj razmak je od bitnog značaja za uticaj pritiska točka na šinu odnosno, na silu skretanja za odgovarajući komponenti vučne sile kola preko kuke tegljenika. Osa kola sa osom obrtnih postolja zaklapa ugao i za krivine\* od  $R = 300$  m najveća dozvoljena brzina je  $v = 80$  km/h; za  $R = 500$  m.  $v = 110$  km/h i za  $R = 1000$  m.  $v = 160$  km/h, sa odgovarajućim nivojima i kvalitetom pruge.

Krivine pruge  $R = 300$  m ima i na glavnim prugama pre Beograd – Niš; brzine na ovom pravcu na celoj relaciji su ograničene na 100 (120) km/h.

Iz ovoga sledi da koordinacija uslova za prugu, vozila i saobraćaj mora da diktira i propisuje jedinstvena služba JŽ odnosno da usklađuje sve ove oblasti razvoja tako da se zadovolje osnovni kriterijumi za ceo sistem. Naprimer vezu brzine veza i krivine pruge uslov

$$V = 5 R.$$

#### VRSTE VOZILA I TEHNIČKE MOGUĆNOSTI VOŽNJE

Kola po broju osovina:

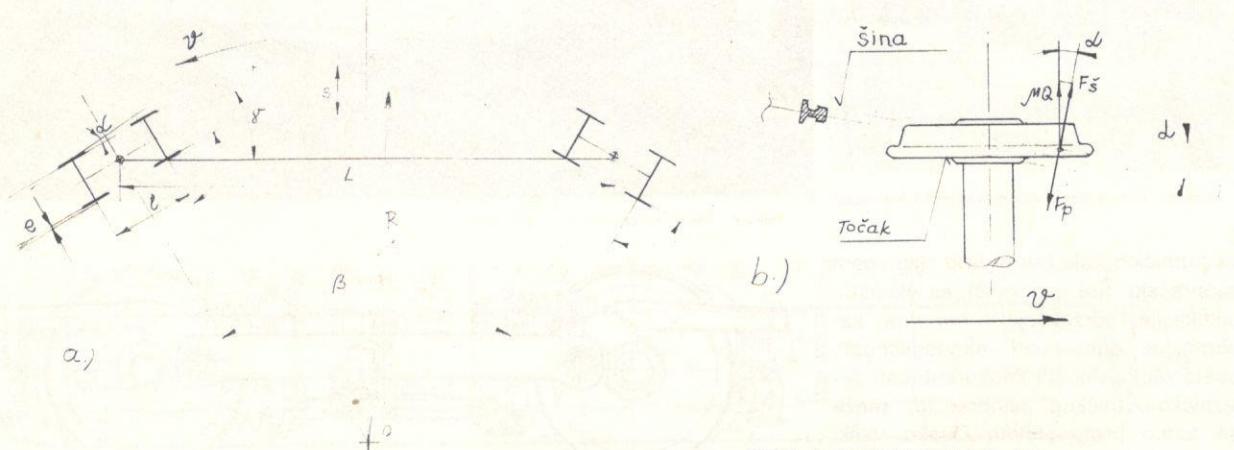
- dvoosovinska 1.230, brzine do 80 km/h
- četvoroosovinski 2.617, brzine do 120 (160) km/h

#### BROJ VOZOVA – GARNITURA:

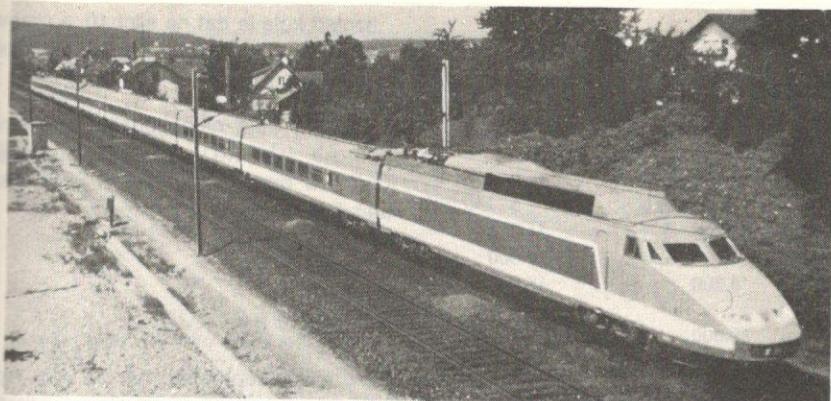
– elektro vuča	120 brzine do 120 km/h
– dizel vuča	153 brzine do 120 km/h
– šinobus (dizel vuča)	167 brzine do 80 km/h

Tipovi uređaja kao što su: vrsta kočnice, grejanje i motori kao i njihovi proizvođači su mnogobrojni.

Stanje voznog parka za putnički saobraćaj na JŽ po vrstama izgleda ovako za 186. godinu.



Slika 7 – Kinematika upisivanja kola u krivinu



Slika 8 – Savremeni voz za brzine do 350 km/h iz programa ATLANTIK – TGV

### PUTNIČKA KOLA, BROJ SEDIŠTA I SERIJA

	sedišta	kola
– kola serije A, B i AB	149.835	2.306
– specijalna kola C, WL, WR	487	351
– vozovi (EV, DV, Š)	75.727	1.190

Održavanje navedenog voznog parka kola je vrlo skupo i neefikasno, posebno kada se ima u vidu da su kola građena i opremljena za međunarodni saobraćaj (preko 50%), a praktično se koriste u unutrašnjem saobraćaju sa malim voznim brzinama i uz nekorističenje većine ugrađene opreme više naponske električne uređaje, ozvučenje, kočnice (režim rada), sisteme grijanja, brzine.

### BROJ KOLA ZA BRZINE:

– do 80 km/h	842
– do 120 km/h	2.357 (od ukupno 3847)
– do 140 km/h	58
– do 160 km/h	540

### MERE RAZVOJA U EKSPLOATACIJI

Modernizacija kola, njihovo održavanje i pravilna eksploatacija leži u unifikaciji voznog parka. Neophodna je praksa podelje kola za međunarodni unutrašnji saobraćaj.

Modernizacija i rekonstrukcija kola, posle najviše deset godina, je obavezna. Sadržavala bi modernizaciju unutrašnjosti, komfora, dizajna, zamenu obrtnih postolja ili rekonstrukciju kola radi provođenja sa međunarodnog na kola za unutrašnji i lokalni saobraćaj.

U novogradnji tipizirana kola sa naj-savremenijom opremom i karakteristikama kola za međunarodni, međugradski – kola za glavne unutrašnje pruge ili kola za lokalni – prigradski saobraćaj.

sičnim prugama, i to: SNCF od 300 km/h turbo-elekromotorni vozovi tipa TGV; DB do 250 km/h, vozne garniture tipa IC; JRN do 250 km/h vozovi tipa TOKAIDO LINE.

Razvoj se usmerava na povećanje brzina (na klasičnim prugama) i razvoj vozila za nove i modernizovane pruge sa maksimalnim komforom.

Tipizacija putničkih kola u ovim zemljama je dosledno sprovedena tako da se u primeni putnika kola za međunarodni saobraćaj, međugradski i kola za prigradski saobraćaj; redovno u istom tehničkom sistemu.

Uvodi se elektronika u sisteme upravljanja i dijagnostike kod svih vrsta putničkih kola za praćenje rada svih mehanizama i delova.

Razvijaju se brzi, laki i konformni vozovi sa dizel i električnom vućom već prema najekonomičnijoj vrsti energije u dotičnim železničkim upravama.

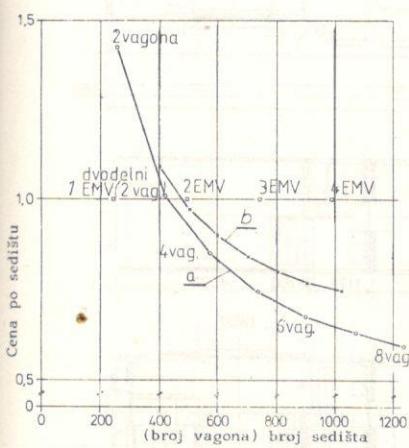
### KOLA U DVA NIVOA

Već su u primeni garniture vozova u dva nivoa koji obezbeđuju kraće vozne garniture i daju ekonomičniji prevoz.

Kola, u varijanti sa dva nivoa realizuju se za međunarodni i unutrašnji saobraćaj (firme TALBOT i ACNEM su izradile vozove za holandske železnice – NS). Ovaj sistem kola – vozovi su ekonomičniji u tehničko-tehnološkom pogledu i po ceni eksploataciji. Na dijagramu sl. 9 prikazan je brojčani odnos tehničko-ekonomskih prednosti kola u dva nivoa u odnosu na kola u jednom nivou. Upoređene su kompozicije voza sa dvospratnim kolima i jednospratnim. Vidljiva je prednost u korist dvospratnih vozova koja prosečno iznosi do 15%. Praćenje izvršeno na holandskim železnicama voz IC sa dvospratnim vagonima na pruzi dužine 250 km predejnih 150.000 km.

Osnovne tehničke karakteristike kola u dva nivoa za naše pruge mogu biti sledeće:

- dužina preko odbojnika 24.500 mm
- razmak centralnih svornjaka 17.200 mm
- visina kola (max) 4.200 mm
- širina preko svega 2.850 mm
- broj sedišta 120
- brzina kola do 120 (140) km/h



Slika 9 – Dijagram odnosa cena voza sa kolima u jednom nivou i u dva nivoa  
a – kompozicija voza sa dvospratnim vagonima »ELLOK«  
b – kompozicija voza sa jednospratnim vagonima »ELLOK«

### TENDENCIJE RAZVOJA PUTNIČKIH KOLA U SVETU

Brzine vozova su na prvom mestu kao kriterijum tehničkog nivoa; na kla-

TABELA 1 – Uporedne veličine dva sistema kola

Posmatrane veličine	Jednospratni IC vagoni sa 80 sedišta	Dvospratni sa 120 sedišta (interpolir. vred.)
Otpis	88.500	125.000
Energija:		
U saobraćaju (V = 120 km/h)	28.700	31.700
Stanje (5,4 staj./100 km)	14.700	17.000
Grejanje	8.200	16.000
Čišćenje (unutrašnje i spolj.)	30.000	40.000
Tehnička kontrola	12.700	12.700
Sastav (AW + BW):		
Fiksna cena	50.200	63.400
Promenljivi deo cene	6.800	8.900
Vozno osoblje	44.100	81.900
Ukupna cena (saobraćaj za god.)	283.500	395.000
Srednja cena/sedište	3.544	3.300
Srednja cena/sedišta km	0,024	0,0215

TABELA 2 – Kapacitet sedišta dvospratnih kola za prigradski i međugradski saobraćaj.

Vrsta kola za	Masa po odeljku	Normalan broj sedišta	Broj pomoćnih sedišta	Suma (8 vagona)	Broj sedišta na metar dužine voza
Prigradski	1.650	152	12	1.300	5,65
	1.850	136	12	1.172	4,95
Međugradski	2.000	110	–	920**	3,95
	2.000	126	–	1.008***	4,30

\* Voz sa 7 B vagona + upravljačica

\*\* Odjelci sa 6 sedišta sa gornjim velikim odjeljkom

\*\*\* Samo veliki odjeljak gore i dole.

Izgled kola je dat na slici 10, a prema osnovnim dimenzijama pripadaju tipu Y, UIC.

Za ova kola najpogodnije je obrtno postolje laki MD ili obrtno postolje G-W za brzine do 140 km/g sa disk kočnicom.

### SMERNICE RAZVOJA

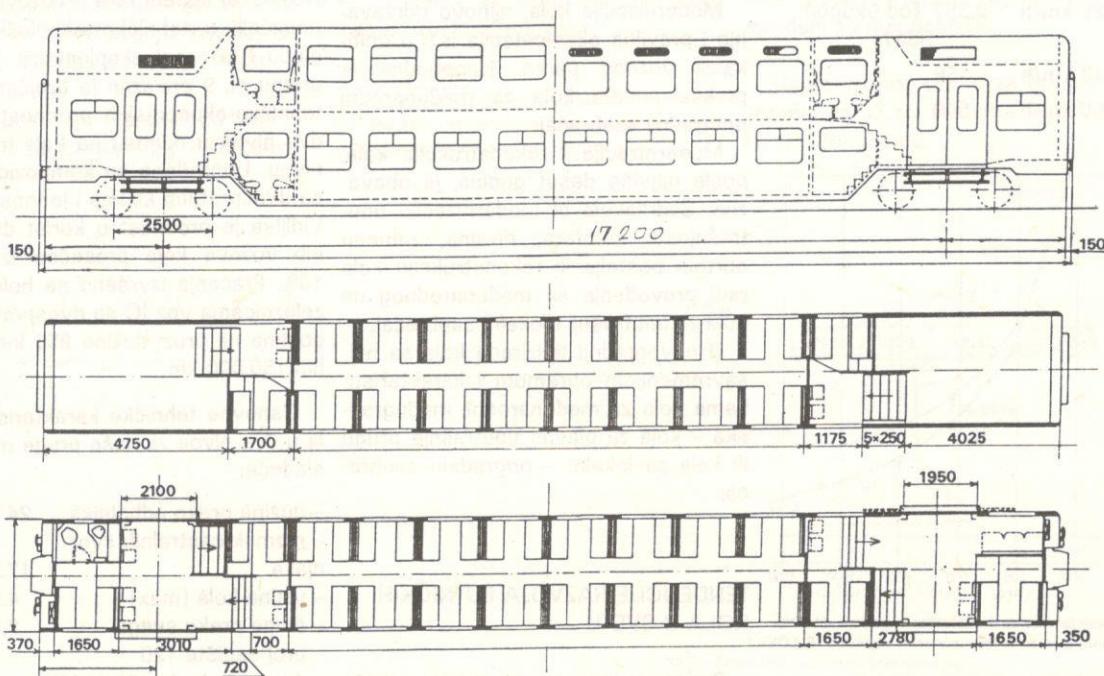
Putnički saobraćaj na JŽ po raznovrsnosti, starosti vozila, kvalitetu pruga, vučnih vozila, procentu elektrificiranih pruga i brzini kola, a sa druge strane potrebe i mogućnosti, ukazuju da se razvoj vozila za putnički saobraćaj usmeri na:

- Unifikaciju i standardizaciju vozognog parka,

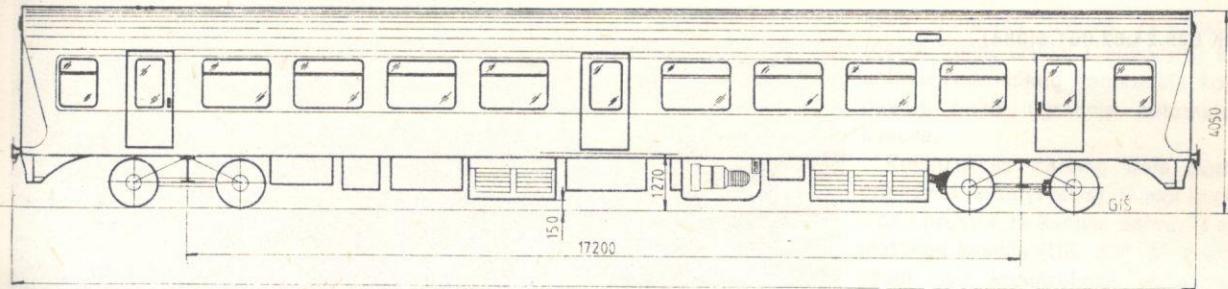
- (opredeljenje na gradnju vozila koja će dati odgovarajući komfor i na prugama postojećeg kvaliteta)

- Gradnju vozila za unutrašnji saobraćaj, koja će se razlikovati od kola za međunarodni saobraćaj po opremi i tehničkim karakteristikama (treba da su najmanje dva puta jevtinija od kola za međunarodni saobraćaj),

- Orientaciju na domaća vozila svih kategorija,



Slika 10 – Kola u dva nivoa



Slika 11 – Motorna kola za unutrašnji saobraćaj

- Opredeljenja na zatvorene garniture vozova,
- Gradnju bezkupejskih kola sa jednim tipom (sistom) sedišta,
- Gradnju voznih garnitura (EMV i DV) sa brzinom za prigradski maksimalno do 120 km/h, a za međugradski do 140 km/h (perspektivno za brzine preko 200 km/h).
- Za unutrašnji saobraćaj, u svim varijantama, razvijati kola sa razmenom svornjaka najviše 17.200 mm,
- Razvijati kola u dva nivoa (profil JŽ i UIC) odnosno kratke vozne garniture.
- Razvoj vazdučnog oglbljenja i njegova primena.
- Većem i sistematskom ispitivanju kola.

#### VOZVI ZA PUTNIČKI SAOBRAĆAJ – GARNITURE

Tendencije razvoja putničkog saobraćaja na železnici se usmerava na brze, komforne i zatvorene garniture.

Prenos snage na jedno obrtno postolje preko hidrodinamičkog pretvarača momenta, za dizel motorne vozove i električni prenos snage za elektromotornе vozove. Kola kako kolski sanduk tako i obrtna postolja da pripadaju istom sistemu po konstrukciji i opremi kada je u pitanju masovna proizvodnja.

Osnovne tehničke karakteristike kola;

Razmak centralnih svornjaka maksimalno 17.200 mm, razmak osovinu u

obrtnom postolju 2.500 m (i za pogonska). Gabarit kolskog sanduka isti za sva kola. Kola treba da se grade u dve osnovne varijante za međugradski saobraćaj (IC) i prigradski saobraćaj; razlike kola su u opremi i brzini. Za međugradске vozove brzine do 140 a za prigradski do 120 km/h.

Svaka kola su i motorna; osnovna vozna kompozicija su motorna kola + motorna kola (M+M) sa mogućnošću spajanja M-M-M-M odnosno maksimalno četvoredelna vozna kompanija. Oprema vozne kompozicije prilagođena unutrašnjem, odnosno međugradskom saobraćaju. Primer takvih kola dat je na slici 11.

Adresa: dr R. Bogdanović i  
dr S. Stojčić, Mašinski fakultet – Niš

# Konstrukcija vagona za prevoz kalcinisane sode

UDK 625.24:62.001.6(084)

Prof: dr Stojadin STOJIČIĆ,  
mr Zoran MICKIĆ

## 1 UVOD

Fabrika vagona Mašinske Industrie u Nišu više od dvadeset godina projektuje, razvija i isporučuje Jugoslovenskim železnicama vagonе за prevoz cementа и других praškastih materijala. Radeći na razvoju ovog tipа vagonа, razvijene su nove konstrukcije, koje су uvek bile lakše od prethodnih i sa povećanom zapreminom. Tako se je od trobunkerskог vagonа zapremine ( $V=36\text{ m}^3$ ), preko četvorobunkerskог vagonа заприме ( $V=50\text{ m}^3$ ) stiglo do novog vagonа за prevoz cementа заприме ( $V=60\text{ m}^3$ ), sa istovarom помоћу vazdušног jastuka.

Pre desetak godina u fabrici vagonа MIN-a razrađen je idejni projekt vagonа за prevoz kalcinisane sode чја је производња ostvarena тек 1988. године. Vagon за prevoz kalcinisane sode у ствари је nadgradnja vagonа за prevoz cementа заприме  $V=60\text{ m}^3$ , односно резултат истраживања и стечених искустава у изради и експлоатацији vagonа за prevoz cementа.

Ovaj vagon je prvenstveno namеnjen за prevoz kalcinisane sode ( $\text{Na}_2\text{CO}_3$ ) (tehnički natrijum karbonat или амонијачна soda), i natrijum tripoli fosfata (TPP- $\text{Na}_5\text{P}_3\text{O}_{10}$ ). Međutim vagon se može koristiti za prevoz i drugih materijala u prahu ili sitnozrnih materijala u odgovarajućim количинама, зависно od njihove specifične težine: cement, glinica, kreč, gips, žita i drugih materijala granulata do 3 mm.

Kalcinisana soda – технички natrijum-karbonat ( $\text{Na}_2\text{CO}_3$ ) je kristaličan, hidrokskopan, beo prah specifične težine  $\gamma = 0,4 - 0,8 \text{ t/m}^3$  koji se topi на  $851^\circ\text{C}$ .

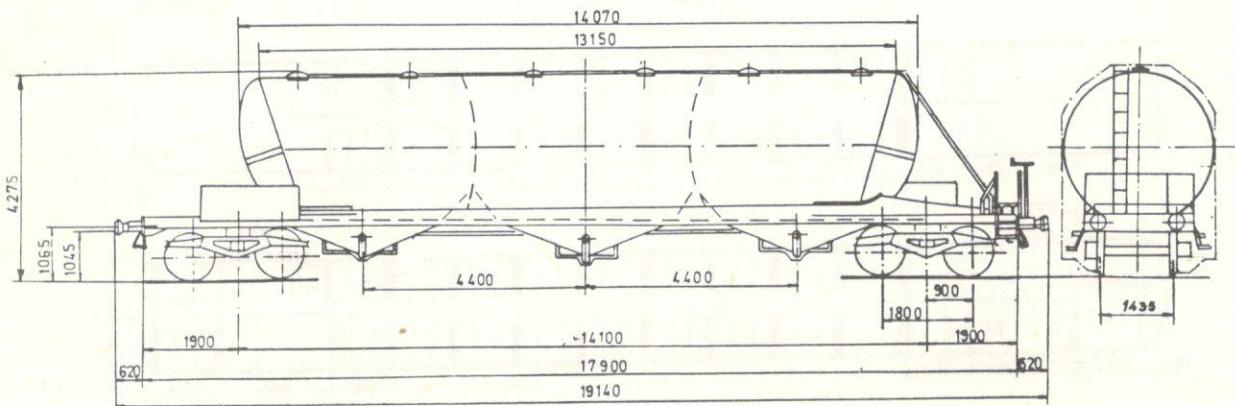
Rastvara se u vodi, па onda nagriza boje. Stajanjem na vazduhu natrijum-karbonata apsorbuje ugljendioksid prelazi u natrijumbikarbonat, па се мора предвожити у hermetički zatvorenим cisternama. Kalcinisana soda има широку primenu. Upotrebljava се у производњи стакла, керамике, sapuna и deterdžentova u izradi i eksploraciji vagonа за prevoz cementа, u industriji текстила, papira naftе и aluminijuma.

Natrijum tripoli fosfat – TPP ( $\text{Na}_5\text{P}_3\text{O}_{10}$ ) je takođe beo prah specifičне težine  $\gamma = 0,4 \text{ t/m}^3$  који се у великом количинама upotrebljavaju u industriji deterdžentata.

I kalcinisana soda i natrijum tripoli fosfat товар се у cisterne и transportују rashlađeni до температуре од  $20^\circ\text{C}$ .

Vagon se puni gravitацијом из silosa, преко шест отвора, који се hermetički zatvaraju. Istovar se obavlja korišćењем zbijenог vazduха притиска 2,5 bara, помоћу »vazduшног jastuka« преко три отвора са сваке стране vagonа, u silose visoke до 35 m, или до 300 m u horizontali. Istovar punог vagonа обави се за око 25 минута.

Vagon за prevoz kalcinisane sode грађен је за gabarit UIC-505-3. Konstrukcija vagonа у свему одговара прописима UIC-a, RIV-a и JŽS-a, па је према томе способна за међunarodни саобраћај пругама категорије A, B и C у режиму »S».



Slika 1 – Vagon za prevoz kalcinisane sode



Slika 2 - Vagon za prevoz kalcinsane sode

Osnovna – konstrukcionalna koncepcija vagona data je na (sl. 1) a njegov izgled na sl. 2.

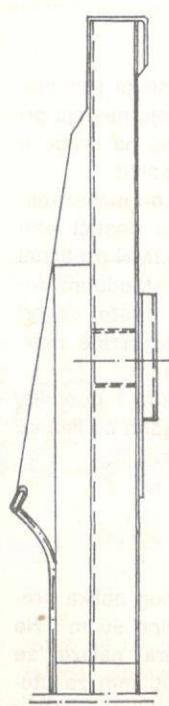
## 2 OSNOVNI TEHNIČKI PODACI:

- Širina koloseka ..... 1435 mm
- Dužina vagona preko ne-savijenih odbojnika ..... 19140 mm
- Dužina vagona preko čeonih nosača ..... 17900 mm
- Razmak stožera – svor-njaka ..... 14100 mm
- Maksimalna visina od GIŠ-a ..... 4275 mm
- Prečnik rezervoara ..... 3000 mm
- Dužina rezervoara ..... 13150 mm
- Zapremina rezervoara ..... 90 m<sup>3</sup>
- Sopstvena težina ..... 28,5 t
- Nosivost ..... 51,5 t
- Maksimalno osovinsko opterećenje ..... 20 t
- Minimalni poluprečnik krivine koloseka.....
- Maksimalna brzina vož-nje punog vagona ..... 100 km/h
- Minimalna brzina vožnje, praznog vagona ..... 120 km/h
- Vazdušna kočnica ..... O-GP-16"
- Obrtna postolja ..... Y25 Cst

## 3 KONSTRUKCIJA VAGONA

### 3.1 Postolje

Postolje je rešetkaste konstrukcije sa samo spoljašnjim podužnim nosači-

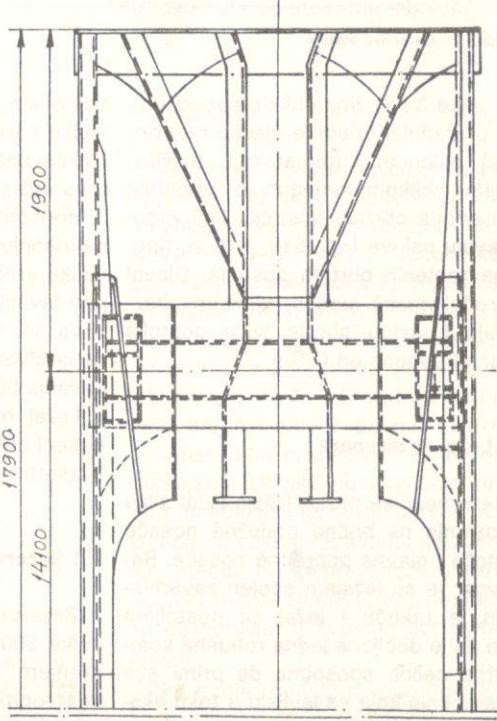


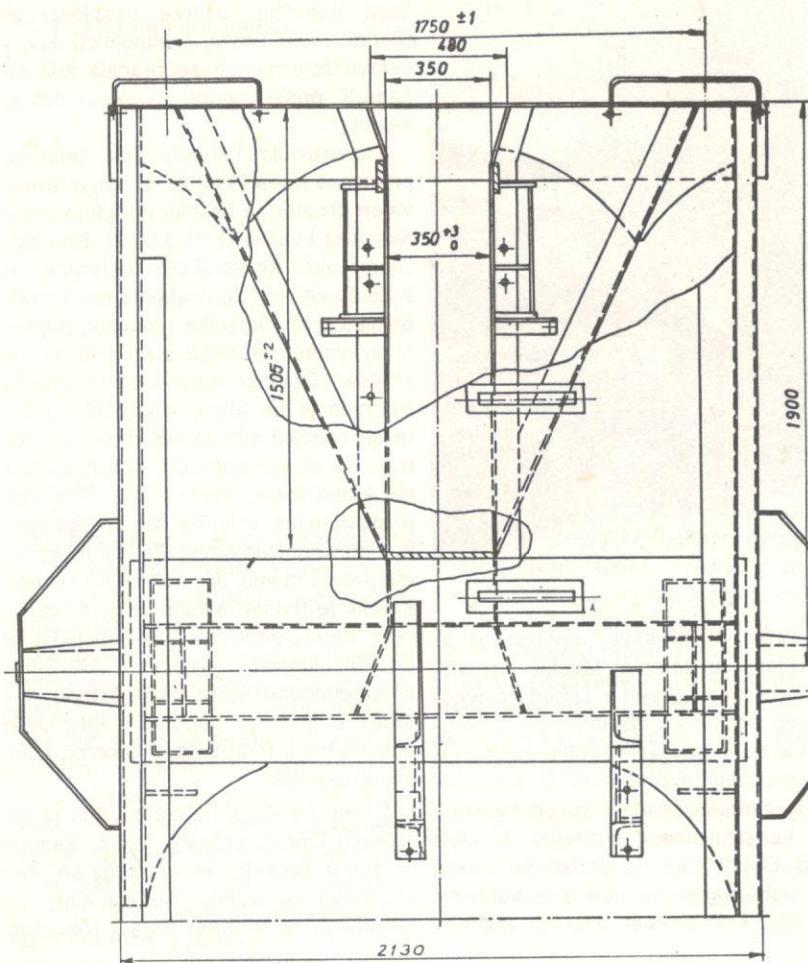
Slika 3 - Postolje sa ležajem rezervoara

ljava današnje uslove eksploatacije (čeonim vučnim uređajem i odbojnici) kao i uslove železničkog saobraćaja koji će nastati posle ugradnje automatskog kvačila.

Konstrukcija čeonog dela postolja prikazana je na (slici 4). U njoj je predviđen prostor za kasniju ugradnju automatskog kvačila (UIC 530-2). Konceptom ove konstrukcije ostvrena je želja da se veći deo sabojske 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 sabojska 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 R=35 m bez ikakvog usecanja kosnika.

Glavni poprečni nosač izrađen je od čeličnih limova debeline 8 mm. Sandučastog je preseka. Preko njega se prenose sva vertikalna i horizontalna opterećenja, te je zbog toga i robustan





Slika 4 – Čeon deo postolja

(vidi slike 3 i 4). Ima oblik pravougaonika i u srednjem delu je ojačan radi prijema oslonca automatskog kvaliča. 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 GlŠ-a.

### 3.2 Ležaj rezervoara

- Rezervoar se preko ležaja (vidi sliku 3) 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 rezervoerom i

postoljem, jer se preko njega prenose velike horizontalne sile koje nastaju pri natrčavanju jednih vagona na druge u toku vožnje i pri manevriranju.

Horizontalne sile i pri normalno manevriranju vagona mogu dostići vrlo velike vrednosti, i preko 2MN pri brzini natrčavanja od 15 km/h. Međutim dešava se, nažalost dosta često, da pri nepažljivom manevriranju brzine natrčavanja budu i preko 20 m/h.

Ležaj rezervoara je, kao i postolje, noseći element pa je izrađen od limova kvalitetnog čelika Č.0562.

### 3.3 Rezervoar

Rezervoar je cilindričnog oblika prečnika 3000 mm, zapremine 90 m<sup>3</sup>. Na gornjem delu rezervoara nalaze se šest otvora prečnika 500 mm za utovar i nadzor. Na donjem delu rezervoara imaju tri otvora za pražnjenje. Rezervoar

se sastoji iz tri nezavisna približno jednakih dela, koji su odvojeni kalotama (vidi sl. 1). Donji deo rezervoara produžuje se u piramidalne levke, koji omogućuju pražnjenje pomoću komprimovanog – sabljenog vazduha. Omotač rezervoara je na mestu levaka isečen, kako bi materijal koji se prevozi (kalci-nisana soda) bez prepreka dospeo u piramidalni deo. Krajevi isečenog omotača međusobom su spojeni jakim nosačima kružnog preseka, koji obezbeđuju oblik rezervoara i pri maksimalnom pritisku vazduha (slika 5). Prelaz cilindričnog dela rezervoara u prizmatični deo levka izveden je pomoću usmeravajućih limova, čime su izbegнутa mesta nagomilavanja materijala i omogućeno lako klizanje materijala usled sopstvene težine u levak (sl. 5). Iz istih razloga su i spoljašnja danca nagnuta za ugao od 45°.

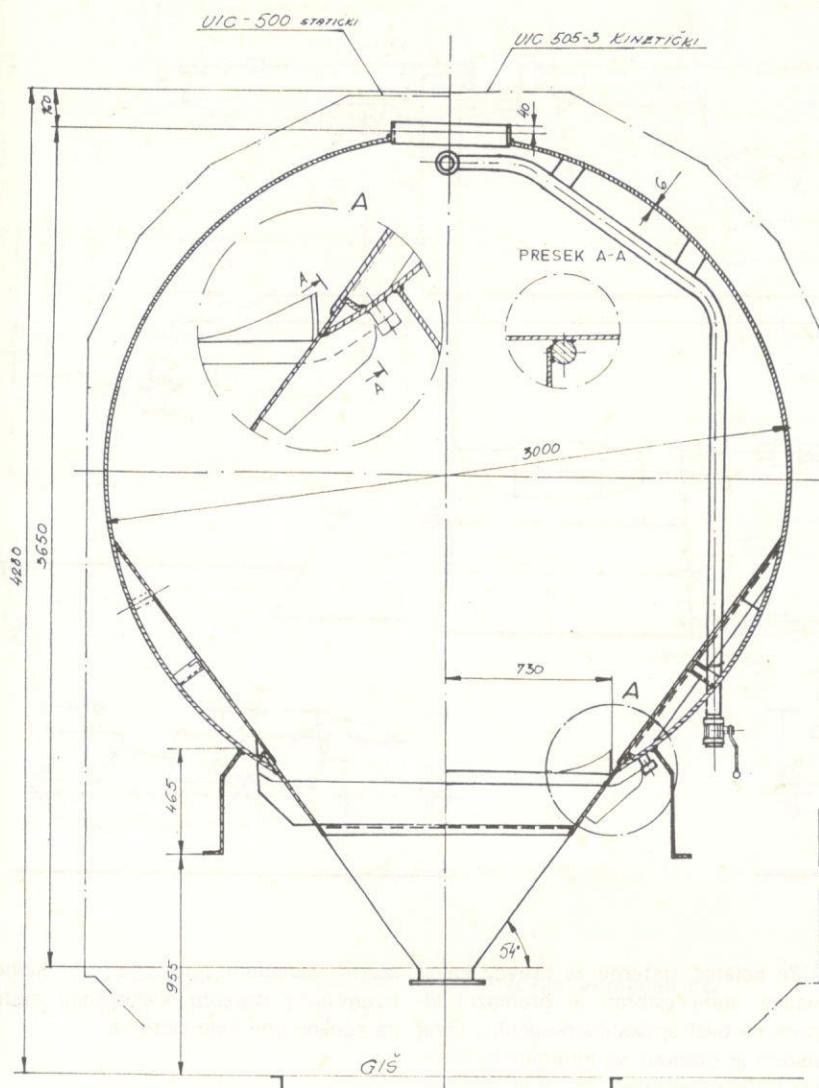
Rezervoar je izrađen od čeličnih limova kvaliteta Č.0361 zavarivanjem. Debljina omotača je 6 mm, danaca 8 mm, a pregradnih kalota 9 mm. Dužina rezervoara iznosi 13150 mm. Danca su izrađena presovanjem na toplo, korapstog su oblika sa poluprečnikom krivine R=460 mm.

Do otvora za punjenje na gornjem delu rezervoara dolazi se sa kočničarske platforme lešticama i stazom koja se proteže celom dužinom rezervoara (slika 2). Otvori za punjenje i nadzor se hermetički zatvaraju poklopцима sa leptir navrtkama. Radni pritisak vazduha iznosi 2,5 bara, a probni pritisak 3,3 bara. Ventil sigurnosti smešten je na dovodnoj cevli.

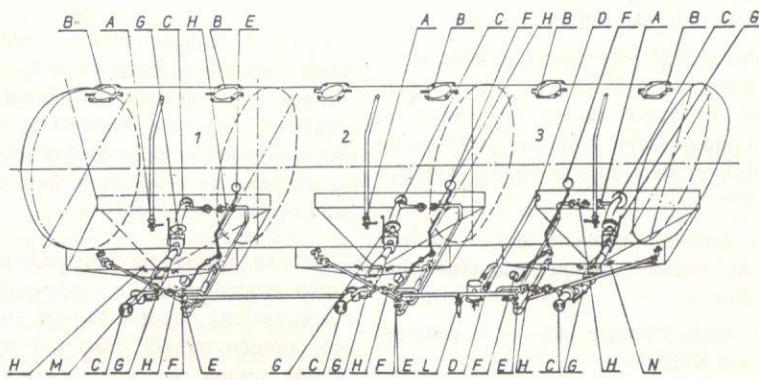
### 4 UTOVAR – ISTOVAR

Punjenje vagona vrši se iz silosa fabrika, slobodnim padom materijala, preko šest otvora na gornjoj strani rezervoara. Punjenje – utovar se može vršiti preko šest otvora odjednom ukoliko to instalacija za utovar omogućuje, ili postupno kroz svaki utovarni otvor sa pomeranjem vagona.

Vagon se prazni pomoću vazduha pod pritiskom (slika 6), preko cevnih priključaka C, koji su postavljeni po tri komada sa svake strane vagona. Vagon se može prazniti ceo odjednom, ili svaki deo rezervoara posebno – jedan za drugim. Pražnjenje rezervoara odjednom ili pražnjenje jednog dela za



Slika 5 – Levak



Slika 6 – Šema instalacije

drugim zavisi i od raspoložive količine vazduha. zatim se otvore slavine E na delu koji želimo isprazniti, ili sve ako želimo

Vazduh pod pritiskom od 2,5 bara od kompresora dovodi se do priključka D, se u rezervoaru postigne pritisak od

2–2,5 bara, koji se očitava na manometru P, otvaraju se slavine G, posle čega nastaje istovar kalcinisane sode u silose. Pritisak u rezervoaru i instalaciji ne može narasti preko 2,5 bara, jer je ograničen ventilom sigurnosti L.

Slavine H za pomoći vazduh otvaraju se u slučajevima kada se kalcinisana soda istovaruje na visini većoj od 3 m, i dužini većoj od 10 m, ili kada je tovar granulacije 1,5–3 mm.

Kada pritisak padne na 0,5 bara, zatvara se slavina H, pa ukoliko pritisak u rezervoaru ne raste znači da je vagon ispraznjen. Da je vagon ispraznjen 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 puneci cisternu, mora prethodno da otvari poklopac, pri čemu vazduh pod pritiskom odbacuje poklopac, pa može doći i do povrede radnika. Da bi se obezbedila sigurnost radnika pri otvaranju poklopca, u instalaciji (slika 5) postoji mali otvor prečnika 3 mm, preko kojih vazduh pod pritiskom istekne u atmosferu, u toku puta do utovarne stanice.

## 5 KOČNICA

Vagon za prevoz kalcinisane sode opremljen je automatskom kočnicom sa zbijenim vazduhom sistemom »OERLIKON« – (O-GP-16") i ručnom kočnicom na platformi (slika 7). Sposoban je za brzine do 100 km/h (režim S) pri maksimalnom osovinskom opterećenju od 20 t, i za brzine do 120 km/h kada trči prazan. To je kočnica sa automatskim prebacivanjem »prazno–tovareno« i mehaničkim prebacivačem »teretno–putničko«. U cilju obezbeđenja pravilnog funkcionisanja automatskog prebacivača i u cilju sprecavanja pojave ravnilnih mesta pri nepravilnom tovarenju vagona merni ventili (DP2) postavljeni su dijagonalno u svakom obrtnom postolju.

Svi kočni uređaji: rasporednik Est3f; kočni cilindar 16"; regulator kočnog poluzja DRV A-H1-600; merni ventil DP2;

–omentato da ovaj dio uključuje  
četiri slavine od prevoza na vagonu  
–kao i četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu

–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu

–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu

–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu

–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu

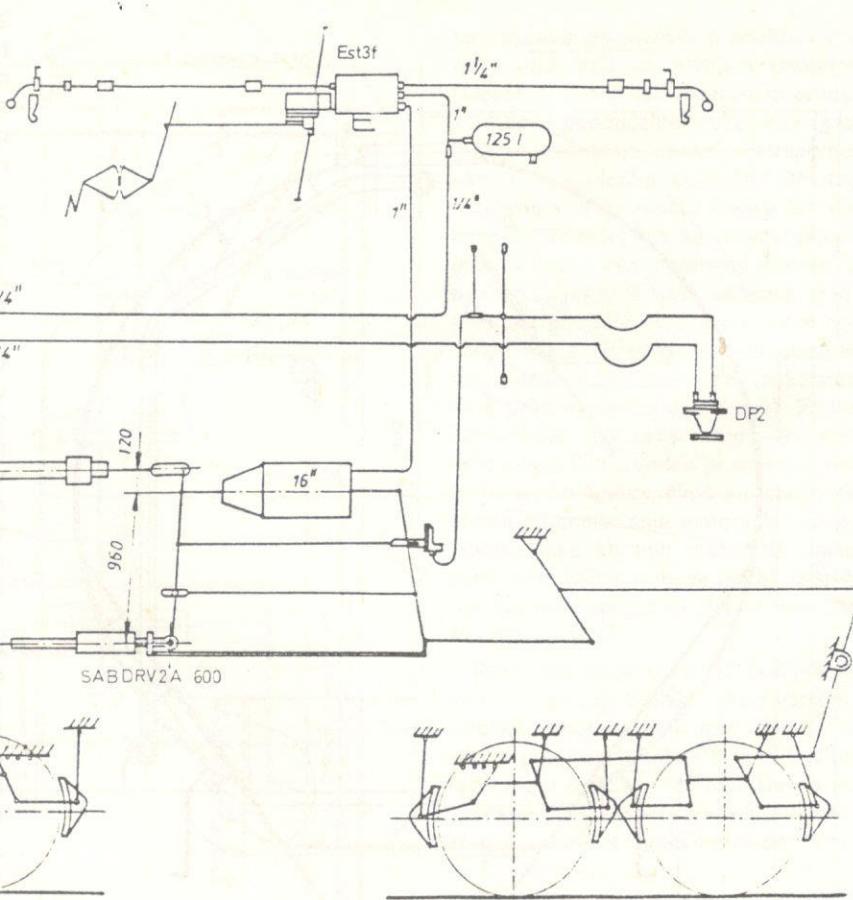
–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu

–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu  
–četiri slike kočnica, ali  
–ne dozvoljava korišćenje  
–četiri slavine na vagonu

S obzirom da piramidalni delovi rezervoara (levak) zauzimaju srednji deo postolja između glavnih poprečnih nosača, to je kod ovog vagona izведен veoma složen sistem kočnog polužja. Povezivanje kočnog polužja vagona sa kočnim polužjem obrtnih postolja izvedeno je preko čela postolja (vidi sliku 7) uz pomoć kratke poluge sa velikim »šlicom« radi nesmetanog upisivanja obrtnih postolja u krivine.

## 6 ANTIKOROZIVNA ZAŠTITA

Kalcinisana soda sa vodom stvara jedinjenje koje nagriza standardne boje za bojenje teretnih vagona, pa je antikorozivnoj zaštiti spoljašnjih površina cisterne poklonjena posebna pažnja.



Slika 7 – Šema vazdušne kočnice

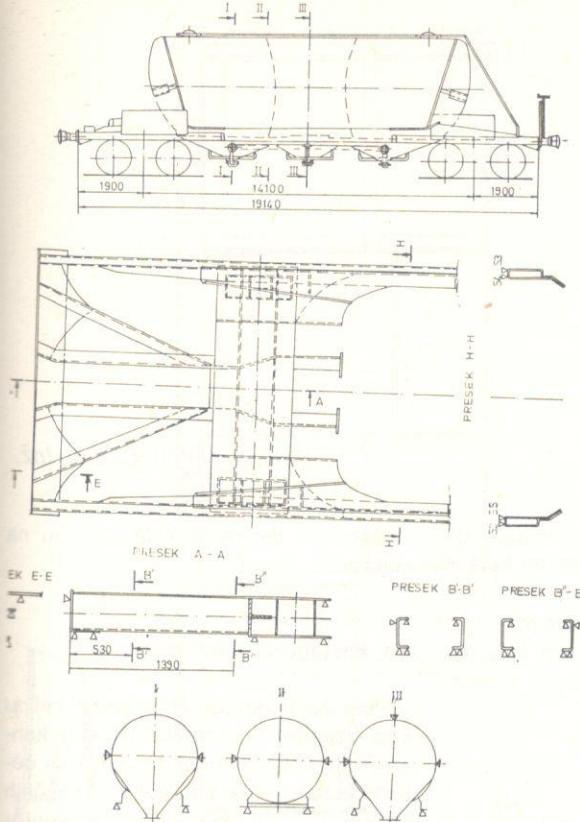
Za bojenje cisterne za prevoz kalci- sterne vazduhom pod pritiskom uklone eventualno prosutu kalcinisanu sodu sa spoljne površine cisterne.

**7 ISPITIVANJA**

Vagon je statički ispitivan u institutu »Đuro Đaković« u Slavonskom Brodu, a mirnoča hoda na pruzi Niš–Beograd u organizaciji Instituta mašinskog fakulteta u Beogradu funkcionalna ispitivanja izvršena su u Industriji hem. proizvoda »Prahovo« u Prahovu.

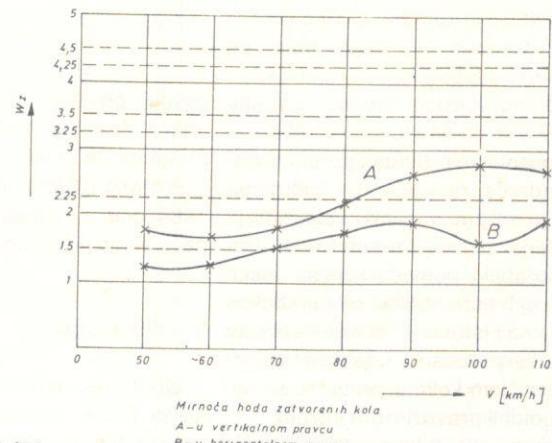
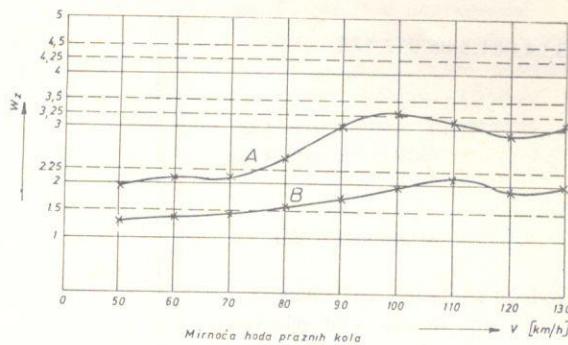
Statička ispitivanja sprovodena su prema propisima UIC-a i instrukciji JŽ o ispitivanjima vagona. Naponi su mereni pomoću mernih traka (71 merno mesto), prema rasporedu mernih mesta sl. Ugibi su merni na bočnim nosačima na 5 mernih mesta (ispod grudnih greda, u sredini cisterne i između njih), pomoću ugibomera. Skraćenje vagona, pod dejstvom sabojsnih sila mereno je između čeonih nosača i obrtnih šolja.

I pored ovakvog zaštitnog sistema, od korisnika, se uputstvom za rukovanje traži da posle svakog punjenja ci-



Slika 8 – Raspored mernih mesta

Slika 9 – Mirnoća hoda



Najveći naponi izmereni su u preseku H-H u mernim mestima 52, 53, 54 i 55 pri različitim opterećenjima.

	$\downarrow Q \downarrow$	$1,5 \downarrow Q \downarrow 1,5$	$1 \downarrow Q \downarrow 1$	$2 \downarrow Q \downarrow 2$	MN
MM 52	489	2207	359	1520	
MM 53	548	2862	504	1608	
MM 54	556	2819	617	1925	
MM 55	592	2845	630	2213	

Mirnoća hoda vagona ispitivana je na pruzi Niš–Mala Krsna po lepotu i svom vremenu. Ispitivanje je vršeno sa punim vagonom do brzine 110 km/h, a praznim do brzine od 130 km/h.

Rezultati ispitivanja dati su na dijagramu (slika 9). Funkcionalna ispitivanja obavljena su punjenjem ispitivanog vagona kalcinisanom sodom iz punog vagona. Istovar je iz vagona-prototipa vršen pomoću vazduha pod pritiskom od 2,2–2,3 bara u silos visine 30 m. Trećina ukupne zapremine vagona cisterne (jedan rezervoar) istovaren je za 20 min.; to znači ako bi se rezervo-

ari istovarivali jedan za drugim bilo bi potrebno 60 min. Ako bi se raspologalo kompresorom dovoljnog kapaciteta, tako da se istovar vrši iz svih rezervoara istovremeno, vreme potrebno za istovar bilo bi 20 min.

## 9 ZAKLJUČAK

Kako su pri projektovanju i konstruisanju poštovani propisi UIC-a, RIV-a i JŽS-a i s obzirom da rezultati ispitivanja zadovoljavaju sve kriterijume UIC-a i JŽS-a, pa ovaj vagon za prevoz kalci-

nisane sode ispunjava sve uslove za uvrštenje u međunarodni javni saobraćaj. Vagoni za prevoz kalcinisane sode, su posle prijema prototipa od strane Republičke komisije SR Srbije za prijem prototipova, uvršteni u vagonski park JŽ-a, a takođe i u međunarodni saobraćaj.

## LITERATURA

1. S. Stojičić: Vagon za prevoz cementa  $V = 36 \text{ m}^3$  (zbornik radova Teh. fak. za 1969/70 god.)
2. Izvedene strane konstrukcije vagona za prevoz cementa
3. S. Stojičić: Perspektive razvoja teretnih vagona (I – Jugosl. savetovanje o železničkom mašinstvu, Niš 1984.)
4. S. Stojičić: Vagon za prevoz cementa  $V = 60 \text{ m}^3$  (II – Jugosl. savetovanje o žel. maš. Niš 1986.)
5. Elaborat o statičkom ispitivanju vagona
6. Elaborat o ispitivanju mirnoće hoda

(Adresa: dr Stojadin STOJIČIĆ i mr Zoran MICKIĆ, Mašinski fakultet – Niš)

# Četvoroosovinska prtljažna kola za prevoz automobila (serija od 1 m)

UDK 625.24.001.5:65.012.122

Borivoje NIKOLIĆ, dipl. inž.

## 1 UVOD

Savremeni način života i porast životnog standarda, razvijaju kod ljudi pojedanu želju za putovanjima, koja moraju biti praćena sve većim komforom. Dašnji turistički nomadi, koji se teško odriču svojih automobila i na turističkim putovanjima i letovanjima, sve češće se odlučuju za putovanja udobnim spavačim železničkim kolima, pri čemu se njihov automobil prevozi istim vozom.

Jugoslovenske železnice su do sada na ovaj zahtev odgovarale tako što su na svojim prugama, u svoje brze vozove, uvrštavale kola koja su građena za RIV režim saobraćaja. Ovakvim vozovima nije se moglo u Evropu, da bi se strani turista doveo iz polazne stанице u naše turističke centre. Zato se javila potreba za nabavkom savremenih RIC kola za prevoz automobila, serije DD1m.

Prvi konkretan korak načinio je ŽTP Zagreb, stupivši u kontakt sa RO »Janko Gredelj« i »MIN« – Niš, sa željom da se razviju domaća savremena kola za prevoz automobila. U okviru te saradnje definisane su osnovne karakteristike budućih kola i izvršene podela posla.

»Janko Gredelj« je razvio obratno postolje a »MIN« nagradnju kola. Osnov za

izradu projekta bila je objava UIC 567–4, kao i psotojeća slična kola na skici br. 1.

Prototip DD1m kola urađen je i ispitano 1986. god. a u sledećoj godini isporučena je serija od 20 komada.

## 2 OPIS KOLA

Otvorena, dvospratna prtljažna kola, serija DD1m, namenjena su za prevoz putničkih automobila u brzim vozovima, kada njihovi vlasnici putuju istim vozom. Po osnovnim karakteristikama odgovaraju savremenim »Z« kolima i mogu da budu uvrštena u sastav vozova do maksimalne brzine 160 km/h. Građena su u skladu sa važećim propisima UIC, RIC, JUS i JŽS.

Na kolima je moguće natovariti 12 automobila srednje klase, po 6 na svakom spratu, ukupne težine do 15 t.

Kola su sposobna da na magistralnim prugama prođu kroz krivinu 150 m a u radionicama, prazna, kroz krivinu radijusa 75 m. Mogu se prevoziti i trajektima, na kojima je ugao uspona 2,5° i ulazna krivina koloseka do 150 m.

Prosečna sopstvena težina kola u serijsku bila je 27,5 z.

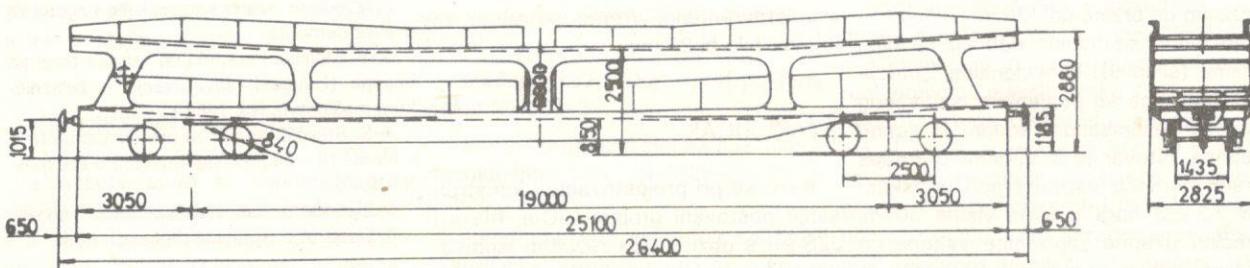
Osnovne dimenzije kola date su na skici br. 1.

### 2.1 Postolje sa sandukom

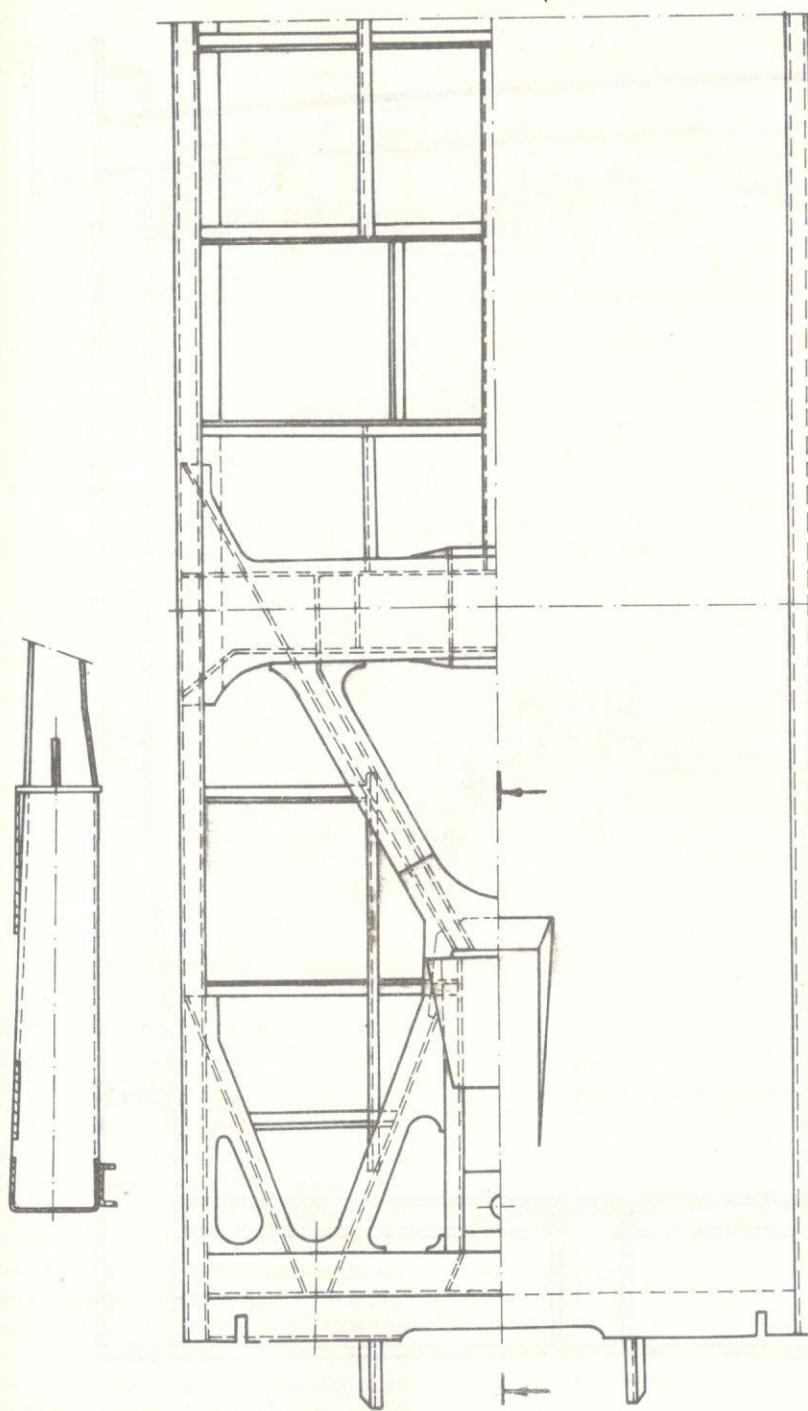
Postolje i sanduk čine jednu celinu koja zajedno predstavlja noseću konstrukciju kola. Izvedeni su kao laka čelična konstrukcija, od savijenih čeličnih limova, koji su zavarivanjem spojeni u celinu. Varovi glavnih, kutijastih nosača izvedeni su kontinualno, čime je postignuta hermetičnost, eliminisana korozija unutar nosača i produžen vek trajanja kola. Elementi konstrukcije izrađeni su od čelika kvaliteti Č.0562 a dimenzionisani su tako da izdrže sva opterećenja predviđena objavom UIC 566, tačka 1.2.

Čeoni deo postolja oblikovan je tako da se u njega kasnije može ugraditi automatsko kvačilo. Prostor za ugradnju kvačila odgovara propisu UIC 567–3, prilog 3a.

Visina kvačila i odbojnika kod ovih kola iznosi 1015 mm od GlŠ-a, što je niže od standardnih putničkih kola. Na ovaj način postignuta je potrebna visina gornje površine postolja za utovar automobila sa utovarne rampe visine 1200 mm.



Slika 1



Slika 2 – Postolje DDLm kola

U sredini, između obrtnih postolja, visina gornje površine postolja je spuštena na 850 mm. Površina gornjeg sprata sanduka prati konturu postolja, obezbeđujući potrebnu minimalnu visinu za prolaz automobila na donjem spratu. Na ovaj način obezbeđeno je smeštanje automobila u dva nivoa u okviru gabarita vozila.

Gornji sprat se sastoji od dva podužna bočna nosača i više poprečnih nosača prekrivenih limom. Preko pet pari stubova oslanja se na postolje.

Podni lim na oba sprata izведен je sa nadvišenjem u sredini, tako da se voda sliva prema bočnim stranama, odakle se cevima (olucima) odvodi ispod kola. Ovakvom drenažom zaštićeni su auto-

mobili na donjem spratu od prljave kišnice. Smanjena je i korozija samih kola što im produžuje vek trajanja.

Gornja površina podnih limova premazna je protivkliznim premazom sa kvarcnim peskom. Ovakav premaz sprečava klizanje automobila i pešaka pri kretanju duž kola.

## 2.2 Obrtno postolje

U kola DDIm ugrađena su dva obrtna postolja tipa »JG-8«, proizvodnje RO »Janko Gredelj« – Zagreb.

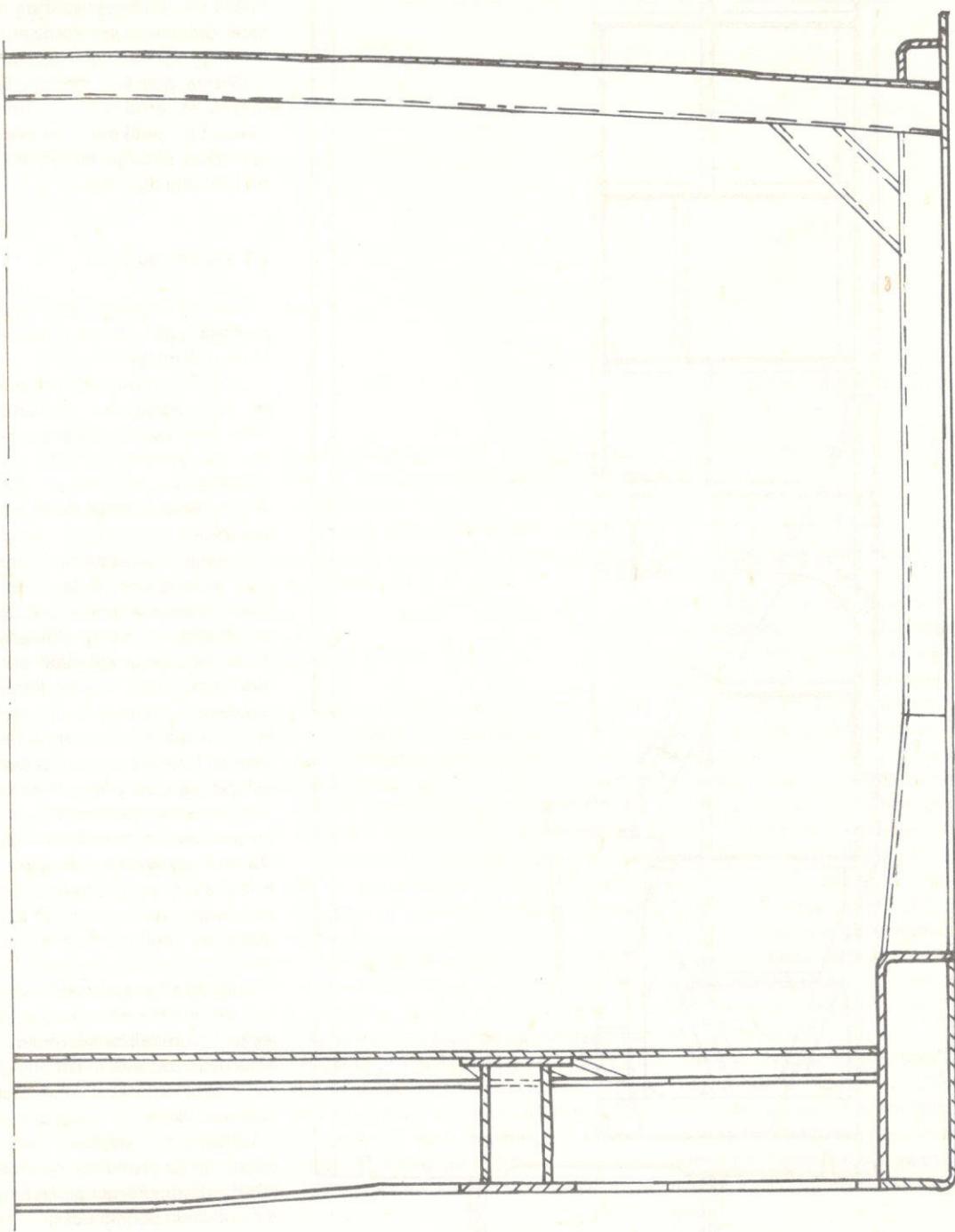
Ova obrtna postolja predstavljaju dalju nadgradnju već poznatih postolja »JG«, koja »Janko Gredelj« uspešno razvija na osnovu obrtnih postolja tipa »Görlitz V«, za brzine do 160 km/h. Za držana je ista konstrukcija rama, kolevke i zdele.

Vešanje kolevke i ogibljenje, primarno i sekundarno, prilagođeni su težini kola i smanjenoj visini postolja, odnosno odbojnika i kvačila. Primarno i sekundarno ogibljenje izvedeni su sa zavojnim oprugama. Svako kućište ležaja ogibljeno je sa po dve opruge a vođeno je u vertikalnim vođicama bez bočnog zazora. Kolevka se preko četiri opruge oslanja na dve zdele, koje vise na po dve vešalice okačene za ram. Podešavanjem dužina vešalica može se podešiti tražena visina odbojnika. Vođenje kolevke u ramu ostvareno je elastičnim vođicama, koje imaju zazor 25 mm u poprečnom pravcu i 5 mm u podužnom pravcu.

Prigušivanje oscilacija vrši se hidrauličnim amortizerima kod ogibljenja kolevke. Vertikalne vibracije prigušuju amortizeri ugrađeni između kolevke i zdela a horizontalne amortizeri između kolevke i rama.

Oslanjanje sanduka na kolevku ostvaruje se preko obrtne šolje i bočnih klizača. Bočni klizači služe kao osiguranje kod jakih bočnih udara. I šolja i klizači imaju plastične umetke koje ne treba podmazivati.

Zbog manje visine postolja, u obrtna postolja ugrađeni su osovinski sklopovi sa točkom prečnika 840 mm. Manji prečnik točka uslovio je i ugradnju kočnih diskova sa smanjenim prečnikom  $\varnothing$  530 mm. Da bi se obezbedila potrebna snaga R kočnice i izbeglo veliko termičko opterećenje diskova i papuča, na svakoj osovinu ugrađena su po tri kočna diska.



Slika 3 – Presek sanduka

Od elemenata kočnice, u obrtno postolje još je ugrađeno: po jedan kočni cilindar-regulator sa polužjem za svaku osovinu, merni ventil za podešavanje sile kočenja i davači protivklizne zaštite na svakoj osovini.

Na jednom obrtnom postolju kočni cilindri su sajalom vezani za ručnu kočnicu, koja je smeštena na donjem spratu kola.

### 2.3 Kočnica

Na kolima DD1m ugrađena je savremena R kočnica tipa O-PR-A-D koja je usklađena sa tipskom kočnicom putničkih kola JŽ i propisima UIC, za kola brzine do 160 km/h.

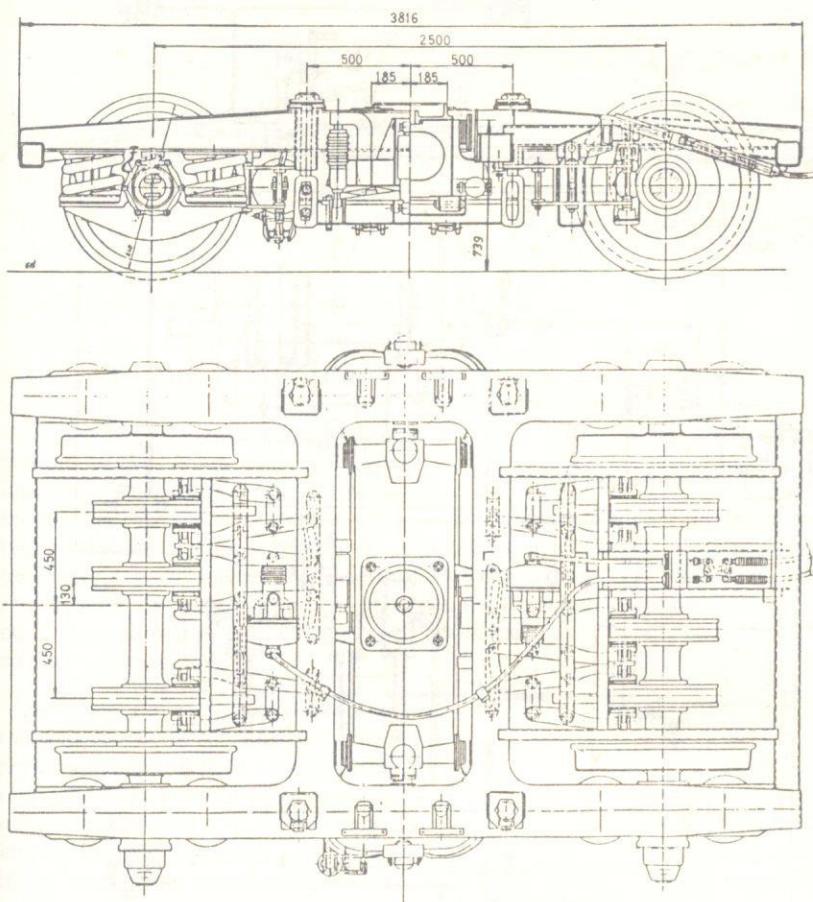
Specifičnosti ove kočnice su: kontinualna promena sile kočenja prema te-retu, tri kočna diska prečnika 530 mm

po osovini i pneumatska protivklizna zaštita posebno za svaku osovinu.

Snaga kočnice obezbeđuje sledeći procenat kočne težine:

- U režimu »RIC« 107–119%
- U režimu R 136–15%

Ove vrednosti su u skladu sa propisom UIC 546, tačka II/2, koja se odnosi na prtljažna kola. Kod projektovanja kočnice išlo se na donje granice dozvo-



Slika 4 – Obrtno postolje »JG-8«

Ijenih procenata kočne težine, da bi se produžio vek trajanja točkova, diskova i kočnih umetaka.

Kontinualna promena sile kočenja u zavisnosti od težine tereta, ostvarena je primenom menjackog uređaja UV-1/AKR, u spremi sa rasporednikom Est-4f/REL-2/HBG-100/LBU. Svako obrtno postolje ima kod ogibljenja koljive ugrađen merni ventil UV-1. Iz njega se signal prenosi u menjac AKR (po jedan za svako obrtno postolje), koji u spremi sa rasporednikom daje potreban pritisak kočnim cilindrima tipa CR 10"-225, u zavisnosti od težine koja pada na to obrtno postolje.

Pneumatska protivklizna zaštita KNORR preimenjena je zato što na kolima ne postoji izvor električne energije, koja bi omogućila primenu elektronske protivklizne zaštite »MZT« – Skoplje. Svaka osovina ima davač, koji reaguje na tangencijalno ubrzanje iznad 6–8 m/s<sup>2</sup>. Njegov signal aktivira raskočni ventil, koji raskočuje kočni cilindar te

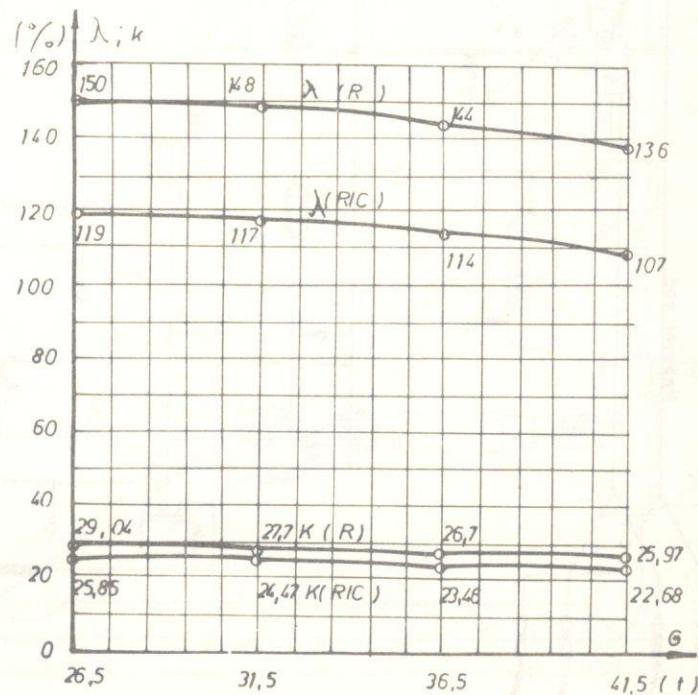
osovine. Osovine su zaštićene od proklizavanja kod brzina većih od 5 km/h.

Ostali elementi kočnice su standarni, iz proizvodnog programa »MZT« – Skoplje, pa je time olakšano održavanje i nabavka rezervnih delova.

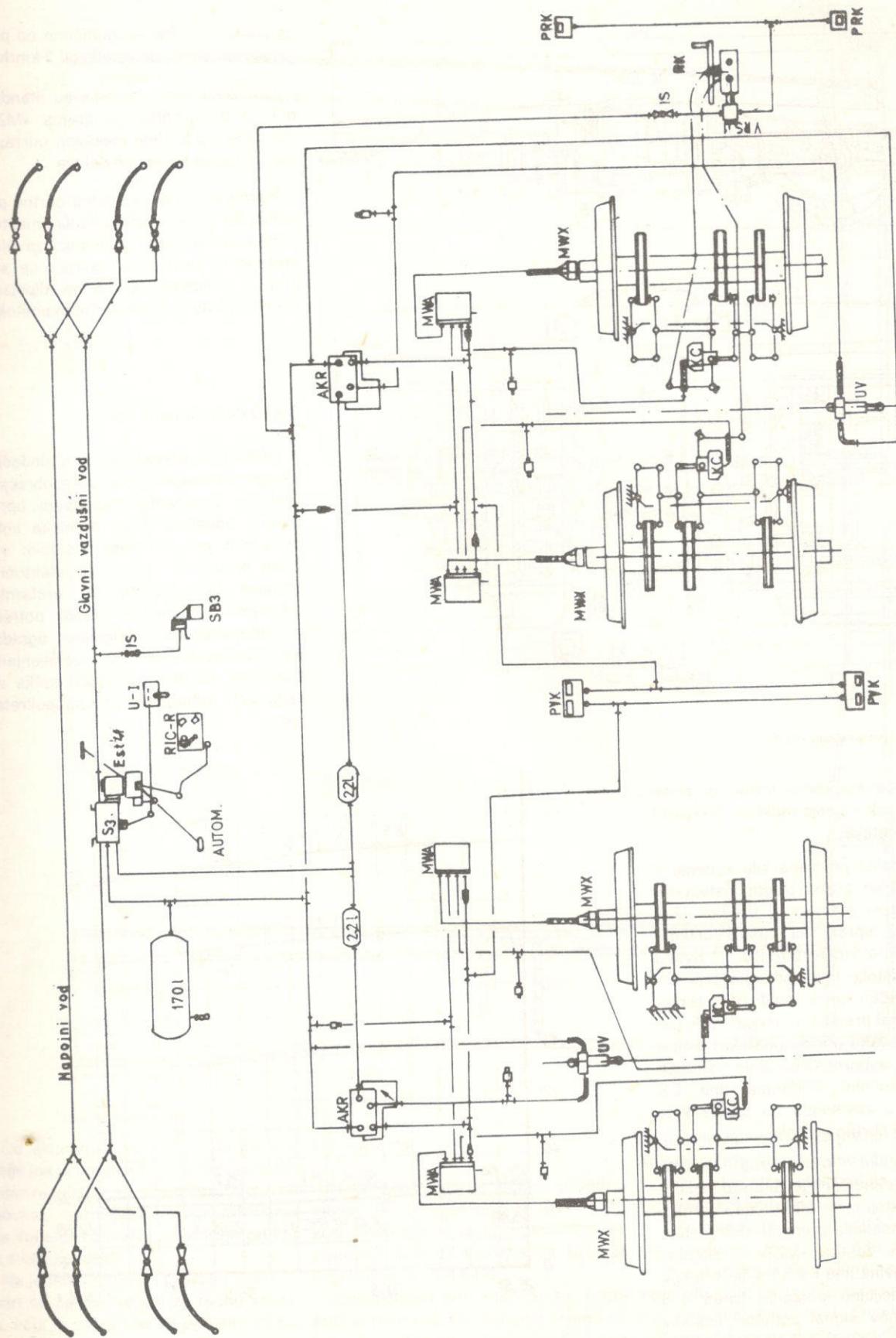
Ručna kočnica koči jedno obrtno postolje. Na donjoj platformi kola smešten je ručni točak, lanac i lančanici, zavojno vreteno i navrtka. Sa navrtke se sila prenosi čeličnim sajlama na klipnjače kočnih cilindara u tom obrtnom postolju.

#### 2.4 Ostali elementi kola

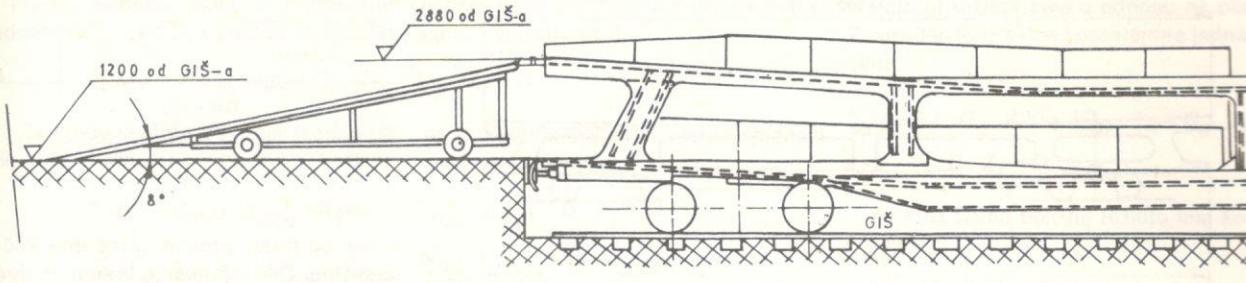
DDIm kola opremljena su i sledećim neophodnim elementima za saobraćaj i funkciju: standardnom vučnom opremom i odbojnicima za putnička kola; prolaznim pneumatskim napojnim vodom; prolaznim vodom za električno grejanje 3000 V/800 A; prolaznim 13-polnim komandnim vodom; potrebnim stepenicama, rukodržima, ogradama, putokaznim tablama, uzemljenjem, signalima; sa 48 podmetača točka za osiguranje automobila od samopokretanja.



Slika 5 – Dijagram kočenosti i procenata kočne težine



Slika 6 – Šeme kočnice DDIm kola



Slika 7 – Prikaz DDIm kola na utovarnoj rampi

### 3 UTOVAR – ISTOVAR AUTOMOBILA

Za utovar – istovar automobila kola dovesti na slepi kolosek koji ima čeonu utovarnu rampu. Visina rampe za donji sprat treba da iznosi oko 1200 mm a za gornji sprat oko 2900 mm. Za utovar na gornji sprat može se koristiti dodatna strma ravan sa uglom uspona manjim od  $8^\circ$ , koji garantuje prelaz automobila sa niskim klirensom.

Za vreme utovara – istovara kola moraju biti zakočena ručnom kočnicom a prelazni mostovi na oba sprata spušteni. Automobili se kreću sopstvenim pogonom, pažljivom vožnjom brzinom do 5 km/h. Pored ručnom kočnicom, automobili se osiguravaju i sa četiri podmetača točka. Podmetači se postavljaju na vodici za usmeravanje automobila i za nju se fiksiraju jednostavnim okretanjem ručice za  $90^\circ$ , pri čemu svornjak bravice ulazi u otvor na vodici. Otvori su izvedeni na rastojanjima od po 30 mm duž cele vodice, tako da je moguće fino podešavanje podmetača nezavisno od mesta postavljanja automobila.

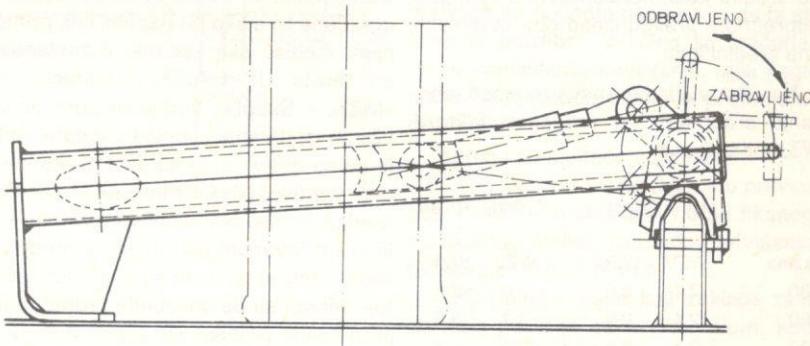
pola klačenja, provera uspona na trajekt i prelaza preko grbine, proba kiše.

#### 4.1 Dinamička ispitivanja

Od dinamičkih ispitivanja, na prototipu DDIm kola je izvršeno merenje maksimalnih ubrzanja i određivanje mirnoće voda nalaženjem faktora  $W_z$ , po metodi Sperlinga.

Merenja je izvršio Institut »Đuro Đaković«, na deonici pruge Rajić – Novška, sa brzinama od 80 do 160 km/h. Pri ispitivanju je probni voz vukla tiristorska lokomotiva serije 442-001.

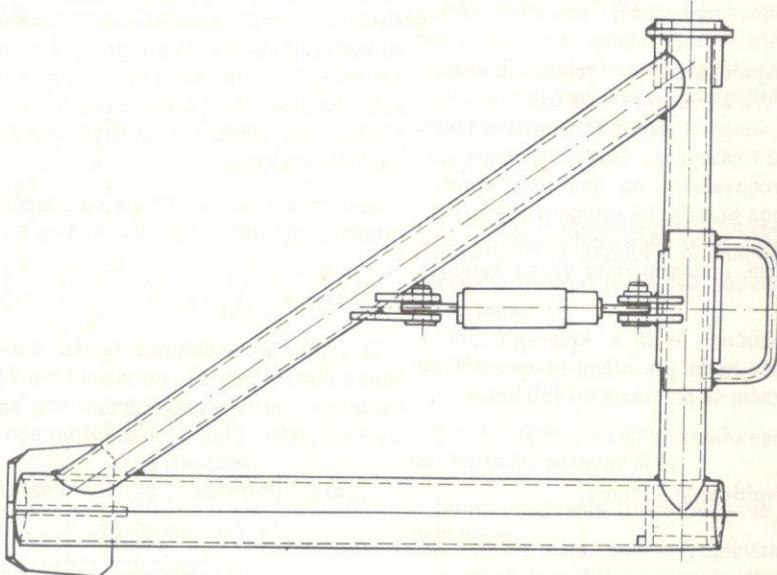
Obim ispitivanja je kod ovih kola, zbog tovarenja automobila u dva nivoa, bio nešto proširen u odnosu na obaveze prema UIC 432 i program ispitivanja putničkih kola JŽ. Sa po 7 davača na



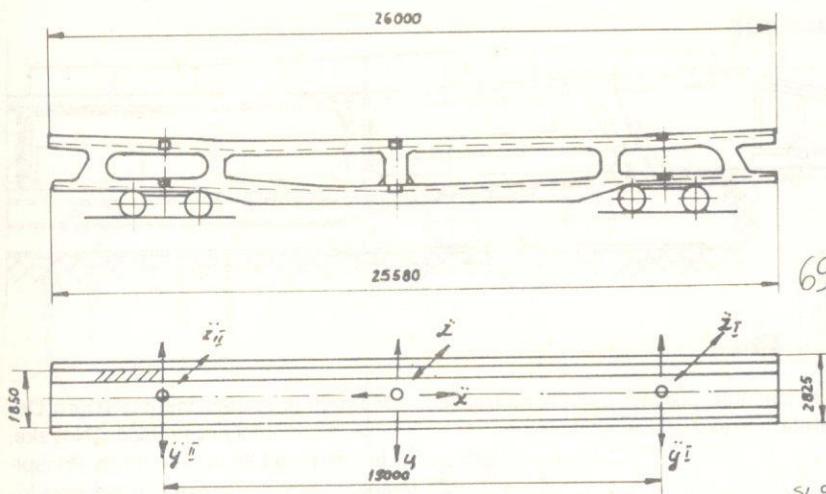
### 4 PROTOTIPSKA ISPITIVANJA

U skladu sa propisima UIC i JŽ, na prototipu DDIm kola izvršena su sva prototipska ispitivanja. Na taj način provereni su svi elementi i karakteristike kola, pre uključivanja u javni saboračaj, i dokazano je da su kola sposobna za sabraćaj u predviđenim uslovima eksploracije.

Izvršena su sledeća ispitivanja: provera prolaza korz gabarit, provera prolaza kroz kolosek sa krivinom radijusa 75 i 150 m, statičko ispitivanje čvrstoće, dinamička ispitivanja, ispitivanje kočnice, određivanje težišta, određivanje koeficijenta i ugla naginjanja, određivanje



Slika 8 – Podmetač točka automobila



Slika 9 – Raspored davača na kolima

oba sprata merena su sledeća ubrzanja: vrditi da su neka rešenja koja su ovde vertikalna ubrzanja iznad svornjaka prednjeg i zadnjeg obrtnog psotolja, horizontalno ubrzanje u podužnom pravcu na sredini kola, horizontalna ubrzanja u poprečnom pravcu iznad oba svornjaka i na sredini kola.

Na osnovu izmerenih vrednosti ubrzanja sračunate su vrednosti faktora WZ, koji iznose:

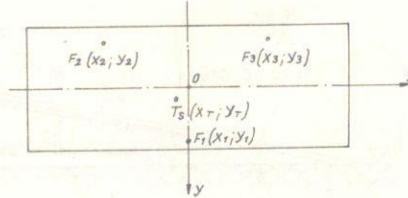
	Donji sprat		Gornji sprat	
Brzina	WZV	WZH	WZV	WZH
80	2,1	2,0	3,0	3,1
100	2,4	2,2	3,3	3,5
120	2,4	2,3	3,5	3,7
140	2,5	2,4	3,6	3,8
160	2,6	2,5	3,8	3,9

Dobijene vrednosti faktora mirnoće hoda WZ svrstavaju kola DD1m u kategoriju »dobar – skoro dobar« na donjem spratu i kategoriju »zadovoljavajući–još zadovoljavajući« na gornjem spratu. Mirnoća hoda je na gornjem spratu nešto lošija zbog veće udaljenosti od pola klačenja, odnosno zbog većeg naginjanja.

Zaključeno je da su kola sa aspektom mirnoće hoda, pouzdana i bezbedna za saobraćaj sa brzinama do 160 km/h.

#### 4.2 Ispitivanje kočnice

Ispitivanju kočnice, kao jednom od najosetljivijih elemenata ovih kola, posvećena je velika pažnja. Trebalo je pot-



Slika 10

ustavnog puta, odnosno procenata kočne težine. Ovo ispitivanje vršeno je dva puta. Prvi put sa brzinom 160 km/h, u vreme ispitivanja mirnoće hoda, kada su pritisci u kočnim cilindrima bili na donjoj granici ili nešto ispod.

Dobijene kočne težine bile su manje od proračunatih. Nakon doterivanja elemenata u »MZT«-u, izvršeno je novo ispitivanje na pruzi, odbacivanjem iz brzine 120 km/h. Ovaj put rezultati ispitivanja su bili povoljniji i garantovali su da će kočnica ovih kola u eksploataciji raditi pouzданo.

Utvrđene kočne težine ispisane su na kolima:

R*	43	47	51	54	57	60t
R	41	45	48	51	54	57t
RIC	32	35	38	41	43	45t
TEŽINA	27	30	33	36	39	42t

#### 4.3 Određivanje težišta kola

Ovo ispitivanje izvršeno je u »MIN«-u, u saradnji sa Institutom »Đuro Đaković«. Posebno je određeno težište obrtnih postolja i posebno težišta sanduka, pa je računski dobijeno težište celih kola.

Težine obrtnih postolja i sanduka određene su podizanjem za izvesnu visinu do horizontale, sa tri hidraulična cilindra opremljena elektronskim instrumentima za merenje sile. Sabiranjem sile dobijena je težina.

Za računavanje položaja težišta u odnosu na ose X i Y iskorišćene su ove izmene sile i položaj tačaka u kojima su cilindri bili oslonjeni, uz primenu momentnih jednačina za ose X i Y:

$$\begin{aligned}\sum M_x &= F_1 \cdot y_1 - G \cdot y_T - F_2 \cdot y_2 - F_3 \\ \sum M_y &= F_3 \cdot x_3 + G \cdot x_T - F_2 \cdot x_2 = 0\end{aligned}$$

Za određivanje položaja težišta sanduka i obrtnih postolja po visini (osa Z) neophodno je bilo podići jedan kraj za izvesnu visinu. Zbog velike dužine san-

duka njegovo podizanje je izvršeno sa bočne strane.

Iz momentne jednačine za tačku oslonca A nađen je položaj težišta T po visini ( $Z_T$ ):

$$\sum M_A = F \cdot \cos \alpha \cdot 2 a' + G_S \cdot \sin \alpha \cdot h_S - G_S \cdot \cos \alpha \cdot a_2 = 0$$

$$h_S = \frac{2a(F \cdot \cos \alpha - F)}{G_S \cdot \sin \alpha}$$

$$Z_T = ha + hs \text{ (mm)}$$

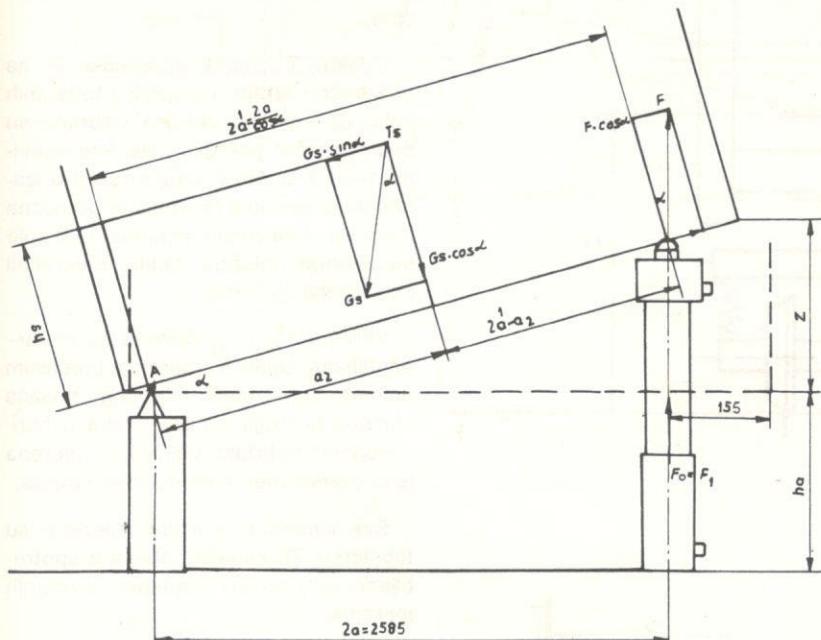
Prema sledećoj skici, iz momentne težišta rama obrtnog postolja sa klev-jednačine za osu X, određen je položaj kom, u smeru ose Z:

$$\sum M_X = 2 \cdot G_O \cdot 420 + G_r \cdot Z_R - G_{op} \cdot Z_T = 0$$

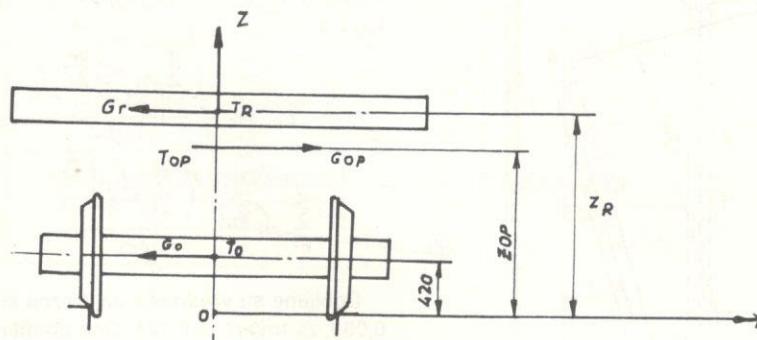
Za računavanje položaja težišta ce-na je sledeća skica i momentne jednači-lih kola, u odnosu na ose X i Y, korišće-ne:

$$\sum M_Z^X = G_{2op} \cdot X_{2op} + G_s \cdot X_s - G_{1op} \cdot X_{1op} - G \cdot X_T = 0$$

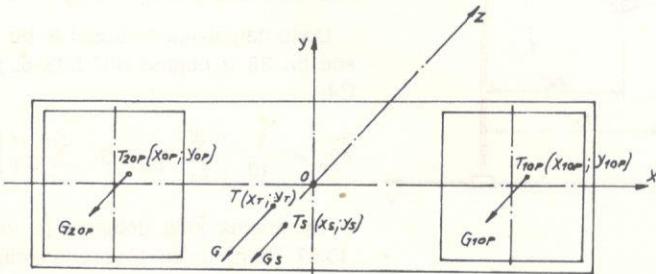
$$\sum M_Z^Y = G_s \cdot Y_s - G_{1op} \cdot Y_{1op} - G_{2op} \cdot Y_{2op} - G \cdot Y_T = 0$$



Slika 11



Slika 12



Slika 13

Položaj težišta kola u odnosu na osu Z određen je iz skice i momentne jednačine:

$$\sum M_X = 4 \cdot G_O \cdot 420 + 2G_R \cdot Z_R + G_s \cdot Z_s - G \cdot Z_T = 0$$

Za kola DDIm položaj težišta ima koordinate:

$$T(-1,9; 13,2; 1365) \text{ mm}$$

za koordinatni početak u preseku podužne i poprečne ose kola, u ravni GiŠ-a.

#### 4.4 Određivanje koeficijenta naginjanja, ugla naginjanja i pola klaćenja

Ovo ispitivanje izvršio je »MIN« – Niš, prema »Privremenom programu tipskih ispitivanja putničkih kola JŽ« i propisu UIC 505–5 prilog C4. Kola DDIm su podvrgnuta bočnom naginjanju, da bi se izmernile potrebne veličine za računavanje koeficijenta naginjanja, ugla naginjanja i pložaja pola klaćenja, prema sledećim skicama:

Merene su sledeće veličine:

–  $Y_A, Y_B$  [mm] – rastojanja u pravcu ose Y izabranih tačaka A i B od fiksног vertikalnog stolka, kod svih nadvišenja točkova od 0 do 150 mm.

–  $\gamma'_1$  [min] – ugao koji zaklapa ram obrtnog postolja sa horizontalom, kod nadvišenja 100 i 150 mm.

–  $h_3$  [mm] – srednja visina između gornjih oslonaca opruga ogibljenja klevke na levoj i desnoj bočnoj strani i donjih oslonaca primarnog ogibljenja.

–  $\delta$  [min] – ugao bočnog nagiba kolesa računat je po obrascu:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{h}{1500}$$

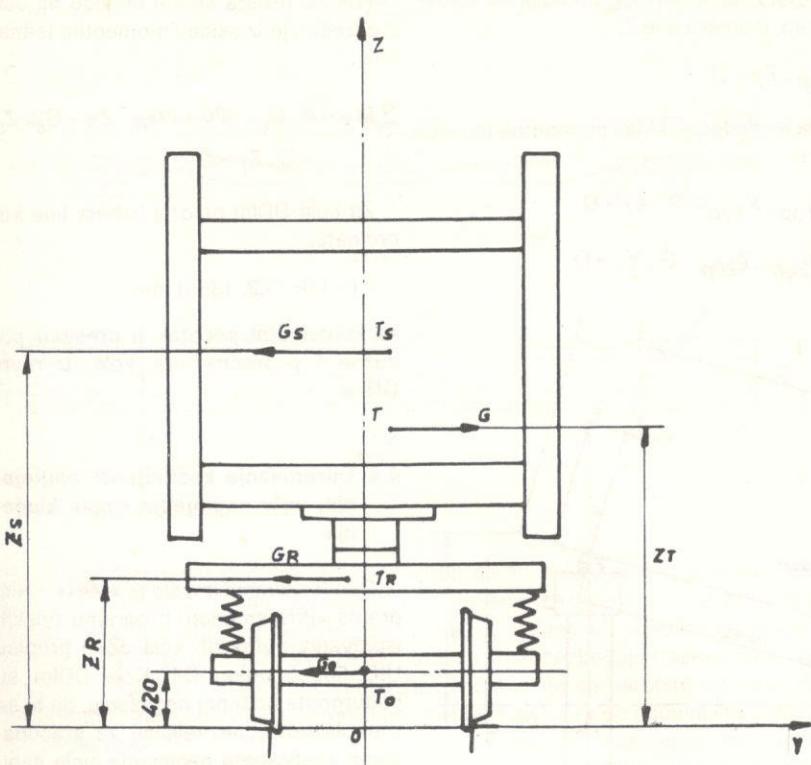
–  $\varphi$  [min] – ugao nagiba podužne simebralne ravni sanduka u odnosu na vertikalu, računat je za sva nadvišenja po obrascu:

$$\sin \varphi = \frac{Y_A - \bar{C}_B}{2000}$$

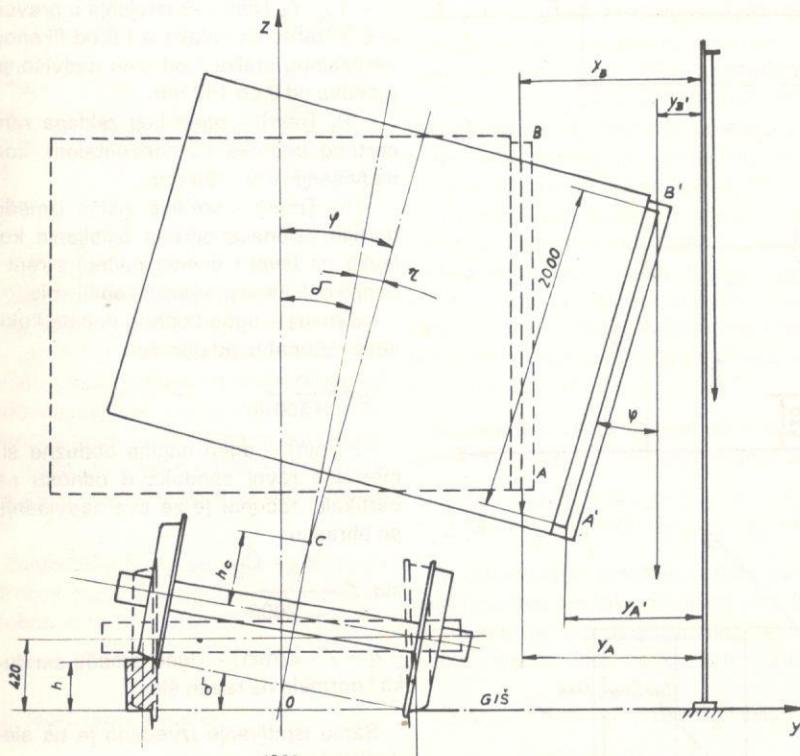
–  $\eta = \varphi - \delta$  [min] – Ugao između sanduka i normale na ravnu šinu.

Samo ispitivanje izvedeno je na sledeći način:

– U nultom položaju, na ravnom kolo sekusu, izmerene su sve veličine



Slika 14



Slika 15

– Svi točkovi na jednoj bočnoj strani istovremeno su podizani hidrauličnim dizalicama i ispod njih na šinu postavljeni podmetači visina 50, 75, 100, 125 i 150 mm. Pri svakoj visini podmetača izmerene su potrebne veličine.

– Zatim su točkovi podignuti do visine 180 mm i ponovo spušteni na podmetače od 150 mm. U smeru smanjenja visine nadvišenja, do nultog položaja, ponovo su izmerene sve potrebne veličine.

Ovakav postupak sproveden je na obe bočne strane i praznih i tovarenih kola. Za merenje veličina izabrana su dva poprečna preseka kola, kod osovina 1-2 i 7-8. Na bočnoj stranici u izabranim presecima fiksirana je pomoćna letva, sa obeleženim tačkama A i B koje su u nultom položaju stajale na vertikali i rastojanju 2000 mm.

Veličina  $Y_A$  i  $Y_B$  merene su metarpantljikom. Ugao  $S_1$  meren je preciznim uglomerom, između čeonog nosača obrtnog postolja i merne letve u horizontalnom položaju. Veličine  $h_3$  merena je uz pomoć merne letve, libele i metra.

Sve izmerene veličine beležene su tabelarno. Za konačne obrasce upotrebљene su srednje vrednosti izvršenih merenja.

Koefficijent naginjanja sračunat je po obrascu br. 37 iz objave UIC 505-3, prilog C4:

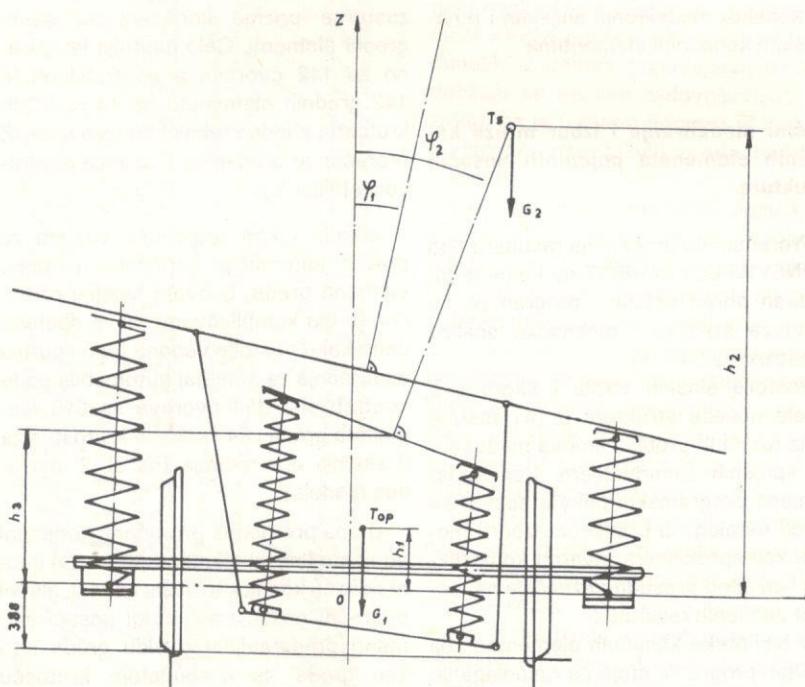
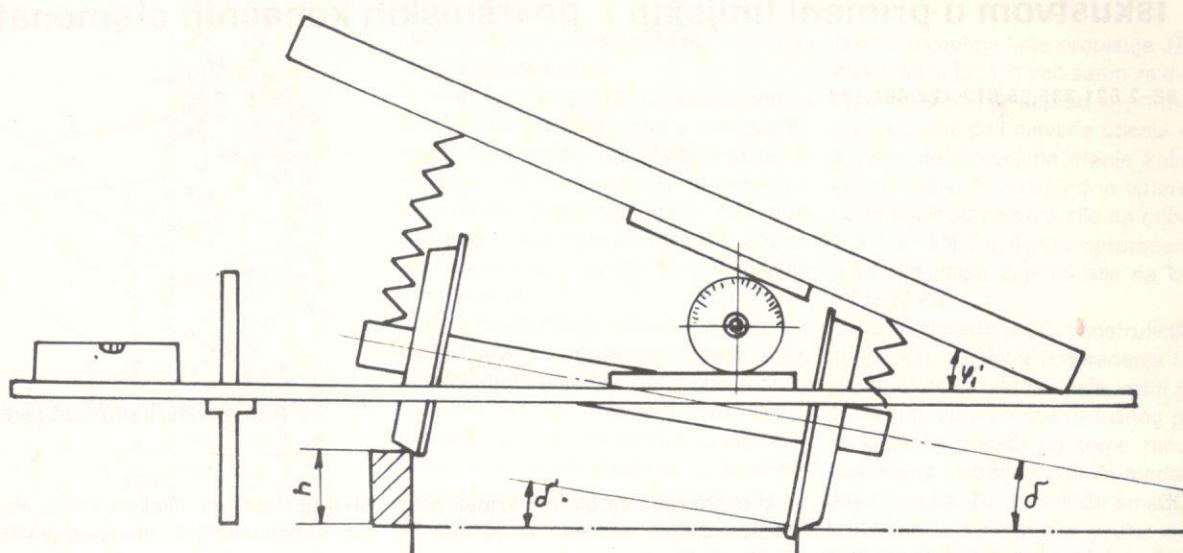
$$S = \frac{\sum_{i=1}^{10} \eta_i \cdot \delta_i - \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} \eta_i \cdot \sum_{i=1}^{10} \delta_i}{\sum_{i=1}^{10} \delta_i^2 - \frac{1}{10} \left( \sum_{i=1}^{10} \delta_i \right)^2}$$

Dobijene su vrednosti: za prazna kola 0,069; za tovarena 0,121. One su manje od maksimalno dozvoljene vrednosti koeficijenta naginjanja  $S_{max} = 0,4$ .

Ugao naginjanja sračunat je po obrascu br. 38 iz objave UIC 505-5, prilog C4:

$$\eta_o = \frac{1}{10} \left( \sum_{i=1}^{10} \eta_i - S \cdot \sum_{i=1}^{10} \delta_i \right)$$

Za prazna kola dobijena je veličina 13,67 [min], a za tovarena kola 5,64 [min], što je manje od maksimalno dozvoljene veličine



Slika 17

$$\gamma_{\max} = 60 \text{ [min].}$$

Položaj pola klačenja  $h_C$ , kao njegova visina od donjeg oslonca primarnog ogibljenja, sračunat je po obrascu br. 33 i crtežu br. 1a iz objave UIC 505-5, prilog C4:

$$h_C = h_3 \cdot \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2}; \quad \varphi_2 = \varphi - \delta - \gamma \\ \varphi_1 = \varphi'_1 - \delta$$

Položaj pola klačenja od GIŠ-a sračunat je po obrascu:

$$Z_C = 388 + h_C \text{ [mm]}$$

Za više merenja, sa bočnim nadvišnjem točkova od 100 i 150 mm, sračunata je srednja vrednost visine pola klačenja od GIŠ-a: za prazna kola  $Z_C = 504$  [mm], za tovorena kola  $Z_C = 465$  [mm]

(Adresa: Borivoje NIKOLIĆ, dipl. ing. RO »MINTRANS»)

# Prilog proračunu glavnih sklopova šinskih vozila pomoću računara sa iskustvom u primeni linijskih i površinskih konačnih elemenata

UDK 62-2:621.335:65.012.122:681.177

Petar PETROV, dipl. maš. inž.

## UVOD

Kod projektovanja glavnih sklopova šinskih vozila, a posebno njihovih nosećih struktura potrebno je odrediti njihove tačno naponsko deformacione stanje. Klasičnim načinima proračuna zbog obimnosti i složenosti sklopova to je gotovo neizvodljivo, a praktična primena je ograničena na specijalne probleme, pravilnu konfiguraciju strukture i jednostavne uslove oslanjanja. To se danas postiže numeričkim metodama i to ne kontinualnim već diskretnim sistemima preko savremenih metričkih metoda strukturne analize podešene na široku upotrebu elektronskih računara. Najpoznatija od njih je Metoda konačnih elemenata (MKE) koja se danas najviše primjenjuje, a na bazi koje je razvijen veliki broj programskih paketa za statičku i dinamičku analizu konstrukcija (STAP, SAP-IV, BERSAFE, SUPERTAB, ...).

To projektantima pruža neograničene mogućnosti u pogledu kako tačne identifikacije naponsko deformacionog stanja nosećih struktura tako i izboru takvih rešenja koje će i pored sve većeg obima ugrađene opreme dovesti do smanjivanja težine a samim tim i cene samog šinskog vozila.

U ovom radu će biti dat kratak osvrt na dosadašnje rezultate proračuna nosećih struktura i pojedinačnih sklopova šinskih vozila koji su urađeni u RO MIN-Institutu »Edvard Kardelj« u Nišu sa aspekta modeliranja linijskim i površinskim konačnim elementima.

## Načini modeliranja i izbor mreže konačnih elemenata pojedinih nosećih struktura

Proračuni su urađeni na računaru tipa HONEYWELL i to H6/57 na kome je instaliran pored ostalih i programski sistem za statičku i dinamičku analizu konstrukcija SAP-IV.

Postolja šinskih vozila i skoro sve ostale noseće strukture iz [4] sastoje se iz različitih profila i limova međusobno spojenih zavarivanjem. Uspešnost primene programskih paketa sastoji se

pored ostalog i u pravilnom izboru modela koji aproksimira stvarnu konstrukciju i on je od presudnog značaja na tačnost dobijenih rezultata.

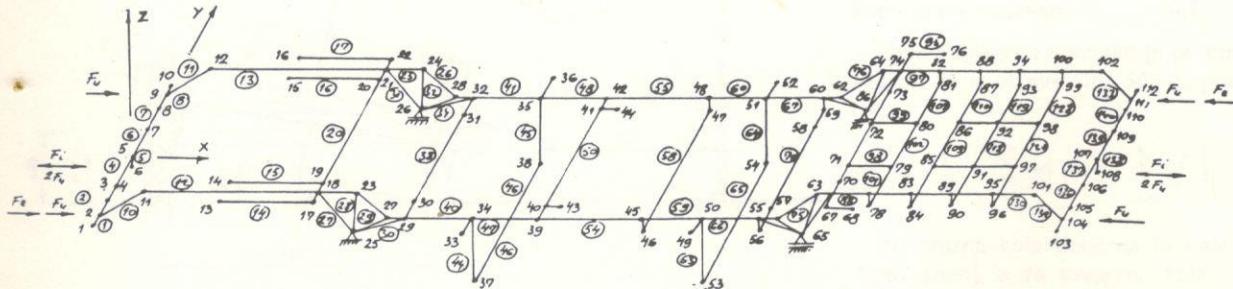
Iz biblioteke konačnih elemenata koji u ovom programu stope na raspolaganju upotrebljavani su elementi greda (tip 2) i elementi tanke ploče (tip 6) sa po 6

steprni slobode u svakom čvoru. Pravilnim kombinovanjem tih dvaju elemenata mogu se dosta dobro aproksimirati sve noseće strukture šinskih vozila.

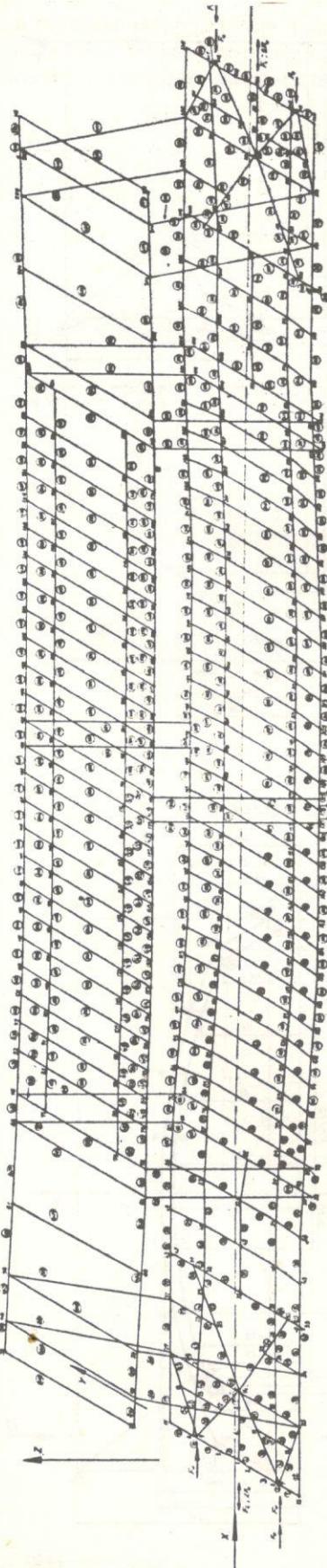
Kod proračuna mašina za formiranje zastorne prizme korišćeni su samo gredni elementi. Celo postolje je opisano sa 112 čvorova a upotrebljeno je 142 grednih elemenata sa 14 različitih krutosti i shodno tehničkim uslovima JŽ proračun je urađen za 7 slučaja opterećenja (slika 1.)

Takođe i kod proračuna vagona za prevoz automobila korišćeni su samo elementi greda. U ovom slučaju proračun je bio komplikovaniji jer je obuhvaćeno kako postolje vagona tako i gornja nadgradnja za smeštaj automobila pa je upotrebljeno 354 čvorova sa 610 elemenata greda i 34 različitih krutosti a za 9 slučaja opterećenja (na sl. 2. dat je deo modela).

U oba prethodna proračuna korišćeni su samo linijski elementi pa su svi čeonii nosači, kosnici, uzdužni nosači, glavni poprečni nosač i svi drugi nosači elementi predstavljeni u vidu greda i to kao grede sa izračunatom krutosću (date su aksijalne površine, dve čeonice površine poprečnog preseka, körzlo-



Slika 1



Slika 2

na konstanta i dva momenta inercije,) prema uslovima koje propisuje JŽ (tehnički uslovi br. 12) već samo za dva slučaja opterećenja koji su u prethodnim proračunima dali najveće uticaje na naponsko deformaciono stanje konstrukcije postolja. To su uzdužno opterećene na pritisak od dejstva sile na odbojnice  $2 \times 750 \text{ kN}$  i uzdužno opterećenje na istezanje usled dejstva sile na kvačilu od  $1500 \text{ kN}$ .

Kod većine greda, predstavljenih u modelu za proračun, koje su međusobno spojene dolazi do odstupanja težišnih osa. Zato su korišćene fiktivne grede velike krutosti što dovodi do usložnjavanja mreže i povećanja broja čvorova i elemenata i samim tim i jednačine za rešavanje.

Kod modeliranja vagona za prevoz automobila postojala je dilema kako aproksimirati pojedine pomoćne nosače i limove kao npr. talasasti podni lim ili pak više drugih limova koji spajaju nosače na pojedinim mestima. Upotreboom površinskih elemenata iz SAP-a IV na tim mestima znatno bi se povećao broj stepeni slobode i broj jednačina za rešavanje, a povećale bi se i tačnost u dobijenim rezultatima. Međutim ta mesta nisu najbitnija za proračun, a i korišćenjem mreže grada malih krutosti (izračunatih iz delova pripadajućih limova) dobijaju se sasvim zadovoljavajući rezultati pa je u ovom primeru proračuna korišćeno više takvih greda različitih krutosti.

Kod proračuna srednjeg pojasa cisterne od  $V = 60 \text{ m}^3$  usled pritiska od 3,5 bara sa konveksne strane pojasa, korišćeni su mahom površinski elementi tanke ploče a samo mali broj greda. Zbog specifičnosti problema za opisanje geometrije korišćen je specijalan cilindrični globalni koordinatni sistem. Cela konstrukcija je opisana sa 185 čvorova, 14 greda sa dve različite krutosti i 181 elementom tanke ploče.

Na slici 3 dat je izgled tog modela iz koga se vidi da je taj pojas na svakih  $45^\circ$  sa unutrašnje strane ukrućen rebrima. Ta rebra, odnosno u modelu elementi tanke ploče u kombinaciji sa elementima na pojusu dovode do teškoće u rešavanju jednačina. Taj problem je prevaziđen dodavanjem u elementima na mestima spajanja, 184 graničnih elemenata (tip 7 iz upotrebljenog programa). Upotreba graničnih elemenata nema uticaja na veličinu matrice krutosti pa broj od 762 jednačine koji je upotrebljen za rešavanje problema nije povećan.

Postolje lokomotive za uski kolosek DHL-450 U je aproksimirano modelom od većeg broja tankih ploča i samo nekoliko greda. Pošto se radi o šinskom vozilu za uski kolosek koje neće biti uvršteno u normalni železnički saobraćaj to proračun nije vršen kompletno

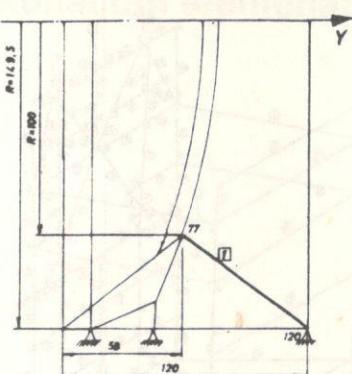
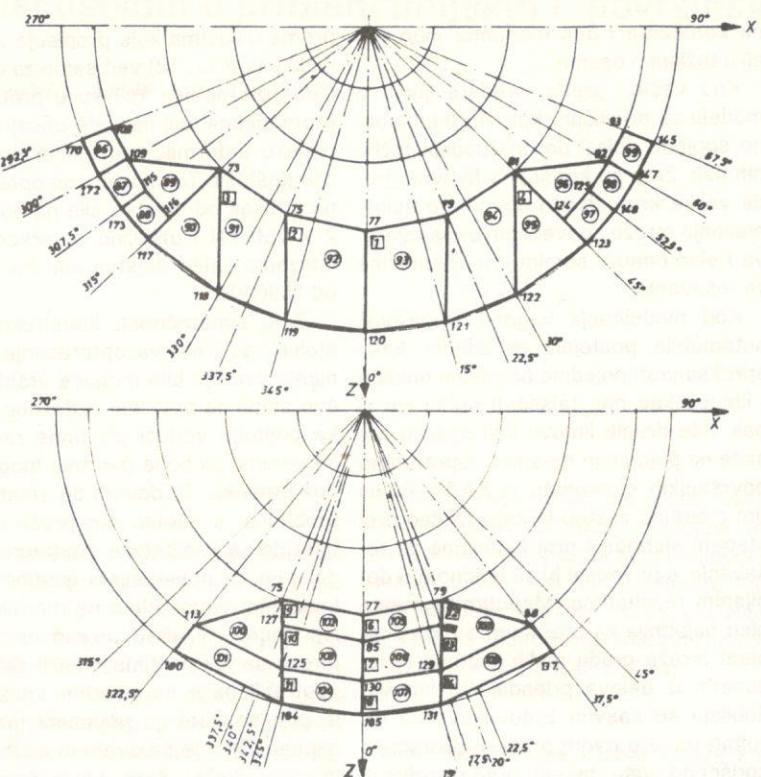
Zbog simetričnosti konstrukcije postolja, kao i uslova opterećenja i oslanjanja ovde je bilo moguće vršiti proračun samo za polovicu uzdužnog preseka postolja vodeći pri tome računa o stepenima slobode čvorova modela uzduž preseka. To dovodi do smanjivanja problema, a samim tim pruža mogućnost da se kvalitetnije uradi mreža modela, jer se povećanjem gustine mreže konačnim elementima na modelu dobiju tačniji rezultati proračuna. Gušća mreža sa elementima manjih dimenzija upotrebljena je na mestima konstrukcije gde se očekuju povećani gradijenti napona. Zato je na ovom modelu mreža gušća u okolini »šera« i svih drugih mesta gde projektant na osnovu iskustva u proračunu na sličnim konstrukcijama, očekuje povećane napone. Ukupno je upotrebljeno 297 čvorova, 3 elementa greda i 286 elemenata tanke ploče.

Još jedan primer kombinovane upotrebe grednih elemenata i elemenata tanke ploče može se videti u proračunu postolja dizel hidrauličke drezine DHD-200 i postolja dizel hidraulične lokomotive DHL-200T. Odnos upotrebljenih elemenata se bitno razlikuje jer dok je kod DHD-200 upotrebljeno 115 elemenata tipa greda i 60 elemenata tanke ploče to je kod DHL-200T upotrebljeno samo 7 greda i čak 308 elemenata tanke ploče.

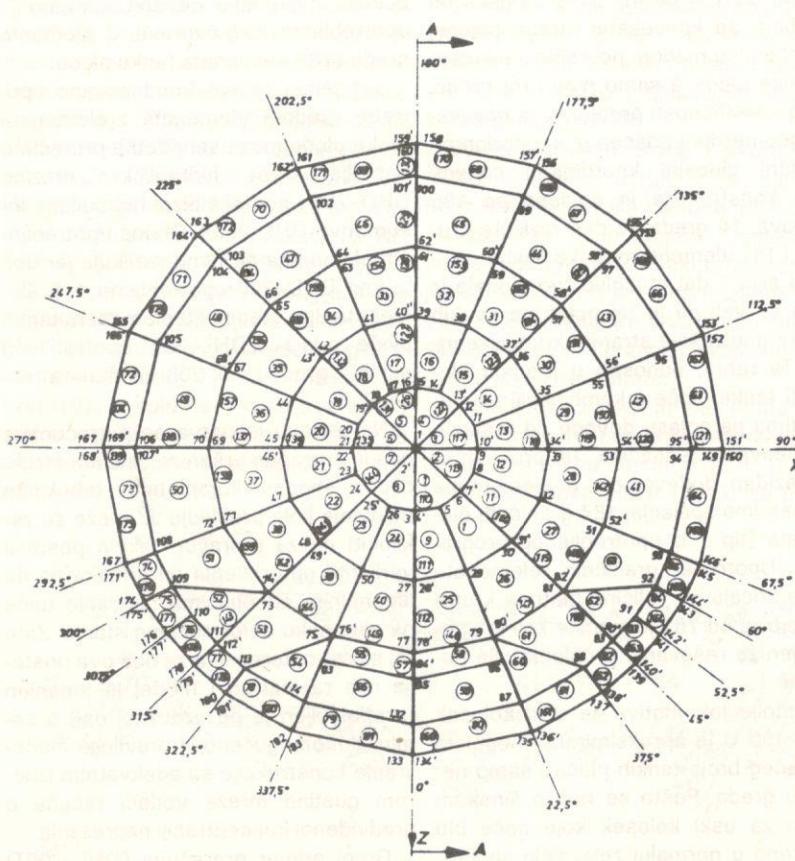
Na osnovu iskustva sa proračunima gde je proračun vršen za celu konstrukciju i shodno kompletnim tehničkim uslovima koje propisuje JŽ može se zaključiti da za proračun takvih postolja varijanta opterećenja od pritiska na dijagonalnim odbojnicima najmanje utiče na naponsko deformaciono stanje. Zato taj slučaj opterećenja za oba ova postolja nije razmatran i model je smanjen (prepolovljen je po uzdužnoj osi) a samim tim omogućeno je pravilnije modeliranje konstrukcije sa adekvatnim izborom gustine mreže vodeći računa o predviđenoj koncentraciji naprezanja.

Drugi primer proračuna (DHL-200T) projektantu može pružiti više podataka

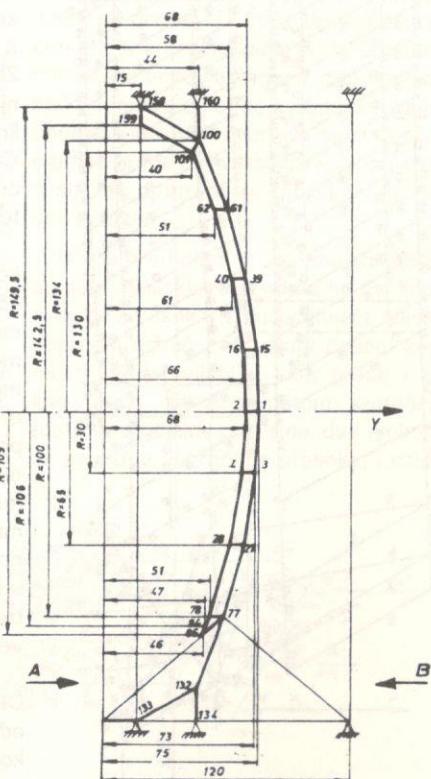
POGLED B



POGLED A



PРЕСЕК А-А



o naponsko deformacionom stanju, jer većom pripremom podataka i većim je za takve konstrukcije element tanke vremenom rada računara, treba ga više ploče kvalitetniji te i pored zahteva za koristiti. Pogotovu je neophodno njego-

vo korišćenje na mestima u konstrukciji gde se očekuju veće koncentracije naprezanja i tamo gde je ona složenija.

Izlazni rezultati proračuna su pogodniji za korишćenje, jer kod greda izlaz iz proračuna SAP-IV su deformacije i naponi na modelu konstrukcije dati u vidu pomeranja u čvorovima (translacija i rotacija u x, y, i z pravcu) i veličine aksijalne sile R, i dve smicajne R<sub>2</sub> i R<sub>3</sub> kao i veličine momenata "uvijanja" M<sub>1</sub>, i dva momenta savijanja oko odgovarajućih lokalnih osa M<sub>2</sub> i M<sub>3</sub>. Ti podaci su pogodni samo za jednostavnije geometrijske poprečne preseke kojih je nažalost u nosećim strukturama šinskih vozila malo, jer su u većini to kombinovani preseci od više obhantovanih profila i limova te je potrebno kasnije naknadno preračunavanje kritičnog mesta u određenom preseku.

Kod tanke ploče pored pomeranja u čvorovima konstrukcije modela dobijaju se komponentni naponi i komponentni momenti spajanja (S<sub>xx</sub>, S<sub>yy</sub>, S<sub>xy</sub> i M<sub>xx</sub>, M<sub>yy</sub>, M<sub>xy</sub>) na osnovu kojih se lako dolazi do glavnih naponi i njihovih pravaca i to u sredini svakog upotrebljenog elementa koji su najmerodavniji za dimenzionisanje predmetne konstrukcije.

Proračun vagona za prevoz kalcinirane sode je rađen takođe u kombinaciji sa ta dva tipa elemenata. Za cisternu vagona korišćeni su isključivo elementi tanke ploče i za postolje vagona kombinacije oba elementa.

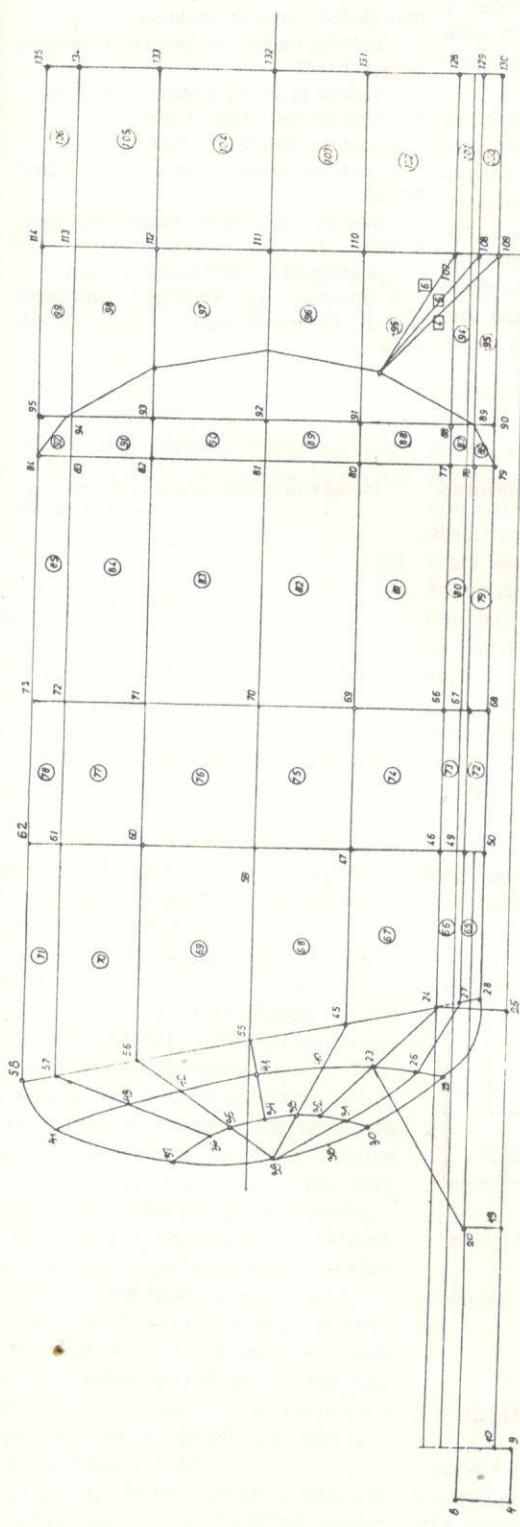
Ovde je posebno posvećena pažnja spoju postolja sa cisternom u delu postolja neposredno pored spojnog mesta pa je na tom mestu i upotrebljeno više elemenata manjih dimenzija. Ukupno je upotrebljeno 135 čvorova, 35 elemenata grada sa 13 različitih krutosti i 106 elemenata tanke ploče.

Izgled modela se može videti na slici 4.

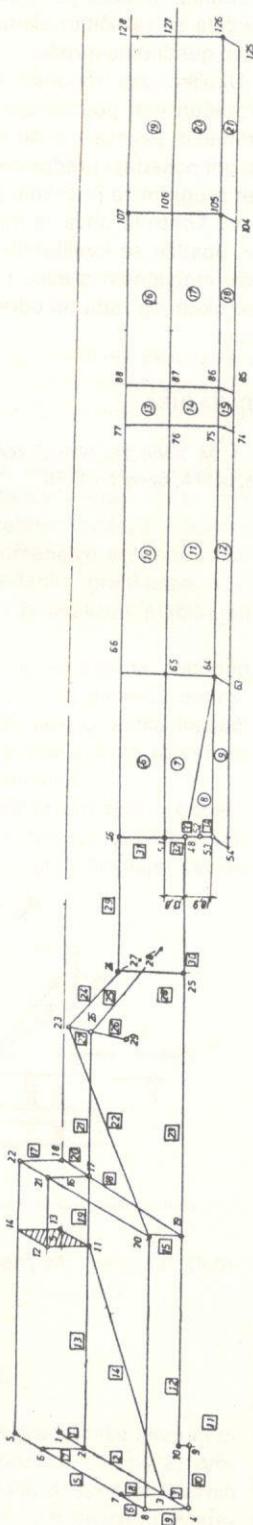
#### ZAKLJUČAK:

Izneli smo neka iskustva u modeliranju kod proračuna pojedinih sklopova šinskih vozila pomoću računara odnosno korišćenju MKE i programa SAP-IV i to korišćenjem pojedinih linijskih i površinskih elemenata (grede i tanke ploče).

Na osnovu toga, iako nisu dati i regulati pojedinih proračuna izraženi u vrednostima naponsko deformacionog stanja, može se kazati da je najbolje kori-



Slika 4 – Izgled postolja



stiti kombinaciju tih elemenata. Potrebno je da linijski elementi budu tamo gde je konstrukcija jednostavnija i preovlađuju profili jednostavnijeg poprečnog preseka, a na mestima sa složenijom strukturoom i tamo gde se očekuju povećani gradljenti napona treba upotrebljavati površinske elemente.

Uvek kada za to postoji mogućnost treba raditi sa polovinom preseka ili pak sa četvrtinom ukoliko postoje dve ose simetrije, a takođe i simetrije u uslovima opterećenja i oslanjanja jer se sa time smanjuje objekta za modeliranje a pruža mogućnost za izradu kvalitetnije mreže sa istim brojem čvorova i upotrebijenih elemenata.

Programi za analizu konstrukcije mogu da uspešno reše i najkomplikovanije probleme ukoliko se adekvatno primene, međutim ukoliko izabrani konačni elementi na aproksimiraju dovoljno tačno stvarnu konstrukciju onda se ne

mogu dobiti zadovoljavajući rezultati. Zato je modeliranje znatno pojednostavljenovo ukoliko postoji iskustvo sa modeliranjem sličnih konstrukcija i ukoliko toga nema potrebno je biti oprezan u kreiranju modela pa treba raditi više modela sa različitim elementima i različitim gustošćama mreže.

Ukoliko pak računari na kojima se proračun vrši podržavaju i grafiku programske pakete koji se koriste i ukoliko oni poseduju predprocesor i adekvatan program za pripremu podataka i njihovu kontrolu onda je modeliranje lakše, postiže se kvalitetnija mreža, eliminise mogućnost greške i smanjuje vreme ukupnog rada na određenom proračunu.

#### LITERATURA

1. M. Kalajdžić, Metod konačnih elemenata, IAMA, Beograd 1978.

2. M. Sekulović, Metod konačnih elemenata IRO »Građevinska knjiga«, Beograd 1984.

3. P. Petrov, Elaborati o izvršenim proračunima u RO MIN-Institutu »Edvard Kardelj« u Nišu sledećih nosećih struktura:

- postolja mašine za formiranje zastorne prizme, 3.1985.
  - vagona za prevoz automobila, 9.1986.
  - postolja DHL-450U, 1.1986.
  - postolja DHD-200, 5.1986.
  - srednjeg pojasa cisterne  $V = 60m^3$ , 8.1986.
  - vagona za prevoz kalcinirane sode, 4.1987.
  - postolja DHL-200T, 2.1988.
4. Uputstvo za korišćenje programa SAP-IV, Elektronski računski centar EI, Niš, 1984.

(Adresa Petar PETROV, dipl. maš. inž. RO MIN Institut »Edvard Kardelj«, Niš)