

UNIVERZITET U BEOGRADU
MAŠINSKI FAKULTET

ZORAN P. ČEKEREVAC

**OPTIMIZACIJA POGONSKODINAMIČKIH KARAKTERISTIKA
TURBOPREHRANJIVANIH DIZEL MOTORA
SA SVEREŽIMSKIM REGULATOROM**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: *prof. dr Rade Jankov*
Mašinski fakultet – Beograd

Članovi komisije:

prof. dr Radivoje Trifunović
Mašinski fakultet – Beograd

prof. dr Anton Černej
Tehniška fakulteta – Maribor

prof. dr Stojan Petrović
Mašinski fakultet – Beograd

docent dr Miroljub Tomić
Mašinski fakultet – Beograd

prof. dr Rade Jankov
Mašinski fakultet – Beograd

Datum odbrane: 04.11.1991.

Datum promocije:

OPTIMIZACIJA POGONSKODINAMIČKIH KARAKTERISTIKA TURBOPREHRANJIVANIH DIZEL MOTORA SA SVEREŽIMSKIM REGULATOROM

U autorovoj doktorskoj disertaciji je prikazana analiza rada dizel motora na nestacionarnim radnim režimima. Posebna pažnja je posvećena motoru 12ČN 15/18.

Prikazani su rezultati i eksperimentalnog i teorijskog rada. Eksperimentalni rad obuhvata motore nominalne snage 735 i 882 kW. Oba tipa motora su testirana u laboratoriji na različitim probnim stolovima. Motori snage 735 kW su ugrađeni u brzohoda gusenična vozila i testirani na terenu po različitim programima ispitivanja. U cilju poređenja turboprehranjivanih motora sa motorima sa mehanički gonjenim centrifugalnim kompresorom, testirani su i takvi motori pod istim uslovima kao u slučaju ispitivanja turboprehranjivanih motora. Teorijska analiza je bazirana na matematičkom modelu koji omogućava simulaciju celog motora, spoljašnjeg opterećenja i vozača. Pošto je sistem za turboprehranjivanje veoma interesantan, posebna pažnja je posvećena uticajima turbokompresora i usisnih i izduvnih kolektora.

Na kraju disertacije, na osnovu izvršene analize, dati su neki predlozi za poboljšanje dinamičnosti motora.

KLJUČNE REČI:

dizel motor
vandrumska vozila
brzohoda gusenična vozila
simulacija
prehranjivanje
turboprehranjivanje
turbokompresor
sverežimski regulator

OPTIMISATION OF DRIVING CHARACTERISTICS OF TURBOCHARGED DIESEL ENGINES WITH ALL-REGIME GOVERNOR

The problems of diesel engine behaviour at non-stationary operating conditions are addressed in the author's Ph.D. dissertation. Particular attention is given to the engines 12CN 15/18.

The results of both experimental and theoretical works are presented in the dissertation. An experimental work covers the turbocharged engines of 735 and 882 kW of rated power. Both types of engines were tested in a laboratory on different test stands. 735 kW engines were built into off-road vehicles and tested under a few test procedures. To make a comparison between supercharging and turbocharging a few supercharged 12CN 15/18 engines were tested under the same conditions as turbocharged engines. The theoretical analysis is based on a mathematical model that simulates the whole engine, driveline load, and driver. Special attention is given to the influence of turbochargers and intake and exhaust manifolds due to the particular interest of the turbocharging system.

Based on the performed analysis, several proposals for engine dynamics augmentation were given at the end of the dissertation.

KEY-WORDS: diesel engine, off-road vehicle, simulation, turbocharging, turbocharges, supercharging, all-regime governor

OPTIMISATION DER AN TRIEBSDINAMIK DER TURBOGELADENEN DIESELMOTOREN MIT DEM ALLDREHZAHL REGULATOR

Die Probleme des Verhaltens von Dieselmotoren bei instationären Betriebsbedingungen werden in der Dissertation des Autors behandelt. Besonderes Augenmerk wird auf die Motoren 12CN 15/18 gelegt.

Die Ergebnisse sowohl experimenteller als auch theoretischer Arbeiten werden in der Dissertation vorgestellt. Die experimentelle Arbeit umfasst Turbomotoren mit einer Nennleistung von 735 und 882 kW. Beide Motortypen wurden in einem Labor an verschiedenen Prüfständen getestet. 735-kW-Motoren wurden in Geländefahrzeuge eingebaut und nach verschiedenen Testprogrammen getestet. Um einen Vergleich zwischen Aufladung und Turboaufladung zu ermöglichen, wurden die aufgeladene 12CN 15/18-Motoren unter den gleichen Bedingungen wie Turbomotoren getestet. Die theoretische Analyse basiert es auf einem mathematischen Modell, das den gesamten Motor, die Antriebsstranglast und den Fahrer simuliert. Besonderes Augenmerk wurde auf den Einfluss von Turboladern sowie Einlass- und Auslasskrümmern aufgrund des besonderen Interesses des Turboladersystems gelegt.

Basierend auf der durchgeführten Analyse wurden am Ende der Dissertation mehrere Vorschläge zur Verbesserung der Motordynamik gemacht.

KENNWORTEN: Dieselmotor, Geländefahrzeuge, Schnellaufende Kettenfahrzeuge, Simulation, Aufladung, Turboladung, Turbolader, Alldrehzahlregulator

OPTIMISATION DES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUES DES MOTEURS DIESEL SURALIMENTES PAR DES TURBOCOMPRESSEURS AVEC LE REGULATEUR TOUT REGIME

L'auteur, dans sa thèse de doctorat, a montré l'analyse du fonctionnement du moteur diesel sur le régime variable. Une attention particulière est consacrée au moteur 12CN 15/18. On a montré les résultats des travaux expérimentaux et théoriques. Le travail expérimental comprend des moteurs d'une puissance 735 et 882 kW. Les deux modèles des moteurs sont essayés dans le laboratoire sur de différents bancs d'essai. Les moteurs de la puissance 735 kW sont incorporés dans les véhicules à chenille et testés sur le terrain avec des programmes d'essai différents. Pour pouvoir mettre en parallèle les moteurs suralimentés par des turbocompresseurs et ceux avec le compresseur centrifuge entraîné mécaniquement, on a essayé ces derniers dans des conditions identiques comme les moteurs suralimentés par des turbocompresseurs. L'analyse théorique est fondée sur le modèle mathématique qui permet la simulation du moteur entier, de la charge extérieure et du conducteur. Comme la suralimentation par des turbocompresseurs est très intéressant, on a consacré une attention particulière aux influences des turbocompresseurs et aux collecteurs d'échappement et d'admission.

A la fin de la thèse, à la base de l'analyse faite, on a donné des propositions pour l'amélioration du dynamisme du moteur.

MOTS CLES: moteur diesel, "off road" véhicules, véhicules à chenille, simulation, suralimentation, suralimentation par des turbocompresseurs, turbocompresseur, régulateur tout régime

ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОДИЗЕЛЯ С ВСЕРЕЖИМНЫМ РЕГУЛЯТОРОМ

В авторской докторской диссертации показан анализ работы дизельного двигателя на неустановившихся режимах работы. Особое внимание посвящено двигателю 12ЧН 15/18.

Показаны результаты экспериментальной и теоретической работы. Экспериментальная работа охватывает двигатели номинальной мощности 735 и 882 кВт. Оба типа двигателей подвергнуты стендовым испытаниям на различных пробных стендах. Двигатели мощности 735 кВт вделаны в быстроходные гусеничные транспортные средства и подвергнуты испытанию на почве по различным программам испытания. В целях сопоставления турбопоршневых двигателей с двигателями с приводным центробежным компрессором подвергнуты испытанию и такие двигатели в одинаковых условиях как и в случае испытания турбопоршневых двигателей. Теоретический анализ обоснован на математической модели которая дает возможность симуляции двигателя, внешней нагрузки и водителя. Потому что система турбонаддува очень интересна, особое внимание посвящено влияниям турбокомпрессора и впускных и выпускных коллекторов.

На конце диссертации, на основе сделанного анализа, даны некоторые предложения для улучшения динамичности двигателя.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: дизельный двигатель, внедорожные транспортные средства, быстроходные гусеничные транспортные средства, симуляция, турбонаддув, турбокомпрессор, всережимный регулятор

Peri i Dači

Odlukom Naučnog i nastavnog veća OOUR-a za saobraćajno mašinstvo Mašinskog fakulteta u Beogradu broj 7671 od 09.01.1984. godine odobrena mi je izrada doktorske disertacije pod naslovom OPTIMIZACIJA POGONSKODINAMIČKIH KARAKTERISTIKA TURBOPREHRANJIVANIH DIZEL MOTORA SA S VEREŽIMSKIM REGULATOROM. Rukovođenje radom je povereno dr Radetu Jankovu, redovnom profesoru.

U vreme kada mi je odobrena izrada disertacije počeo je da se javlja veći interes za izučavanje dinamičkih karakteristika motora teorijskim putem. Razlog leži u izuzetno brzom razvoju računarske tehnike i mogućnostima koje su se zbog toga otvorile. Pošto sam imao pristup moćnim računarima odlučio sam se za postupak modeliranja nelinearnim modelima, za razliku od drugih autora koji su se koristili linearizovanim, znatno jednostavnijim i za računanje povoljnijim modelima. Zbog nepostojanja odgovarajuće literature u radu sam bio, uglavnom, upućen na lični rad, na lične analize i na saradnju sa mentorom. Da je pristup bio korektan pokazuju najnoviji radovi niza autora koji na sličan način tretiraju ovu problematiku.

Tema rada je veoma kompleksna, jer povezuje niz naučnih disciplina u cilju opisivanja realnih procesa koji se odvijaju u jednoj komplikovanoj mašini kakva je dizel motor. Problem se još više usložava zbog uvođenja faktora vremena.

Pošto se dizel motori izrađuju u veoma širokoj lepezi različitih konstrukcija i veličina nemoguće je izvođenje opšte važećih zaključaka. Zato su u ovom radu tretirani motori samo jedne familije, familije 12ČN 15/18, a zbog obima modela matematički je modeliran samo motor V46-TK. Za potrebe modela sam sam razvio sve potrebne module, a kada mi je prof. dr Rade Jankov dao na raspolaganje svoj matematički model za simulaciju radnih procesa motora SUS ugradio sam njega, jer je bio kompleksniji i pružao veće mogućnosti za simulaciju. Na modelu, na pomoći koju mi je pružio pri ugradnji modula PROCES u model za simulaciju dinamičkog ponašanja motora, kao i na pomoći u toku izrade rada najiskrenije mu se zahvaljujem.

Zbog niza pojava koje je praktično nemoguće opisati adekvatnim fizičkim modelima, za analize radnih procesa motora i motorskih uređaja, bio je neophodan visok stepen učešća eksperimentalnih istraživanja. Sva ova, tehnološki komplikovana i veoma skupa ispitivanja izvršena su u okviru naučno-istraživačkih radova Vojnotehničkog instituta u laboratorijama i na poligonima Instituta.

U ispitivanjima je učestvovao veći broj istraživača iz Odelenja za motore i prenos snage. Tokom eksperimentalnog rada veliku pomoć su mi pružili mr Miloljub Štavljanin i dipl. inž. Dragoslav Radić na čemu sam im veoma zahvalan. Takođe, veliku zahvalnost dugujem i dipl. inž. Radiši Đorđeviću, koji je vrlo kvalitetno izvršio terenska ispitivanja vozila i obezbedio mi veoma upotrebljive podatke za analizu, kao i dipl. inž. Mladenu Stojakoviću koji je te podatke preveo u format pogodan za obradu na PC računarima. Zahvaljujem se i svim ostalim kolegama koji su mi pomagali i bodrili me u radu. Veliku zahvalnost dugujem Vojnotehničkom institutu koji mi je obezbedio veoma povoljne uslove za rad.

*Beograd
juli, 1991.*

Z. Čekerevac

SADRŽAJ

Strana

1	UVODNE NAPOMENE.....	VII
1.1	O RADU.....	1
1.2	O MOTORU.....	2
2	SPECIFIČNOSTI RADA DIZEL MOTORA U USLOVIMA EKSPLOATACIJE.....	3
2.1	REALNI USLOVI RADA DIZEL MOTORA.....	3
2.2	OSNOVNI TIPOVI NESTACIONARNIH RADNIH REŽIMA DIZEL MOTORA	4
2.2.1	RADNI PROCES PRI STARTOVANJU DIZEL MOTORA	4
2.2.1.1	Prvi radni ciklusi pri startovanju	4
2.2.1.2	Startovanje motora pri niskim spoljnim temperaturama	6
2.2.2	PRELAZNI PROCESI.....	7
2.2.2.1	Proces ubrzavanja motora	8
2.2.2.2	Povećanje opterećenja motora sa svrežimskim regulatorom pri radu na regulatorskoj karakteristici	8
2.2.2.3	Smanjenje opterećenja motora sa svrežimskim regulatorom pri radu na regulatorskoj karakteristici	9
2.2.2.4	Kombinovani prelazni proces.....	9
2.2.2.5	Eksploatacioni kompleksi prelaznih procesa.....	10
2.2.2.6	Kočenje vozila motorom	11
2.3	OSNOVNI POTENCIJALI ZA POBOLJŠAVANJE KARAKTERISTIKA DIZEL MOTORA PRI RADU NA NESTACIONARNIM REŽIMIMA	13
2.3.1	USISNO - IZDUVNI SISTEM MOTORA	13
2.3.2	SISTEM ZA UBRIZGAVANJE GORIVA	15

2.3.3	REGULATOR PUMPE VISOKOG PRITISKA.....	16
3	MATEMATIČKI MODEL	17
3.1	OSNOVNE POSTAVKE MODELA.....	17
3.2	ALGORITAM.....	17
3.3	RAČUNSKI PROGRAM.....	26
3.3.1	Prvi deo - DEFINISANJE POČETNOG STANJA NA BAZI ULAZNIH PODATAKA I VERIFIKACIJA ULAZNIH PODATAKA.....	26
3.3.1.1	Ulazni podaci	26
3.3.1.2	Proračun stacionarnog stanja.....	27
3.3.2	Drugi deo - PRORAČUN PRELAZNIH REŽIMA.....	30
3.4	MODULI MODELA.....	31
3.4.1	MODEL RADNOG PROCESA DIZEL MOTORA	31
3.4.1.1	CILINDAR MOTORA	32
3.4.1.2	USISNI I IZDUVNI KOLEKTORI.....	32
3.4.2	REGULATOR PUMPE VISOKOG PRITISKA.....	32
3.4.3	PUMPA VISOKOG PRITISKA	35
3.4.4	PUMPA ZA RASHLADNU VODU	36
3.4.5	HLADNJAK MOTORSKOG VAZDUHA (MEĐUHLADNJAK)	36
3.4.5.1	Modul HLPRIT	37
3.4.5.2	Modul HLPR2.....	37
3.4.5.3	Modul HLVAZD.....	37
3.4.6	KOMPRESOR.....	38
3.4.7	TURBINA	39
3.4.8	SPOLJAŠNJE OPTEREĆENJE MOTORA	41
3.4.9	DINAMIČKI ODZIV MOTORA.....	42

3.4.10	DINAMIČKI ODZIV TURBOKOMPRESORA	43
4	EKSPERIMENTI	47
4.1	ISPITIVANJE MOTORA NA PROBNOM STOLU	47
4.1.1	PROBNI STOLOVI ZA ISPITIVANJE MOTORA.....	49
4.1.2	PLANIRANJE EKSPERIMENTA.....	50
4.1.2.1	Stacionarna ispitivanja motora i agregata.....	50
4.1.2.2	Ispitivanje motora i agregata na promenljivim režimima.....	51
4.2	TERENSKO ISPITIVANJE MOTORA	52
4.2.1	VOŽNJA U VANDRUMSKIM USLOVIMA	52
4.2.2	ISPITIVANJE MAKSIMALNOG UBRZANJA VOZILA.....	53
4.2.2.1	Ispitivanje baznih vozila.....	53
4.2.2.2	Ispitivanje optimiranog modela vozila	54
5	ANALIZA	55
5.1	TURBOMOTOR U USLOVIMA EKSPLOATACIJE BRZOHODIH GUSENIČNIH VOZILA	55
5.1.1	VOŽNJA NA KRUŽNOJ STAZI.....	55
5.1.2	UBRZAVANJE VOZILA IZ STANJA MIROVANJA	60
5.1.2.1	Ubrzavanje vozila na betonskoj podlozi.....	60
5.1.2.2	Ubrzavanje optimiranog vozila	61
5.2	TURBOKOMPRESOR ILI MEHANIČKI GONJENI KOMPRESOR?	64
5.2.1	UBRZAVANJE VOZILA	64
5.2.2	USPORAVANJE VOZILA	69
5.3	UTICAJ TURBOKOMPRESORA NA STACIONARNE KARAKTERISTIKE MOTORA	70
5.4	KOREKCIJA SNAGE	73
5.5	IZBOR MEĐUHLADNJAKA VAZDUHA	74

5.6	UTICAJ TURBOKOMPRESORA NA DINAMIČKE KARAKTERISTIKE MOTORA	75
5.7	UTICAJ SNAGE MOTORA I NIVOA OPTEREĆENJA NA PRELAZNE REŽIME.....	80
5.8	REZULTATI SIMULACIJE PONAŠANJA MOTORA MATEMATIČKIM MODELOM	82
5.8.1	SIMULACIJA STACIONARNOG RADNOG REŽIMA.....	84
5.8.2	SIMULACIJA PRELAZNOG REŽIMA	86
5.8.3	UTICAJ MOMENTA INERCIJE TURBOKOMPRESORA NA DINAMIČKE KARAKTERISTIKE MOTORA	90
5.8.4	UTICAJ VELIČINE IZDUVNOG KOLEKTORA NA DINAMIČKE KARAKTERISTIKE MOTORA	91
5.8.5	UTICAJ VELIČINE USISNOG KOLEKTORA NA DINAMIČKE KARAKTERISTIKE MOTORA	93
6	ZAKLJUČAK.....	97
	LITERATURA	99

OZNAKE I INDEKSI

OZNAKE

F	-	sil
J	-	moment inercije
M	-	moment
N	-	broj obrtaja motora
Pr	-	Prandtlov broj
R	-	gasna konstanta, poluprečnik
T	-	temperatura
V	-	zapreminski protok
W	-	rad
b	-	ciklusna količina goriva
c	-	krutost
g	-	specifična potrošnja goriva
h	-	hod zupčaste letve, entalpija
k	-	koeficijent korekcije
l	-	dužina
m	-	masa
n	-	broj obrtaja, broj obrtaja motora
p	-	pritisak
t	-	vreme
x	-	koeficijent oslobađanja toplote
α	-	ugao
δ	-	relativna promena, stepen neravnomernosti opterećenja
Δ	-	razlika
κ	-	eksponent adijabate za vazduh
λ	-	koeficijent viška vazduha
μ	-	dinamički viskozitet
ω	-	ugaona brzina
η	-	stepen iskorišćenja
φ	-	ugao kolena kolenastog vratila, relativna vlažnost
ψ	-	funkcija protoka
π	-	porast pritiska, Ludolfov broj
τ	-	vreme
x	-	x-koordinata neke tačke
y	-	y-koordinata neke tačke

INDEKSI

D	-	desno
HK	-	hidraulična kočnica
K	-	kompresor
L	-	levo
M	-	moment, motor
N	-	nominalna vrednost
O	-	otpor
P	-	potrošač
R	-	regulator
SV	-	spojno vratilo

T	-	gorivo, karter
TK	-	turbokompresor
d	-	dizel
c	-	stanje na kraju kompresije
cevi	-	cev za startovanje motora vazduhom
e	-	efektivna vrednost, ekvivalentna vrednost
eff	-	efektivna vrednost
ex	-	ekspanzija
izg	-	izduvni gasovi
k	-	kompresor, korigovano
kc	-	klipnjača
kol	-	koleno
lr	-	leteći rukavac
max	-	maksimalna vrednost
min	-	minimalna vrednost
nom	-	nominalna vrednost
o	-	stanje okoline
or	-	oslonački rukavac
otp	-	otpor
p	-	potrošač
po	-	početna vrednost
r	-	rame, redukovano
s	-	izentropska promena
sr	-	srednja vrednost
t	-	turbina
u	-	uslovno
v	-	vazduh
w	-	voda
z	-	cilindar
zam	-	zamajac
1	-	početni režim, stanje ispred kompresora
2	-	krajnji režim, stanje iza kompresora
2'	-	stanje iza međuhladnjaka vazduha
3	-	stanje ispred turbine
4	-	stanje iza turbine

REZIME

U okviru ovog rada izvršena je analiza rada dizel motora na promenljivim režimima. Posebna pažnja je posvećena motom 12ČN 15/18. Analizirani su razni režimi rada motora u uslovima eksploatacije:

- *startovanje motora*
- *prelazni režimi ubrzavanja i usporavanja vozila i*
- *režimi kočenja vozila motorom.*

Razmotreni su osnovni potencijali za poboljšava/1 je karakteristika rada motora bazirani na savremenim literaturnim podacima.

U radu je, zatim, opisan kompleksan model za simulaciju realnog radnog procesa motora i motorskih uređaja pri radu na promenljivim režimima. Na osnovu modela, izrađen je računski program koji je korišćen pri svim kasnijim simulacijama.

Za potrebe modela i programa izvršena su brojna eksperimentalna istraživanja. Eksperimentalnim istraživanjima su obuhvaćeni turboprehranjivani motori 12ČN 15/18 nominalnih snaga 735 i 882 kW. Ispitivanja su izvršena i u laboratorijama i na terenu. Laboratorijska ispitivanja su sprovedena kao stacionarna i dinamička. Dinamičke karakteristike su snimane na dva različita probna stola, od kojih je jedan formiran sa uzimanjem u obzir uticaja vozila, a drugi je bio bez uzimanja u obzir uticaja vozila. U cilju analize prednosti i nedostataka turboprehranjivanja upoređeni su turboprehranjivani motori sa motorima sa mehanički gonjenim centrifugalnim kompresorima. Terenskim ispitivanjima su podvrgnuta brzohoda gusenična vozila, a ispitivanja su sprovedena na različitim poligonima.

Na osnovu rezultata dobijenih eksperimentalnim istraživanjima formirana je baza podataka koja omogućava uspešnu simulaciju rada motora matematičkim modelom. Dijagramima su prikazani neki od osnovnih parametara. Model je upotrebljen za analizu uticaja elemenata sistema za turboprehranjivanje na dinamičke karakteristike motora, a samim tim i vozila u celini. Na osnovu analize rezultata dobijenih proračunima formirane su preporuke za poboljšanje dinamičnosti i ekonomičnosti posmatranog motora.

Rad je napisan na 100 stranica sa 68 slika, 4 tabele i algoritamskim prikazom modela za simulaciju rada motora na promenljivim režimima.

1 UVODNE NAPOMENE

Zbog potrebe za povećanjem specifičnih snaga uz povećanje ekonomičnosti i održavanje ostalih komparativnih prednosti dizel motora, poraslo je interesovanje za njihovo turboprehranjivanje.

S obzirom na zahteve za dinamičnošću vozila u koje se ti motori ugrađuju nije dovoljno da motor ima dobre stacionarne karakteristike, već se od njega zahtevaju i dobre karakteristike na promenljivim radnim režimima. Pošto dizel motori imaju širok spektar primena i uzroci promene radnog režima motora pri eksploataciji mogu da budu veoma raznovrsni.

Napori velikog broja istraživača, u novije vreme, su usmereni ka fenomenima koji prate promenljive radne režime motora. Po pravilu, u većini objavljenih radova iz oblasti nestacionarnog rada motora SUS, nisu precizno definisani uslovi pri kojima su dobijeni prikazani rezultati. Zbog nepostojanja standarda za uslove ispitivanja često je nemoguće poređenje rezultata analize, jer se i kod ispitivanja jednog motora zbog različitih uslova dobijaju različiti rezultati. I primenjena terminologija se razlikuje od autora do autora što dopunski otežava korišćenje tuđih iskustava.

1.1 O RADU

Rad je podeljen na šest poglavlja.

U prvom poglavlju su date osnovne, uvodne, napomene o radu i posmatranom motoru.

U drugom poglavlju su izložene specifičnosti rada dizel motora u uslovima eksploatacije u zavisnosti od vrste mašine u koju se motor ugrađuje. Izvršene su sistematizacija i klasifikacija nestacionarnih radnih režima sa posebnim osvrtima na radne procese pri startovanju motora i prelazne procese. Na kraju poglavlja su analizirani osnovni potencijali za poboljšavanje pogonskih karakteristika dizel motora pri radu na nestacionarnim režimima. Posebno su razmatrani usisno-izduvni sistem motora, sistem za ubrizgavanje goriva i regulator pumpe visokog pritiska.

U trećem poglavlju je izložen matematički model za simulaciju rada motora na prelaznim režimima. Posle osnovnih postavki modela prikazan je algoritam na osnovu koga je izrađen glavni računski program, a zatim je dato objašnjenje samog računskog programa i modula modela na osnovu kojih su formirani potprogrami.

U četvrtom poglavlju su dati:

- ciljevi ispitivanja,
- opis eksperimentalnog rada,
- opis probnih stolova,
- opis korišćene merne opreme i
- opis opitne staze

U petom poglavlju je izvršena analiza rezultata dobijenih eksperimentalnim istraživanjima i matematičkim modeliranjem. U odeljku Turbomotor u uslovima eksploatacije brzorodnih guseničnih vozila posebno su razmatrani vožnja na kružnoj stazi i ubrzavanje guseničnih vozila iz stanja mirovanja, kao i uticaj načina vožnje na dinamičnost vozila. U odeljku Turbokompresor ili mehanički gonjeni kompresor? data je uporedna analiza dinamičnosti vozila za ova dva načina prehranjivanja motora. Zatim je razmatran uticaj turbokompresora na stacionarne i dinamičke karakteristike motora sa posebnim osvrtom na korekciju snage prehranjivanih dizel motora. Po završetku analize rezultata

dobijenih eksperimentalnim putem data je analiza rezultata dobijenih matematičkom simulacijom. Posebno je razmatran uticaj pojedinih komponenata sistema za turboprehranjivanje.

U šestom poglavlju su izloženi zaključci do kojih se može doći na osnovu eksperimentalnog i teorijskog rada

U radu je korišćena terminologija koju su u radu /1/ izložili Kostin, Larionov i Mihajlov, a kao važniji mogu da se izdvoje sledeći termini:

Stacionaran režim - rad motora kada su efektivni pokazatelji motora konstante po vremenu. Pri tome se podrazumeva da zbog različitih uzroka dolazi do pojave neznatnih odstupanja parametara od njihove srednje vrednosti, ali tu vreme nije uticajni faktor.

Nestacionarni režim - rad motora pri kome je narušena ravnoteža između momenta motora i momenta potrošača.

Prelazni proces, prelazni režim - prelaz motora sa jednog na drugi stacionarni radni režim.

Dinamičke karakteristike su posledice skupa nestacionarnih radnih režima, a predstavljaju zavisnost efektivnih pokazatelja rada motora od vremena.

Relativna promena ciklusne količine goriva kod prelaznih procesa izazvanih promenom komande gasa definiše se kao:

$$\delta_T = \frac{(b_2 - b_1)}{b_N} \quad 1$$

gde indeksi 1, 2 i N označavaju početnu, krajnju i nominalnu ciklusnu dobavu goriva.

Relativna promena momenta otpora kod prelaznih režima izazvanih promenom momenta otpora definiše se kao:

$$\delta_M = \frac{(M_{O,2} - M_{O,1})}{M_{O,N}} \quad 2$$

gde indeks O označava otpor, a indeksi 1, 2 i N imaju isto značenje kao i kod izraza za δ_T .

1.2 O MOTORU

U ovom radu je pažnja skoncentrisana na dvanaestocilindrične motore dobro poznate familije 15/18. Teorijskom analizom su obuhvaćeni motori snage 735 kW, a laboratorijskim istraživanjem su obuhvaćeni motori snaga 570 do 882 kW. Motori su sa direktnim ubrizgavanjem goriva u cilindar, V-gradnje, sa četiri ventila po cilindru i po dva bregasta vratila za svaku stranu motora. Vazduh se hladi među- hladnjakom.

2 SPECIFIČNOSTI RADA DIZEL MOTORA U USLOVIMA EKSPLOATACIJE

2.1 REALNI USLOVI RADA DIZEL MOTORA

Eksploataciju dizel motora karakterišu česte i nagle promene radnih režima. Ovo je posebno izraženo kod motora građevinskih mašina, traktora i vozilskih motora, a takođe i kod lokomotivskih i brodskih motora. U ovom poglavlju su izloženi neki od rezultata objavljenih u radu /2/.

Ispitivanja su pokazala da u uslovima vožnje vozila u međugradskom saobraćaju u proseku dolazi od 1 do 2 promene stepena prenosa na 1 km puta, dok u uslovima gradskog saobraćaja broj promena stepena prenosa raste na 16. Pri svakoj promeni stepena prenosa javlja se čitav niz različitih radnih režima. Čak i u uslovima mirne vožnje po relativno ravnom putu i kada nema promene stepena prenosa regulator ne miruje i u zavisnosti od spoljnih uticaja podešava položaj zupčaste letve pumpe visokog pritiska.

Najviši srednji obrtni momenti i srednji brojevi obrtaja motora se javljaju u uslovima kretanja vozila na auto putevima, a najmanje opterećenje motora je u uslovima gustog gradskog saobraćaja.

Najniži srednji brojevi obrtaja motora javljaju se pri kretanju vozila po makadamu i van puteva. Ispitivanja rada kamionskih dizel motora u različitim radnim uslovima pokazala su da oko 50 do 80% vremena oni rade u oblasti spoljne brzinske karakteristike na 70 do 100% nominalnog broja obrtaja. Pri vožnji asfaltnim putevima broj promena stepena prenosa na 100 km ne prelazi 16, ali pri radu u npr. rudnicima sa dnevnim kopom penje se i do 200.

Izrazitom neravnomernošću radnih opterećenja karakteriše se i rad traktorskih dizel motora. Kod njih, u proseku, dolazi do promene stepena prenosa svakih 1,5 do 3,5 minuta, a kod nekih traktora se broj uključivanja za jedan sat penje i na 200. Pri tome se opterećenje traktora na poteznici stalno menja u srazmerno širokim granicama. Učestanost promene opterećenja pri oranju je u granicama 0 do 10 Hz, a stepen neravnomernosti opterećenja

$$\delta = \frac{(M_{max} - M_{min})}{M_{sr}} \quad 3$$

nalazi se u granicama od 0,12 do 0,35 i stalno se menja po oba parametra.

Kod drugih namena stepen neravnomernosti opterećenja kreće se u granicama od 0,1 do 0,85.

Najveće promene radnih režima dizel motora su kod građevinskih mašina. Tu su opterećenja krajnje neravnomerna i stalno se menjaju u veoma širokim granicama. Stepen neravnomernosti opterećenja osciluje od 0,1 do 1,64, a najčešće se kreće od 0,5 do 1,2. Frekvencija promene opterećenja je 0,1 do 10 Hz, a najčešće 0,2 do 3 Hz. Osim ovako izraženih neravnomernosti radnih režima, dizel motori građevinskih mašina rade i u veoma nepovoljnim opštim uslovima. Pod opterećenjem oni provedu 60 do 75% ukupnog vremena eksploatacije, a časovni broj uključivanja različitih agregata mašina, koji utiču na rad dizel motora, kreće se i do 1500.

Kod dizel motora namenjenih za manevarske lokomotive dominiraju prelazni režimi sa oko 42% od ukupnog radnog vremena, ali se zato javlja i 32% rada motora na praznom hodu, kao i 19% mirovanja lokomotive sa ugašenim motorom. Kod motora magistralnih lokomotiva nestacionarni režimi su zastupljeni sa 16,5%, nominalni režim sa 17%, a režim praznog hoda sa 42% što govori o relativno lakšim uslovima eksploatacije.

Kod brodskih dizel motora na najtežim radnim režimima su motori lučkih remorkera. Tu su veoma česte promene smerova obrtanja motora od "Pun napred", preko "Stop" do "Pun nazad". Tako je npr., kod 14 časovnog rada lučkog remorkera po jakom vetru zabeleženo u proseku po času 29 startovanja i 102 promene hoda.

2.2 OSNOVNI TIPOVI NESTACIONARNIH RADNIH REŽIMA DIZEL MOTORA

2.2.1 RADNI PROCES PRI STARTOVANJU DIZEL MOTORA

Izučavanje procesa startovanja veoma je interesantno iz sledećih razloga:

- neophodan je siguran start motora u svim uslovima eksploatacije
- zbog nepotpunog podmazivanja najveće habanje se javlja baš u fazi startovanja motora
- u fazi startovanja najbrže i najraznovrsnije se menjaju spoljni uticaji, pa je i izučavanje radnih procesa najkompleksnije i može da pruži najpotpuniju sliku o motoru.

Kao posebno interesantno, zbog prirode dizel procesa, javlja se startovanje motora na niskim spoljnim temperaturama.

2.2.1.1 Prvi radni ciklusi pri startovanju

Vreme startovanja motora se može podeliti u četiri perioda:

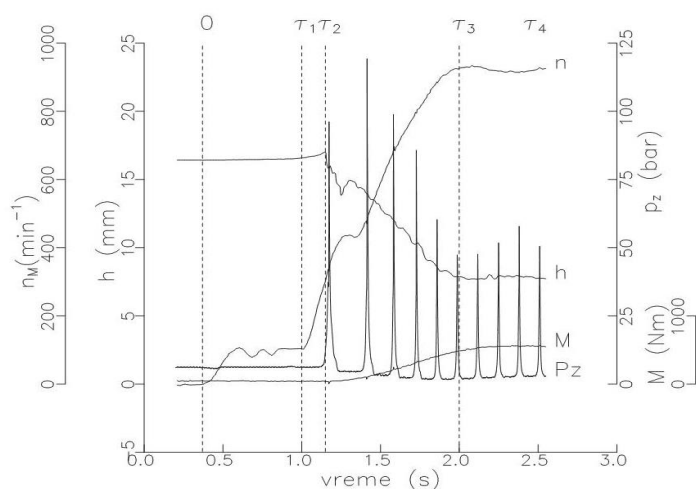
- τ_1 - period do pojave upaljenja goriva
- τ_2 - ubrzavanje motora startnom količinom goriva do trenutka kada u dejstvo stupa regulator
- τ_3 - ubrzavanje motora sopstvenim gorivom uz smanjenje ciklusne količine goriva do nivoa koji odgovara praznom hodu ili zadanom broju obrtaja
- τ_4 - zagrevanje motora uz relativno male promene broja obrtaja i parametara radnog procesa.

Ukupno vreme startovanja dobija se kao zbir sva četiri perioda:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4$$

4

- Dužina prve faze zavisi od načina startovanja (električni starter ili startovanje sabijenim vazduhom), stanja uljnog filma na tarućim površinama, temperature motora, parametara usisnog vazduha i ubrizganog goriva. Na slici br. 1 se vidi da je pri startovanju motor za približno 0,2 s dostigao startni broj obrtaja, a da se sledećih 0,45 s okretao bez uspešnog upaljenja goriva. Pri tome je prošao 0,7 obrtaja, odnosno 4 do 5 ubrizgavanja goriva.
- Drugu fazu karakteriše rad motora sa startnom količinom goriva koja, je veća od maksimalne ubrizgane količine goriva koja se javlja u kasnijoj eksploataciji zagrejanog motora. Taj period je veoma nepovoljan za normalno odvijanje radnog ciklusa, jer je broj obrtaja motora mali, zidovi prostora sagorevanja hladni, količina vazduha za sagorevanje goriva nedovoljna. Nizak broj obrtaja direktno utiče na razvlačenje procesa ubrizgavanja goriva, na niske pritiske ubrizgavanja, a igla brizgača u prvim ciklusima najčešće ne postiže maksimalni hod već skakuće po sedištu. Posledica je neregularno ubrizgavanje i sagorevanje uz povećanu emisiju dima.

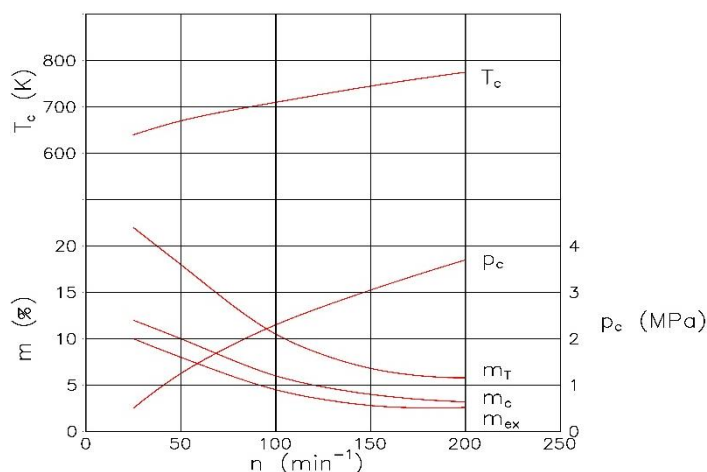


Slika br. 1 Rezultati ispitivanja hladnog starta motora 12ČN 15/18

h - hod zupčaste letve
 p_z - pritisak u cilindru
 n - broj obrtaja motora u vremenu
 M - moment motora

U ovoj fazi, pored navedenih problema, javlja se i problem povećanog prodivavanja u karter motora zbog niskih temperatura klipa i cilindarskih košuljica, odn. povećanih zazora. Gubitak radnog vazduha

je nešto veći u toku sabijanja nego u toku širenja, a zavisi i od broja obrtaja motora. Kao što se može videti na slici br. 2 sumarni gubici radnog vazduha pri 50 min^{-1} iznose oko 18%, dok pri 200 min^{-1} opadaju na 5%. Istovremeno sa povećanjem broja obrtaja rastu i pritisak i temperatura u cilindru na kraju sabijanja za 67 odn. 11% respektivno. Međutim, pomenute vrednosti su u velikoj meri zavisne od opšteg stanja klipno-cilindarske grupe i debljine uljnog filma na zidovima cilindra u fazi startovanja.



Slika br. 2 Uticaj broja obrtaja kolenastog vratila motora Č 15/18 na pokazatelje radnog procesa /2/

p_c - pritisak na kraju sabijanja
 T_c - temperatura na kraju sabijanja
 m_T - prodivavanje u karter
 m_c - prodivavanje u karter u toku sabijanja
 m_{ex} - prodivavanje u karter u toku širenja

Navedeni faktori negativno utiču na period kašnjenja upaljenja goriva u cilindru, a često i izostaje upaljenje ubrizganog goriva u prvim ciklusima.

Na slici br. 1 se na dijagramu hoda zupčaste letve pumpe visokog pritiska za vreme startovanja vidi da je druga faza procesa startovanja trajala veoma kratko, 0,15 s, odnosno 0,2 obrtaja motora.

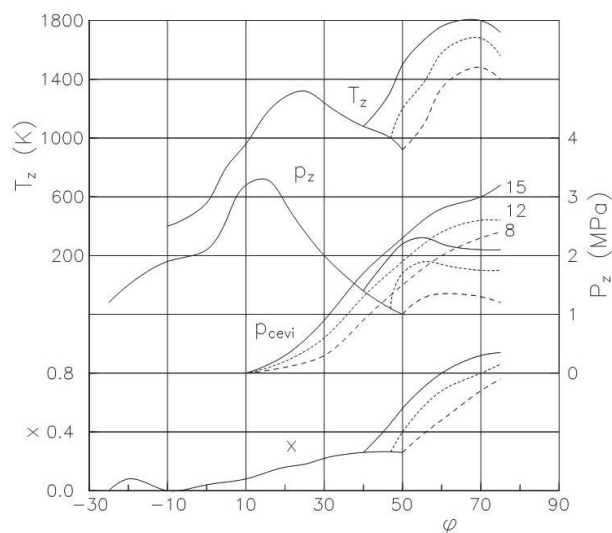
- Treća faza startovanja je prema uslovima rada znatno povoljnija od prethodne dve. To je u prvom redu posledica smanjenja ubrizgane ciklusne količine goriva i rada motora na višim brojevima obrtaja. Na slici br. 1 se vidi pomeranje zupčaste letve ka režimu praznog hoda, uz povećanje broja obrtaja motora. Iz registrovanog toka pritiska u cilindru motora se vidi da je u prvom ciklusu treće faze pritisak u cilindru niži i pored veće ciklusne količine goriva, nego u narednom. Ovo je posledica već navedenih faktora karakterističnih za drugu fazu. U trećem, četvrtom i petom ciklusu pritisak u cilindru opada kao posledica smanjenja ciklusne dobave goriva. Ova faza je trajala oko 0,85 s, ili približno 10,5 obrtaja motora.
- Četvrta faza, prema rezultatima prikazanim na slici br. 1, je otpočela približno 1,65 s od startovanja motora. Motor je dostigao zadati broj obrtaja, a zupčasta letva položaj koji odgovara tom režimu. Pošto se radi o hladnom motoru i niskom režimu opterećenja velika je neravnomernost radnih ciklusa, ali, zbog veličine motora, to ne utiče bitno na njegove izlazne karakteristike.

Ova faza je najduža i zavisno od temperature i mase fluida u sistemu za hlađenje motora može da traje minutima.

Kod velikih dizel motora najčešće pored startovanja električnim starterom postoji i alternativno startovanje komprimovanim vazduhom. Pri startovanju vazduhom startni vazduh se pušta u cilindar iza spoljne mrtve tačke. U zimskim uslovima to može da stvori određene probleme, jer ubačeni hladan vazduh rashlađuje radni vazduh u cilindru i otežava upaljenje ubrizganog goriva. Ako se pored temperature izduvnih gasova u trenutku otvaranja izduvnih ventila motora startovanih vazduhom i električnim starterom može se posle prvog ciklusa zapaziti razlika i do 300 K. Posle drugog i narednih ciklusa razlike se i povećavaju, pa ako se ne prekine sa dovodenjem startnog vazduha može da dođe i do gašenja motora.

Da bi se izbegli ti nedostaci početak upuštanja startnog vazduha se približava SMT. Ukoliko je taj trenutak pravilno izabran može se iskoristiti upušteni vazduh za naknadno sagorevanje nesagorelih čestica goriva. Tada temperature u cilindru pre otvaranja izduvnog ventila znatno rastu što pogodno deluje na sledeće radne cikluse. Ovaj efekat se javlja samo kod prvog radnog ciklusa. U narednom ciklusu, zbog naglog porasta broja obrtaja motora, startni vazduh dolazi u cilindar nešto kasnije, a i u manjoj količini pa se ne stvaraju povoljni uslovi za naknadno dogorevanje nesagorelih čestica goriva.

Na slici br.3 su prikazani indikatorski dijagrami prvog ciklusa pri startovanju motora 12ČN 18/20 vazduhom pri različitim pritiscima startnog vazduha.



Slika br. 3 Indikatorski dijagrami prvih radnih ciklusa pri startovanju motora 12ČN 18/20 sabijenim vazduhom /2/

T_z - trenutna temperatura u cilindru motora

p_z - trenutni pritisak u cilindru motora

p_{cevi} - trenutni pritisak u cevima za dovod startnog vazduha

x - koeficijent oslobađanja toplote

φ - ugao kolena kolenastog vratila

puna linija - pritisak u boci 15 MPa

tačkasta linija - pritisak u boci 12 MPa

isprekidana lin. - pritisak u boci 8 MPa

Na slici br. 3 vidi se da povećanje pritiska u bocama za startovanje motora olakšava startovanje motora. Pri tome se mora voditi računa i o bezbednosnim razlozima i o kompresoru i bocama za vazduh, pa se ni pritisak ne sme prekomerno povećavati.

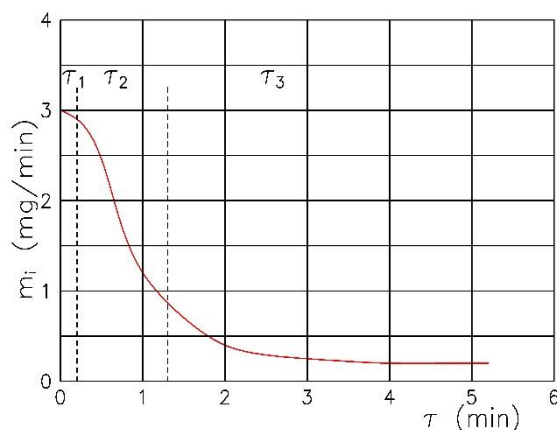
2.2.1.2 Startovanje motora pri niskim spoljnim temperaturama

Startovanje dizel motora pri ekstremno niskim spoljnim temperaturama je veoma delikatna operacija. Zbog niskih temperatura velika je viskoznost ulja što znatno povećava otpore kretanja klipne grupe. Niske temperature usisnog vazduha snižavaju i temperaturu i pritisak na kraju takta sabijanja, što uz povećano odvođenje toplote zidovima cilindra i povećani gubitak radne materije kroz zazor klipa često dovodi do izostanka upaljenja. Pored toga i akumulatorske baterije su sa smanjenim kapacitetom i teško postižu broj obrtaja potreban za sigurno upaljenje. Mere koje se preduzimaju u cilju olakšavanja starta su veoma raznovrsne, počev od primene povećane startne količine goriva ili dodavanja nekog "pilot" goriva, pa sve do primene spoljašnjih sistema za predgrevanje motora.

Na slici br.4 se vidi karakter istrošenja pri startovanju na niskim temperaturama. Posebno su problematične prve dve faze hladnog starta motora

- τ_1 - početni period startovanja kada na tarućim površinama nema uljnog filma i
 τ_2 - period brzog smanjenja habanja zbog nailaska ulja na taruće površine.

Tada su i u slučajevima primene dopunske, startne, pumpe za ulje uslovi podmazivanja otežani, pa su i habanja najveća.



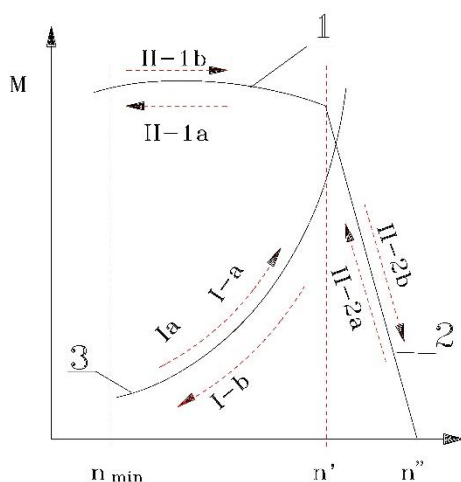
Slika br. 4 Promena intenziteta istrošenja pri startovanju motora 12Č 15/18

Tek u trećoj fazi, τ_3 - zagrevanje motora, stabilizacija zazora i procesa podmazivanja, se situacija u motoru dovodi u red i istrošenja padaju u tolerantne granice. Pošto jedan start na niskim temperaturama po istrošenjima odgovara radu od osam do deset radnih sati opterećenog motora i pošto i do 80% istrošenja otpada baš na prve dve faze veoma je važno izučavanje uslova rada motora pri tim izrazito nestacionarnim režimima. Ovim istraživanjima su se bavili mnogi autori, a rezultati ispitivanja motora iz familije 15/18 mogu se naći izvorno u radu /3/ ili kao izvod u radu /2/.

Sve analize govore da se vreme startovanja i zagrevanja treba maksimalno skratiti, a odluka o tome da li zagrevanje vršiti pod visokim opterećenjem motora ili ne, može se doneti samo posle detaljnih ispitivanja svake familije motora posebno.

2.2.2 PRELAZNI PROCESI

Iz mnoštva prelaznih procesa mogu se izdvojiti dve osnovne vrste:



- prelazni procesi izazvani promenom ubrizgane ciklusne količine goriva zbog pomeranja komandne poluge regulatora
- prelazni procesi izazvani promenom momenta otpora pri nepromenjenom položaju komandne poluge regulatora.

Slika br. 5 Vrste prelaznih procesa

- 1 - brzinska karakteristika
 2 - regulatorska karakteristika
 3 - potrebe potrošača

Kod prve vrste prelaznih procesa, povećavanje ciklusne količine goriva dovodi do porasta broja obrtaja i porasta momenta otpora (v. krivu Ia na sl.5). Smanjenje ciklusne količine goriva dovodi do smanjenja broja obrtaja i do smanjenja momenta otpora (v. krivu Ib na sl.5).

Kod druge vrste prelaznih procesa se radi o režimima rada motora na spoljnoj brzinskoj karakteristici i rada motora na regulatorskoj karakteristici. U prvom slučaju dolazi do velike promene broja obrtaja pri malim promenama momenta (sl.5 krive II-1a i II-1b), a u drugom slučaju dolazi do velikih promena momenta pri malim promenama broja obrtaja (sl.5 krive II-2a i II-2b).

2.2.2.1 Proces ubrzavanja motora

Ubrzavanje motora može da bude posledica bilo smanjenja spoljašnjeg opterećenja pri radu motora na spoljnoj brzinskoj karakteristici (sl.5 kriva II-1b), bilo povećavanja ciklusne količine goriva (sl. 5 kriva Ia).

U prvom slučaju na ponašanje motora odlučujući uticaj imaju karakteristike sistema za ubrizgavanje goriva. Pošto se radi o relativno malim promenama ubrizgane ciklusne količine goriva, ovaj način ubrzavanja motora malo utiče na regularnost odvijanja radnog procesa.

U drugom slučaju radi se o komandi vozača kojom deluje na regulator PVP i izaziva povećanje ubrizgane ciklusne količine goriva u kratkom vremenskom periodu. Pri tome spoljašnje opterećenje motora može da ima proizvoljan karakter, zavisno od potrošača. Ovakve promene dovode do bitnog narušavanja regularnosti odvijanja procesa, veoma su česte u eksploataciji i u velikoj meri utiču na ekonomičnost motora. Sam proces ubrzavanja se može podeliti na tri jasno izražene faze:

- period promene ubrizgane ciklusne količine goriva,
- period nagle promene parametara radnog procesa koji traje sve do dostizanja željenog režima broja obrtaja i
- period lagane, postepene promene ostalih motorskih parametara koji traje sve do dostizanja veličina koje odgovaraju veličinama parametara stacionarnog stanja motora na postignutom željenom radnom režimu.

Veoma često se pri razmatranju prelaznih režima u obzir uzimaju samo prve dve faze, jer su u trećoj fazi promene male i nebitne za ponašanje vozila ili agregata gonjenog motorom. O tome govori i činjenica da prva faza traje najčešće ispod jedne sekunde, druga faza od nekoliko sekundi pa do minuta (zavisno od momenta inercije motora i potrošača, promene momenta otpora, karakteristika sistema za ubrizgavanje i snabdevanje motora vazduhom itd.), a treća faza od 4-6 minuta kod vozilskih motora pa do 20-30 minuta kod velikih agregatskih motora. Dužinu treće faze definiše brzina zagrevanja motora.

2.2.2.2 Povećanje opterećenja motora sa sverežimskim regulatorom pri radu na regulatorskoj karakteristici

Za rad motora na ovim režima karakteristično je da se javlja povećanje momenta otpora uz istovremeno povećanje ciklusne količine goriva (sl.5 kriva II-2a). Pri znatnom povećanju opterećenja motora ovde dolazi do relativno malog pada broja obrtaja motora. Veličina pada broja obrtaja motora definisana je karakteristikom sverežimskog regulatora.

Kao i pri ubrzavanju motora i u ovom slučaju se mogu jasno izdvojiti tri faze prelaznog procesa:

- povećanje opterećenja motora i brz odziv regulatora. Zbog naglog porasta opterećenja dolazi do velikog usporjenja kolenastog vratila motora što se direktno prenosi na pumpu visokog pritiska i regulator. Trajanje ove faze je u direktnoj zavisnosti od karakteristike promene opterećenja, a zavisno od konstrukcije regulatora dolazi do manjeg ili većeg kašnjenja reakcije. Kod savremenih konstrukcija regulatora reakcija se javlja već posle nekoliko ciklusa.

- brza i intenzivna promena karakteristika radnog procesa. Zbog povećanja ubrizgane ciklusne količine goriva i zbog kašnjenja odziva turbokompresora dolazi do znatnog smanjenja koeficijenta viška vazduha koji je manji i za 35% od vrednosti pri stacionarnim režimima. Ovo izaziva bitno narušavanje regularnosti ciklusa, povećanje emisije dima i povećanje temperatura na izlasku iz motora. Povećana količina goriva i u lošim uslovima sagorevanja obezbeđuje da se u par sekundi dostigne broj obrtaja blizak novom stacionarnom režimu, ali je za postizanje novog stacionarnog stanja turbokompresora potrebno skoro dvostruko vreme. U slučaju kada je regulator opremljen i uređajem za korekciju ubrizgane količine goriva u zavisnosti od pritiska vazduha na ulasku u motor, tzv. LDA-korektorom¹, trajanje prelaznog režima se unekoliko produžava, ali se pri tome izbegavaju negativne posledice niskih vrednosti koeficijenta viška vazduha.
- polagana promena ostalih motorskih parametara uz neznatne promene brzinskog režima sve do dostizanja stacionarnog stanja. Ovo je ujedno i najduža faza, ali se iz istih razloga kao i u 2.2.2.1 najčešće zanemaruje.

2.2.2.3 Smanjenje opterećenja motora sa sverežimskim regulatorom pri radu na regulatorskoj karakteristici

Za rad motora na ovim režimima karakteristično je da je smanjenje momenta otpora praćeno istovremenim smanjenjem ciklusne količine goriva (sl.5 kriva II-2b). Znatno smanjenje opterećenja izaziva relativno malo povećanje broja obrtaja motora, a ono zavisi od primenjenog regulatora. I ovde je moguće prelaznu pojavu podeliti na tri perioda:

- smanjenje opterećenja motora i brz odziv regulatora uz smanjenje ciklusne količine goriva. Trajanje ovog perioda zavisi od karaktera promene opterećenja motora i od konstrukcije regulatora, ali se i ovde završava već posle nekoliko narednih ciklusa.
- period naglih promena motorskih karakteristika. Ovde dolazi do bitnog narušavanja regularnosti radnog procesa. Zbog brzog povećanja broja obrtaja i kašnjenja odziva turbokompresora dolazi do kratkovremenog, ali značajnog smanjenja stepena punjenja motora vazduhom (do 4%). Istovremeno, zbog brzog dejstva regulatora dolazi i do smanjenja ciklusne količine goriva. Koeficijent viška vazduha u ovom periodu zavisi od međusobnog odnosa ovih dveju pojava, ali, načelno, raste za dvadesetak procenata, u odnosu na odgovarajući stacionarni režim, kao i maksimalni pritisak u cilindru. Takođe, srednji indikatorski pritisak raste u odnosu na odgovarajuće stacionarne režime, ali ekonomičnost i ovde, kao i pri povećanju opterećenja motora, opada.
- period polagane promene motorskih parametara do postizanja novog stacionarnog stanja. Za ovu fazu važi isto što i za treće faze u poglavljima 2.2.2.1. i 2.2.2.2.

2.2.2.4 Kombinovani prelazni proces

Kombinovani prelazni procesi nastaju povezivanjem osnovnih prelaznih procesa. Mogu se podeliti u dve grupe:

- povećanje opterećenja motora i
- smanjenje opterećenja motora.

¹ Ladedruckabhaengeriger Vollastanschlag - korektor maksimalne količine goriva u zavisnosti od pritiska prehranjivanja (nemački)

Kombinovani prelazni proces povećanja opterećenja

Kombinovani prelazni proces povećanja opterećenja motora predstavlja skup dva procesa:

- povećanja opterećenja motora po regulatorskoj karakteristici (proces II-2a na slici br.5) i
- kočenje motora po spoljnoj brzinskoj karakteristici (sl.5 proces II-1a).

Ovaj se prelazni proces često susreće u eksploataciji traktora, građevinskih mašina i sl., a karakter odvijanja procesa zavisi od vrste primenjenog regulatora. U slučaju primene svrežimskog regulatora proces se prvo odvija po jednoj od regulatorskih karakteristika, a zatim izlazi na spoljnu brzinsku karakteristiku. Kombinovani prelazni proces se razlikuje od procesa izloženog u tački 2.2.2.2. po veličini područja promene broja obrtaja motora, usporenja kolenastog vratila i po dijapazonu promene ciklusne količine goriva. Ovo uzrokuje i znatne razlike u odvijanju radnih procesa. U početku kombinovanog prelaznog procesa, za vreme rada motora na regulatorskoj karakteristici, dolazi do naglog povećanja momenta motora pri maloj promeni broja obrtaja. Kada motor dostigne opterećenje na spoljnoj brzinskoj karakteristici menja se situacija i sada za relativno male promene obrtnog momenta dolazi do velikih promena broja obrtaja motora. U početku prve faze motor radi sa visokim koeficijentom viška vazduha, što se naglo menja sa povećanjem ciklusne količine goriva u toku prve faze. Međutim, istovremeno dolazi i do povećanja broja obrtaja turbokompresora tako da turbo motor započinje drugu fazu u mnogo povoljnijim uslovima od usisnog motora. Dodavanje goriva u drugoj fazi dovodi do daljeg porasta broja obrtaja turbokompresora, tako da se može reći da turbo motori rade sa mnogo manjim padom koeficijenta viška vazduha od usisnih motora. Intenziviranje promene opterećenja turbo motora dovodi do skraćivanja trajanja prelazne pojave.

I pri ovakvim prelaznim režimima dolazi do znatne degradacije efektivnih pokazatelja motora, a stepen degradacije u velikoj meri zavisi od usklađenosti rada motora i turbokompresora.

Kombinovani prelazni proces smanjenja opterećenja motora

Kombinovani prelazni proces smanjenja opterećenja motora predstavlja skup dva procesa:

- smanjenje momenta otpora po spoljnoj brzinskoj karakteristici,
- rasterećenje motora po nekoj od parcijalnih ili po maksimalnoj regulatorskoj karakteristici.

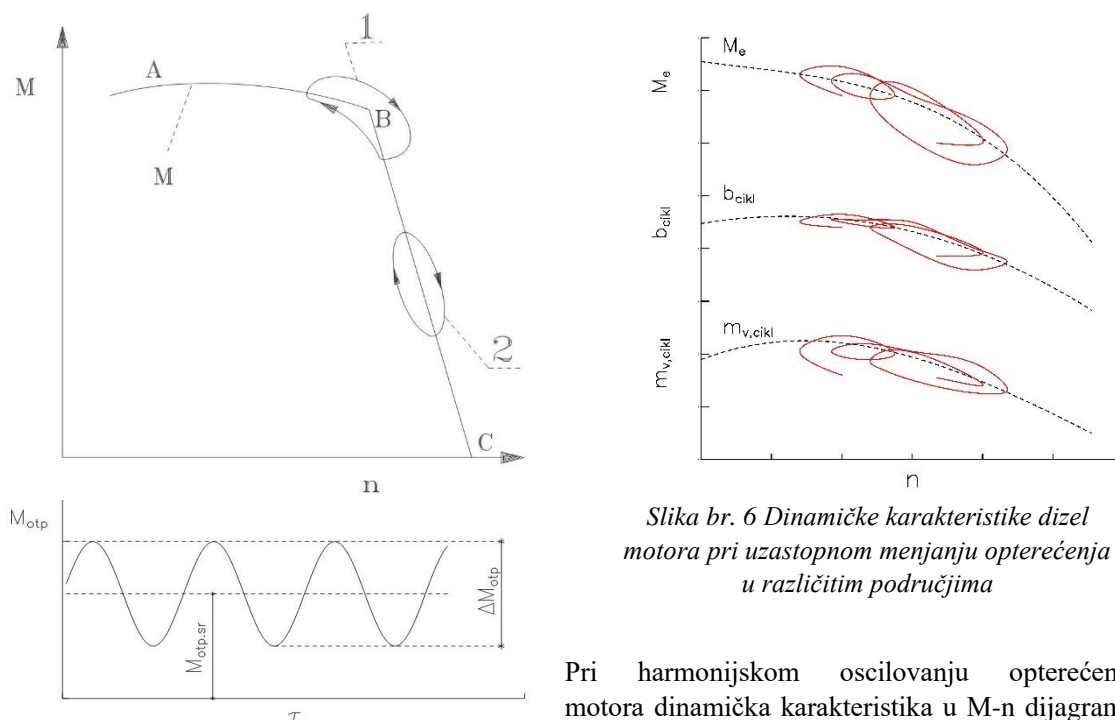
U prvoj fazi malu promenu momenta otpora prati velika promena broja obrtaja motora, a u drugoj fazi se za malu promenu broja obrtaja ostvaruje veliki pad momenta otpora. Pri padu opterećenja motora uslovi za sagorevanje su znatno povoljniji nego u slučaju porasta opterećenja. Odlučujući faktor za pravilnost radnog procesa je usklađenost motora i turbokompresora.

2.2.2.5 Eksploatacioni kompleksi prelaznih procesa

U stvarnim uslovima eksploatacije vozilski motori uglavnom rade sa promenljivim opterećenjima, a ranije pomenuti prelazni režimi se stalno smenjuju i najčešće ne uspevaju da se u potpunosti završe. Što je učestalija promena radnih režima to motor duže radi u početnoj fazi prelaznih procesa, koje karakteriše znatna degradacija pogonskih i karakteristika ekonomičnosti, pa je i motor izložen većim prosečnim opterećenjima i radu pod neregularnim uslovima. Ovo u znatnoj meri utiče na pouzdanost i vek trajanja motora.

Rad traktorskih motora uoubičajenim uslovima eksploatacije odlikuje se režimima koji su posledica oscilovanja momenta otpora, a često dostižu i vrednost $M_{e_{max}}$. Oscilovanje se vrši frekvencijom od 0,5 Hz, pa pod tim uslovima proizilazi da se sav rad traktorskih motora sastoji od niza nesvršenih prelaznih režima.

Kao primer može da posluži slika br.6.



Slika br. 6 Dinamičke karakteristike dizel motora pri uzastopnom menjanju opterećenja u različitim područjima

Slika br. 7 Dinamičke karakteristike dizel motora pri cikličnoj promeni opterećenja

Pri harmonijskom oscilovanju opterećenja motora dinamička karakteristika u M-n dijagramu ima oblik ovalnih krivih. U prvom slučaju je maksimalni moment otpora veći od onog koji odgovara prelasku na regulatorsku krivu (kriva 1)

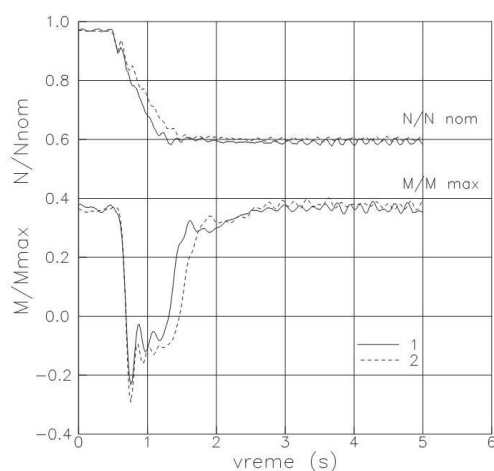
pa se radi o paru kombinovanih prelaznih režima opterećenja i rasterećenja. U drugom slučaju imamo par režima opterećenja i rasterećenja u oblasti regulatorske karakteristike. Na slici br.7 se vidi da se težište ciklusa nalazi izvan optimalne krive koja odgovara stacionarnim režimima. Veličina odstupanja parametara radnog procesa od optimalnih vrednosti zavisi od intenziteta i dijapazona promene opterećenja i karakteristika usisno-izduvnog sistema motora.

2.2.2.6 Kočenje vozila motorom

Poseban slučaj u uslovima eksploatacije dizel motora su situacije kada vozač želi da uspori vozilo. Kod motora sa dvorežimskim regulatorom pomeranje komande gasa izaziva sinhrono pomeranje zupčaste letve pumpe visokog pritiska. Nasuprot tome, kod motora sa svorežimskim regulatorom pomeranjem komande gasa se zadaje željeni broj obrtaja motora, a regulator sam pomera zupčastu letvu pumpe visokog pritiska u potreban položaj. Otpuštanje komande gasa svorežimski regulator shvata kao želju za smanjenjem broja obrtaja motora i pomera zupčastu letvu u smeru smanjenja ubrizgane ciklusne količine goriva. Kao primer mogu da posluže dijagrami prikazani na slikama br. 8 i 9. Dijagrami su snimljeni na motoru 12ČN 15/18 u okviru ispitivanja izloženih u poglavlju 5.1 i odgovaraju promeni broja obrtaja motora sa $n=0,975 n_{nom}$ na $n=0,6 n_{nom}$ pri zadanom konstantnom obrtnom momentu kočnice.

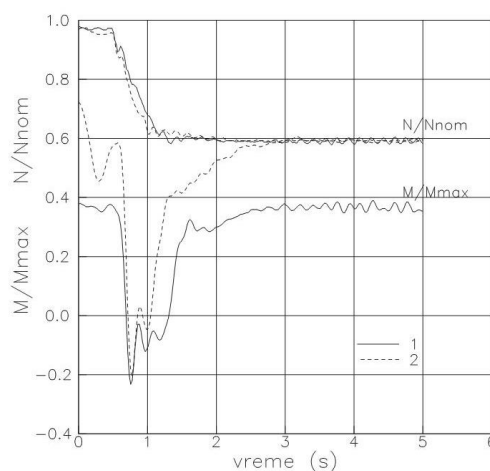
U početku prelaznog procesa, zbog velike promene vrednosti željenog broja obrtaja dolazi do intenzivnog smanjenja ubrizgane ciklusne količine goriva do nivoa praznog hoda motora. Zbog inercije vozila i neprekinutog toka snage, motor gubi ugaonu brzinu znatno sporije nego što to ubrizgana ciklusna količina goriva diktira i motor postaje kočnica vozila apsorbujući potrebnu energiju iz kinetičke energije vozila. Vozilo i motor se usporavaju. Na dijagramima se vidi da se maksimalni moment kočenja postiže već 0,25 s posle početka prelaznog procesa. Za to vreme regulator je

registrovao isuviše nisku ciklusnu količinu goriva u odnosu na željeni broj obrtaja motora i pomerio zupčastu letvu u smeru veće dobave goriva što se odrazilo na promenu momenta i smanjenje gradijenta promene brzine motora i vozila. Zbog inercije regulator je dodao i veću količinu goriva nego što zahteva trenutni broj obrtaja motora, pa je došlo do malog ubrzavanja motora i vozila. U međuvremenu, regulator je ponovo registrovao nepravilnost i smanjio dobavu goriva. Proces se zatim ponavlja sa sve manjim amplitudama do postizanja stacionarnog režima, tako da su u drugom delu oscilacije praktično neprimetne. Nepravilnost na kraju prelaznog procesa je posledica rada sa hidrauličnim kočnicama, tj. inercije dotoka vode u kočnicu i promene broja obrtaja kočnice. Naime, tu je kočnica počela da smanjuje nivo vode što je dovelo do rasterećenja kočnice i ubrzavanja vozila, pa i do poremećaja sistema.



Slika br. 9 Kočenje vozila motorom 12ČN 15/18

- 1- Drugi stepen prenosa
- 2- Treći stepen prenosa



Slika br. 8 Kočenje vozila motorom 12ČN 15/18

- 1- Viši stepen opterećenja
- 2- Niži stepen opterećenja

Na slici br. 8 je prikazan uticaj stepena prenosa prenosnika snage na prelazni režim kočenja pri istom nivou početnog i krajnjeg opterećenja motora. Na dijagramu momenta opterećenja pogonskog vratila na ulasku u prenosnik snage se vidi da je u trećem stepenu prenosa ostvaren veći pad momenta nego u drugom stepenu prenosa. Uzrok je u 40% većem momentu inercije pogonskog lanca u trećem nego u drugom stepenu prenosa. Iz istog razloga je i sam prelazni režim duže trajao.

Interesantno je da sa povećanjem nivoa prethodnog opterećenja motora dolazi do brže stabilizacije režima i smanjenja broja oscilacija unutar prelazne pojave, kao što se to vidi na slici br. 9. Uzrok je u tome što regulator pri povećanju ciklusne dobave goriva manje puta pređe nivo dobave potreban za novi stacionarni režim. Može se reći da povećanje nivoa opterećenja deluje kao element prigušenja sistema.

Iz navedenih primera se može videti uticaj kočenja vozila motorom na elemente pogonskog sistema. Veliki pad obrtnog momenta motora na početku režima kočenja izaziva jak udar na elemente sistema za prenos snage. Udari traju veoma kratko, pa su, zbog velike promene momenta, za elemente prenosnika snage opasniji od bilo kog ubrzavanja vozila. Zato i o ovome treba voditi računa pri konstrukciji vozila.

2.3 OSNOVNI POTENCIJALI ZA POBOLJŠAVANJE KARAKTERISTIKA DIZEL MOTORA PRI RADU NA NESTACIONARNIM REŽIMIMA

2.3.1 USISNO - IZDUVNI SISTEM MOTORA

Kod prelaznih procesa dolazi do vidljive promene uslova strujanja u usisno izduvnom sistemu motora. Zbog inercije vazdušnog punjenja u usisnom kolektoru narušava se strujna slika i javlja se povećana neravnomernost raspodele vazduha po cilindrima. Kod turbo prehranjivanih motora situacija je još nepovoljnija, jer rotor turbokompresora, zbog svoje inercije, predstavlja dopunski otpor strujanju vazduha. Ovakva, poremećena strujna slika utiče i na pojavu dopunskog impulsnog strujanja u usisnom kolektoru što uzrokuje promenu polja pritiska, a time i promenu strujanja kroz usisne kanale. Zbog promene broja obrtaja motora dolazi i do promene „vreme-preseka“ usisnih i izduvnih ventila. Da se ne radi o malim promenama govore podaci o motoru 6ČN 15/18 /4/ gde je pri opterećivanju od nule do maksimalnog momenta po regulatorskoj karakteristici dobijena promena i do 8% u odnosu na odgovarajući stacionarni režim.

Inercija vazdušnog stuba u usisnom cevovodu može da dovede do smanjenja dobave vazduha cilindrima i za više od 10%, a pulzacije u usisnom cevovodu mogu da povećaju neravnomernost punjenja pojedinih cilindara i za 1,5 do 2 puta /2/.

Vreme prelaza sa jednog režima na drugi moguće je skratiti smanjenjem momenta inercije rotora turbokompresora, ali mnogo veći efekat se postiže pravilnim izborom kućišta turbine turbokompresora. Kao ilustracija mogu da posluže rezultati ispitivanja motora 6ČN 15/18 /2/.

U tabeli br.1 prikazane su sve ispitivane kombinacije, pri promeni momenta motora od 0 do $M_{e\max}$. U osnovnoj varijanti turbokompresor dostiže broj obrtaja koji odgovara stacionarnom režimu za 6,7 s, a u početnoj fazi prelaznog režima koeficijent viška vazduha pada na 1,5. Smanjivanjem momenta inercije rotora turbokompresora na polovinu dobija se skraćanje vremena od 30%, ali pri tome minimalna vrednost koeficijenta viška vazduha samo neznatno poraste.

Smanjenjem protočnog preseka turbine za 14% uz zadržavanje početnog momenta inercije rotora turbokompresora dobijeno je skraćanje vremena od približno 10%, ali je zato postignuto povećanje minimalne vrednosti koeficijenta viška vazduha za 15 %. Najbolji rezultati su dobijeni smanjenjem protočnog preseka turbine uz istovremeno smanjenje momenta inercije rotora turbokompresora.

Tabela br. 1

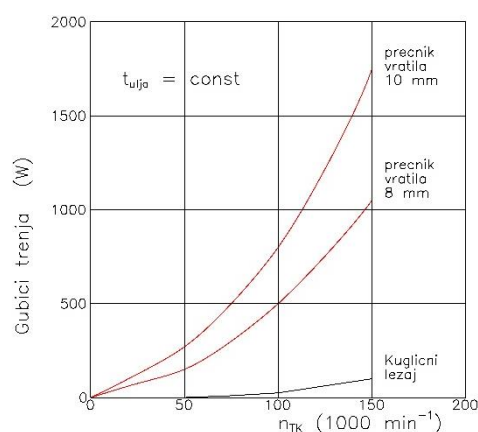
Parametar	J_1	$J_1 = 0,57 J_1$	J_1	$J_1 = 0,57 J_1$
	$f_T = 28 \text{ cm}^2$	$f_T = 28 \text{ cm}^2$	$f_T = 24 \text{ cm}^2$	$f_T = 24 \text{ cm}^2$
$t \text{ [s]}$	6,68	4,71	6,1	2,9
α_{\min}	1,5	1,55	1,72	1,74

Vreme postizanja novog stacionarnog režima rotora turbokompresora skraćeno je za 230%, a minimalna vrednost koeficijenta viška vazduha povećana je za 17%. Ovo pokazuje od kolikog je značaja izbor turbokompresora.

Brži odziv turbokompresora može se ostvariti i primenom keramičkih materijala za izradu rotora turbokompresora, ali se tada javlja opasnost od loma lopatica zbog bilo kakvog udarca. Pored cene to je jedan od bitnih faktora zbog čega keramički turbokompresori nisu još uvek našli široku primenu u motornoj industriji /5/.

Kao posebna mogućnost za ostvarenje bržeg odziva turbokompresora javlja se primena impulsnog prehranjivanja, što se obilato koristi kod vozilskih motora. Pri tome se svesno ide na gubitak ekonomičnosti /5/.

Kao jedan od potencijala za poboljšavanje rada turbokompresora javlja se i smanjenje otpora u ležajevima rotora turbokompresora. U tom cilju moguće je smanjivanje prečnika vratila i uvođenje kotrljajnih ležajeva. Prečnik vratila turbokompresora se određuje tako da bude minimalan, a da pri



Slika br. 10 Uticaj raznih konstrukcijskih parametara na gubitke u ležajevima rotora turbokompresora

motora neće doći do vidljivog poboljšanja ubrzanja vozila.

Jedno od mogućih rešenja za poboljšavanje dinamičnosti vozila je primena tzv. "by pass" ventila na turbokompresorima. Danas se ta rešenja primenjuju na manjim vozilskim motorima. Suština je u tome da se kod turbokompresora usvaja turbina sa malim protočnim presekom tako da se visoko prehranjivanje postiže već na nižim brojevima obrtaja i nižim opterećenjima, a zatim se na višim režimima ispušta deo izduvnih gasova ispred turbine kako bi se održao pritisak prehranjivanja na postignutom nivou. Kao alternativa, kod dizel motora, može da se primeni i ispuštanje vazduha na izlasku iz kompresora. Ovo pojednostavljuje konstrukciju "by pass" ventila zbog manjeg toplotnog opterećenja delova ventila. Međutim, u oba ova slučaja se mora računati sa smanjenjem ekonomičnosti motora na višim režimima i sa povećanjem opterećenja motorskih delova na niskim režimima.

Poboljšanje prelaznih režima moguće je ostvariti i primenom većih usisnih kolektora sa dovođenjem vazduha u sredinu kolektora. Na taj način se smanjuju amplitude oscilovanja vazdušnog punjenja u kolektoru i postiže ravnomerniji raspored po cilindrima

Rad motora na prelaznim režimima može se poboljšati, a vreme prelazne pojave znatno skratiti i primenom nekih nekonvencionalnih postupaka.

Jedan od takvih je dodavanje komore za sagorevanje koja na prelaznim režimima daje dopunsku energiju za pogon turbine turbokompresora čime je omogućeno veoma brzo dostizanje potrebnog radnog režima. Ovo rešenje je nešto modifikovano i primenjeno npr. na motorima UNI DIESEL (od 1989. godine SACM DIESEL) pod imenom Hyperbar /6/ ili Mercedes Benz /5/.

tome treća kritična brzina bude iznad maksimalnog broja obrtaja turbokompresora za najmanje 25% /5/. Najčešće je veći od onoga koji bi bio potreban sa aspekta mehaničke izdržljivosti materijala. Pošto se proizvođači savremenih turbokompresora nalaze veoma blizu tih minimalnih vrednosti neka veća poboljšanja se tu ne mogu očekivati. Uvođenje kotrljajnih ležajeva znatno više obećava. Može se očekivati da će proizvođači turbokompresora, gonjeni konkurencijom, uskoro ta rešenja iz laboratorija preneti u serijsku proizvodnju. Na taj način će se povećati stepen iskorišćenja turbokompresora što će pogodovati povećanju pritiska prehranjivanja i ekonomičnosti celog motora. Uticaj primene kotrljajnih ležajeva na veličinu gubitaka trenja može se videti na slici br.10. Analize, ipak, govore da i pored poboljšanja karakteristika

Kao alternativa postoji mogućnost dodavanja određene porcije sabijenog vazduha kompresoru ili direktno u cilindar motora. Na taj način se izbegava preterano obogaćivanje smeše u prvoj fazi prelaznog procesa, ali se postavlja zahtev za obezbeđivanje dopunskog vazduha što komplikuje konstrukciju pogonskog agregata. Osim toga, dodavanje hladnog vazduha može da stvori i izvesne probleme pri sagorevanju goriva zbog pothlađenja vazduha za sagorevanje, što su pokazali i eksperimentalni rezultati /2/.

Dobri rezultati mogu se dobiti primenom turbine sa kućištem promenljivog protočnog preseka /5/. Kao ilustracija mogu da posluže rezultati ispitivanja motora 6ČN 15/18 (CNIDI) sa regulisanim turbokompresorom /2/. Tu je korekcijom površine protočnog preseka turbine uz istovremenu korekciju ubrizgavanja u zavisnosti od opterećenja ostvareno da se u toku celog prelaznog režima koeficijent viška vazduha nalazio u granicama 1,8 do 2,3. Pri tome se protočni presek turbinskog kućišta menjao do 40%. Ispitivanja su sprovedena sa različitim vremenima opterećivanja (od 0,8 do 8 s), a pokazalo se da se stacionarno stanje brže postiže bržom promenom opterećenja motora. Primenom ovog turbokompresora trajanje prelazne pojave je bilo skraćeno i do 30%. Uvođenje elektronske regulacije turbokompresora pruža velike mogućnosti za poboljšavanje rada motora na prelaznim režimima i na skraćivanje njihovog trajanja.

Pored ovih, kao potencijalna rešenja za poboljšavanje prelaznih režima turboprehranjivanih dizel motora javljaju se ubrizgavanje vode specijalnim mlaznicama u izduvni kolektor ili upuštanje vodene pare u kućište turbine u cilju dodavanja dopunske energije za ubrzavanje rotora turbokompresora. Oba postupka su efikasna, ali nisu povoljni za vozilske motore.

2.3.2 SISTEM ZA UBRIZGAVANJE GORIVA

Promenljive režime prati niz neregularnosti procesa ubrizgavanja goriva. Velike su razlike u kvalitetu, početku i trajanju ubrizgavanja i to ne samo u zavisnosti od nivoa opterećenja, već se razlike javljaju i od cilindra do cilindra na istom nivou opterećenja. Različiti su maksimalni i zaostali pritisci ubrizgavanja, javlja se nestabilnost odizanja igle brizgača, a u cevovodu niskog pritiska moguće su i pojave parnih mehurića itd.

Prelazni proces prati skokovita promena zaostalog pritiska u cevovodu visokog pritiska. Pošto je taj pritisak ujedno i početni pritisak za naredni ciklus sa njegovim povećanjem moguće su i pojave nekontrolisanog početka ubrizgavanja, nedovoljno brzog prekida po završetku ubrizgavanja, pojava naknadnog ubrizgavanja kao i intenzifikacija ubrizgavanja u njegovoj početnoj fazi. Pri smanjenju zaostalog pritiska u cevovodu visokog pritiska pojave se dešavaju u suprotnom smeru. Optimizacija parametara sistema podrazumeva, pored ostalog i obezbeđivanje uslova za kontrolisan početak i završetak ubrizgavanja goriva. Pri promeni broja obrtaja i nivoa opterećenja potrebne vrednosti zaostalog pritiska se menjaju. Znatno poboljšanje kvaliteta prelaznog režima u smislu smanjenja potrošnje goriva i toksičnosti može se ostvariti regulacijom veličine zaostalog pritiska. Tako je npr. kod motora 6ČN 15/18, pri istim ostalim uslovima, regulacijom zaostalog pritiska u zavisnosti od pritiska prehranjivanja ostvareno smanjenje potrošnje goriva za 3,5% /2/.

Pri startovanju ili naglom ubrzavanju motora na niskim temperaturama moguće je da dođe do nesklada u radu pumpi niskog i visokog pritiska zbog povećane viskoznosti goriva. Zbog nemogućnosti pumpe niskog pritiska da obezbedi dovoljno goriva pumpi visokog pritiska u cevovodu niskog pritiska dolazi do pojave parnih mehurića što za posledicu ima smanjenje ciklusne količine goriva i za 20 do 40%. Osim toga, menjaju se i ugao predubrizgavanja, kvalitet raspršivanja goriva i kvalitet ostvarenja gorive smeše što se ogleda u povećanju toplotnog opterećenja motora i pogoršanju njegovih efektivnih pokazatelja. Isto se može desiti i u slučaju primene benzina kao goriva kod višegorivih dizel motora na povišenim spoljnim temperaturama.

Kao jedna od specifičnosti startovanja motora u početnoj fazi prelaznih režima, kada se zbog otežanih uslova proces sagorevanja pomera u takt ekspanzije, zbog smanjenja pritiska u cilindru za vreme trajanja ubrizgavanja, dolazi do povećanja ubrizgane ciklusne količine goriva i za 5 do 8% u odnosu na stacionarne režime /2/.

2.3.3 REGULATOR PUMPE VISOKOG PRITISKA

Regulator služi za usklađivanje rada pumpe visokog pritiska sa potrebama i mogućnostima motora.

Analizom uticaja regulatora došlo se do zaključka da skraćenje odziva regulatora na polovinu dovodi do neznatnog skraćenja trajanja prelaznog režima, ali izaziva dopunsko smanjenje koeficijenta viška vazduha. Zato je i uticaj regulatora na ekonomičnost rada motora na promenljivim režimima veliki.

Brzina odziva regulatora određuje se vremenom od početka porasta opterećenja do završetka pomeranja zupčaste letve PVP. To se vreme može podeliti na:

- vreme kašnjenja početka pomeranja zupčaste letve i
- vreme pomeranja zupčaste letve u novi položaj.

Ponašanje mehaničkih svrežimskih regulatora uslovljeno je intenzitetom promene opterećenja, ali i brzinskim režimom motora. Na nižim brojevima obrtaja je veće vreme odziva regulatora, što može da dovede do neregularnosti u radu gonjene mašine ili vozila na režimima bliskim maksimalnom momentu motora, jer vreme pomeranja zupčaste letve PVP može da bude i veće od trajanja samog prelaznog režima.

Na niskim brojevima obrtaja stepen neosetljivosti i stepen neravnomernosti imaju velike vrednosti, pa se često dešava da u uslovima starta i opterećivanja u zoni malih brojeva obrtaja regulator uopšte ne reaguje. Tada motor radi u direktnoj zavisnosti od pumpe visokog pritiska, a zupčasta letva se ne pomera iz položaja u kome se našla pre nastanka promene režima. Povećanje stepena neosetljivosti regulatora može da umani dinamički hod zupčaste letve i za 10 do 15% u odnosu na odgovarajuće stacionarne režime. Eksperimenti su pokazali da je optimalno za građevinske mašine da stepen neosetljivosti bude u granicama 0,01 do 0,04, a stepen neravnomernosti u granicama od 0,06 do 0,1. /2/

U slučajevima čestih rasterećenja i zaustavljanja motora vozilski motor sa dvorežimskim regulatorom na spoljnoj brzinskoj karakteristici radi ukupno 9% vremena, a motor sa svrežimskim regulatorom 29% vremena. Rezultat je 6 do 7% manja potrošnja goriva sa dvorežimskim regulatorom. /2/

U cilju poboljšanja rada regulatora primenjuju se različita konstrukcijska rešenja počev od povećanja broja obrtaja prijemnog elementa regulatora, primene većeg broja opruga različitih krutosti, relativnog pomeranja opruge regulatora u odnosu na komandnu polugu u zavisnosti od brzinskog režima itd. sve do primene dvoimpulsnog regulatora (npr. broj obrtaja i ugaono ubrzanje).

3 MATEMATIČKI MODEL

3.1 OSNOVNE POSTAVKE MODELA

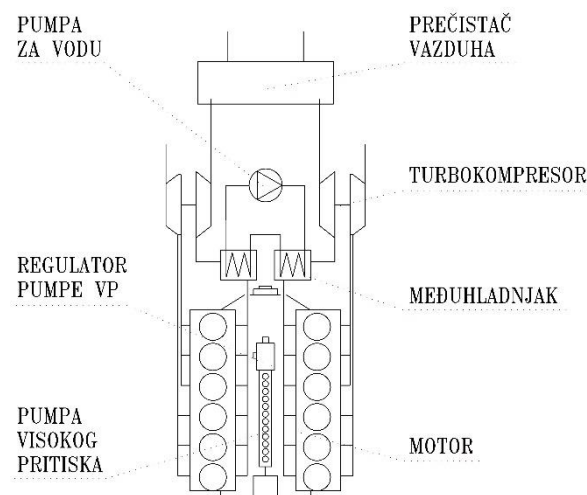
Za simulaciju rada turboprehranjivanog dizel motora sa sverežimskim regulatorom na promenljivim režimima formiran je originalan matematički model.

Osnovna ideja je bila da se iskoriste velike mogućnosti savremenih računara i da se model izradi tako da se što egzaktnije, bez linearizacija, opišu procesi koji se odvijaju u motoru i motorskim uređajima. Aproksimacije bi se vršile tamo gde je zbog složenosti procesa ili nedostatka relevantnih podataka praktično nemoguće fizički opisati posmatrane pojave sa dovoljnom tačnošću.

Druga polazna ideja je bila da model bude modularne strukture, odn. da se za svaku celinu izradi poseban model, a da se zatim modeli međusobno povežu preko zajedničkih parametara. Na taj način se dobija u preglednosti i elastičnosti. Zamenjena pojedinih motorskih agregata se može izvršiti zamenom odgovarajućih modula. Ovo omogućava da se model može stalno usavršavati u pojedinim segmentima, a da se pri tome ne remeti ostatak modela.

Spoljne granice sistema u ovom modelu su :

- na spoju motora sa prenosnikom i
- na komandnoj poluzi regulatora PVP.



Vozilo, ili neki priključeni agregat zamenjeni su modulima OTPORI i UGAOR koji generišu moment otpora i položaj komandne poluge regulatora.

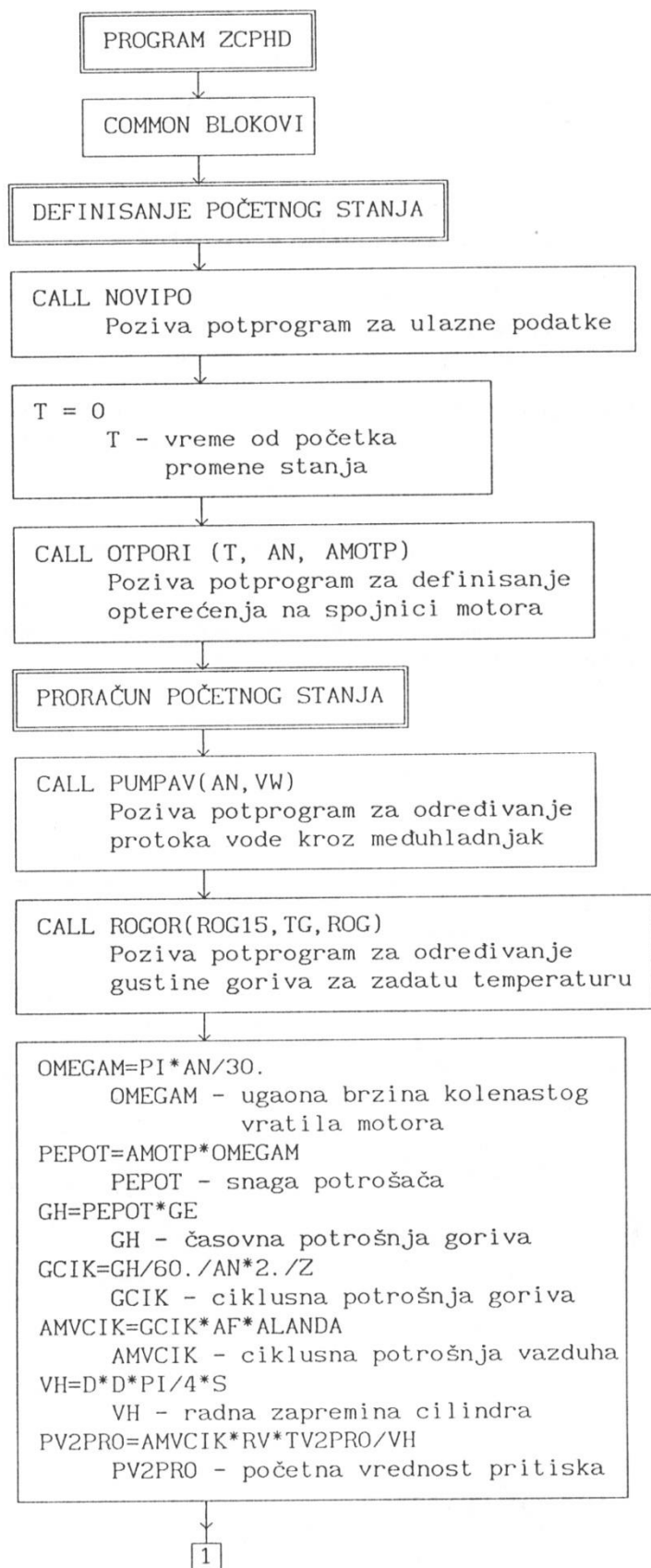
Unutrašnje granice sistema su postavljene između najvažnijih celina. Tako su posebno modelirani:

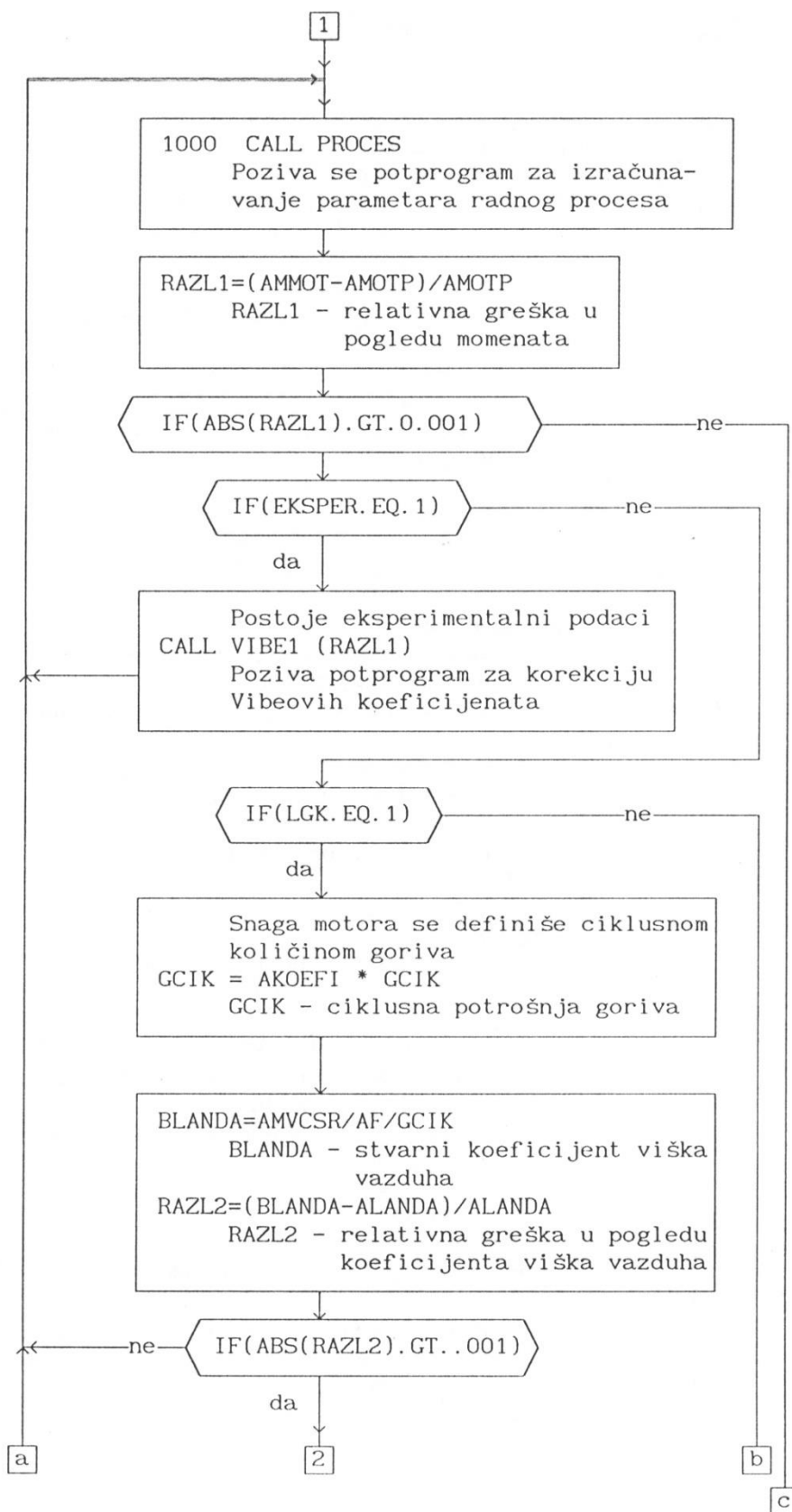
- radni proces motora
- pumpa visokog pritiska
- regulator pumpe visokog pritiska
- pumpa za vodu hladnjaka motorskog vazduha
- hladnjak motorskog vazduha, tzv. međuhladnjak - kompresor
- turbina
- dinamički odziv turbokompresora i
- dinamički odziv motora sa agregatima.

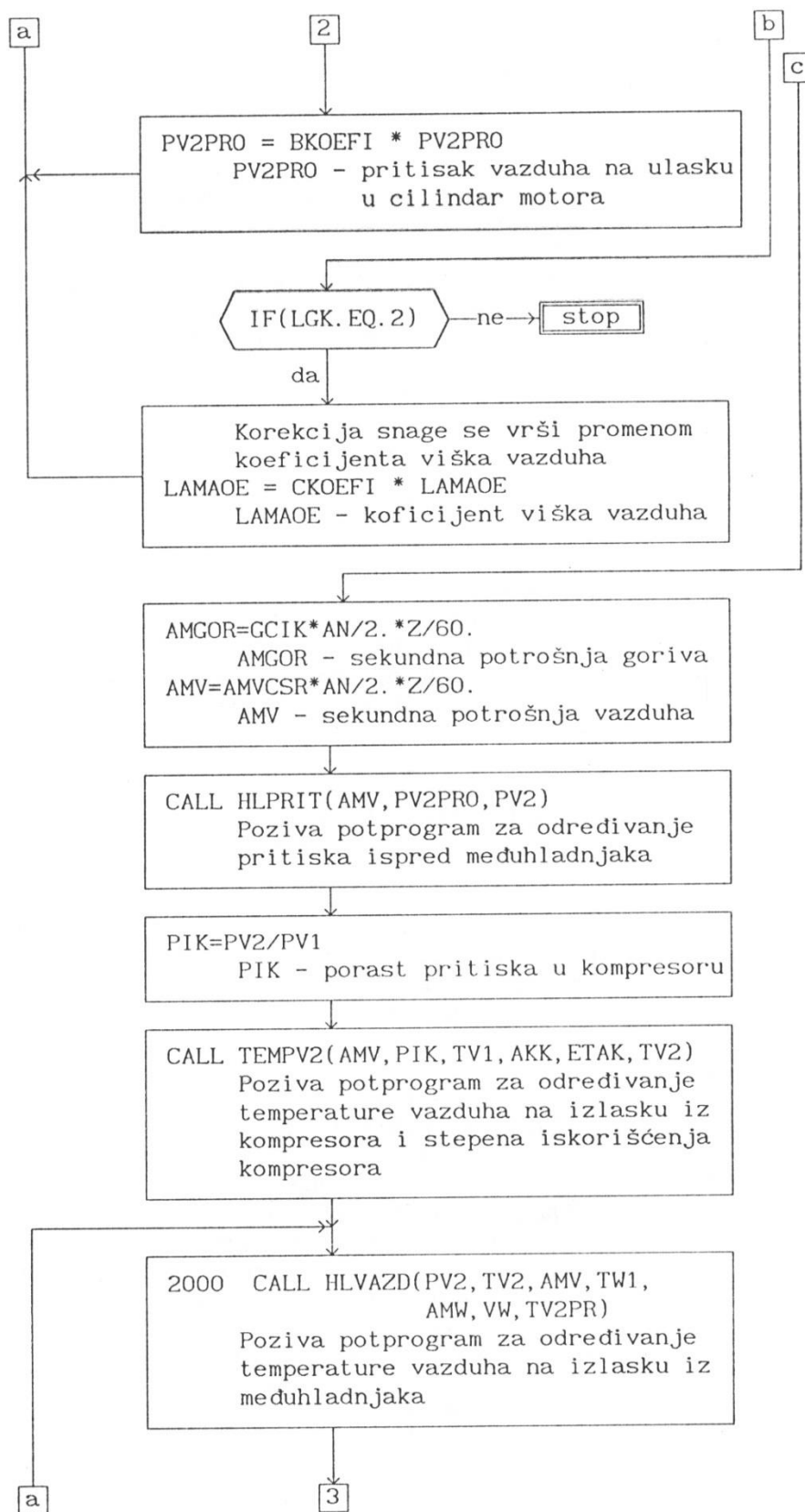
Slika br. 11 Šematski prikaz konfiguracije

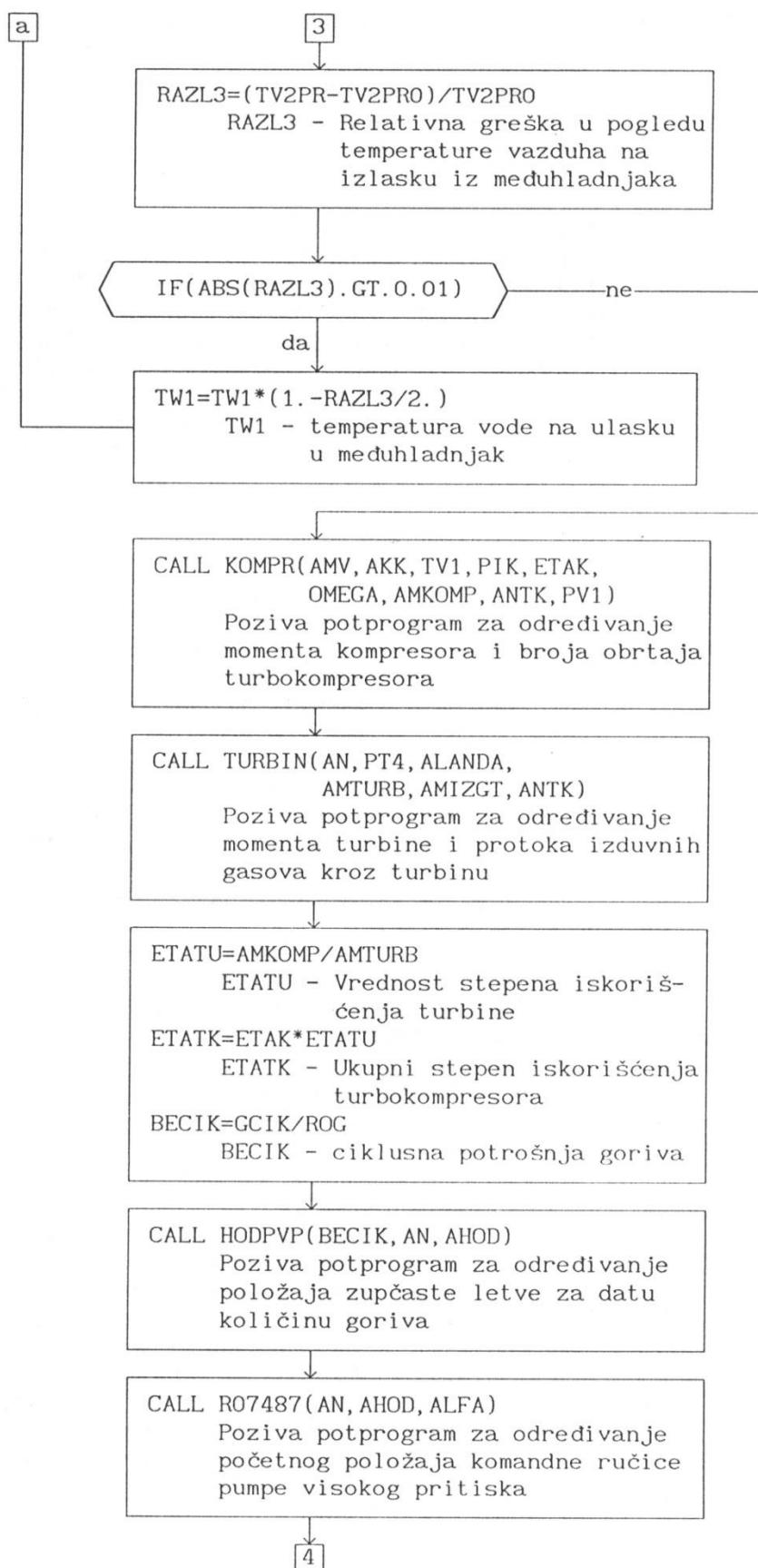
3.2 ALGORITAM

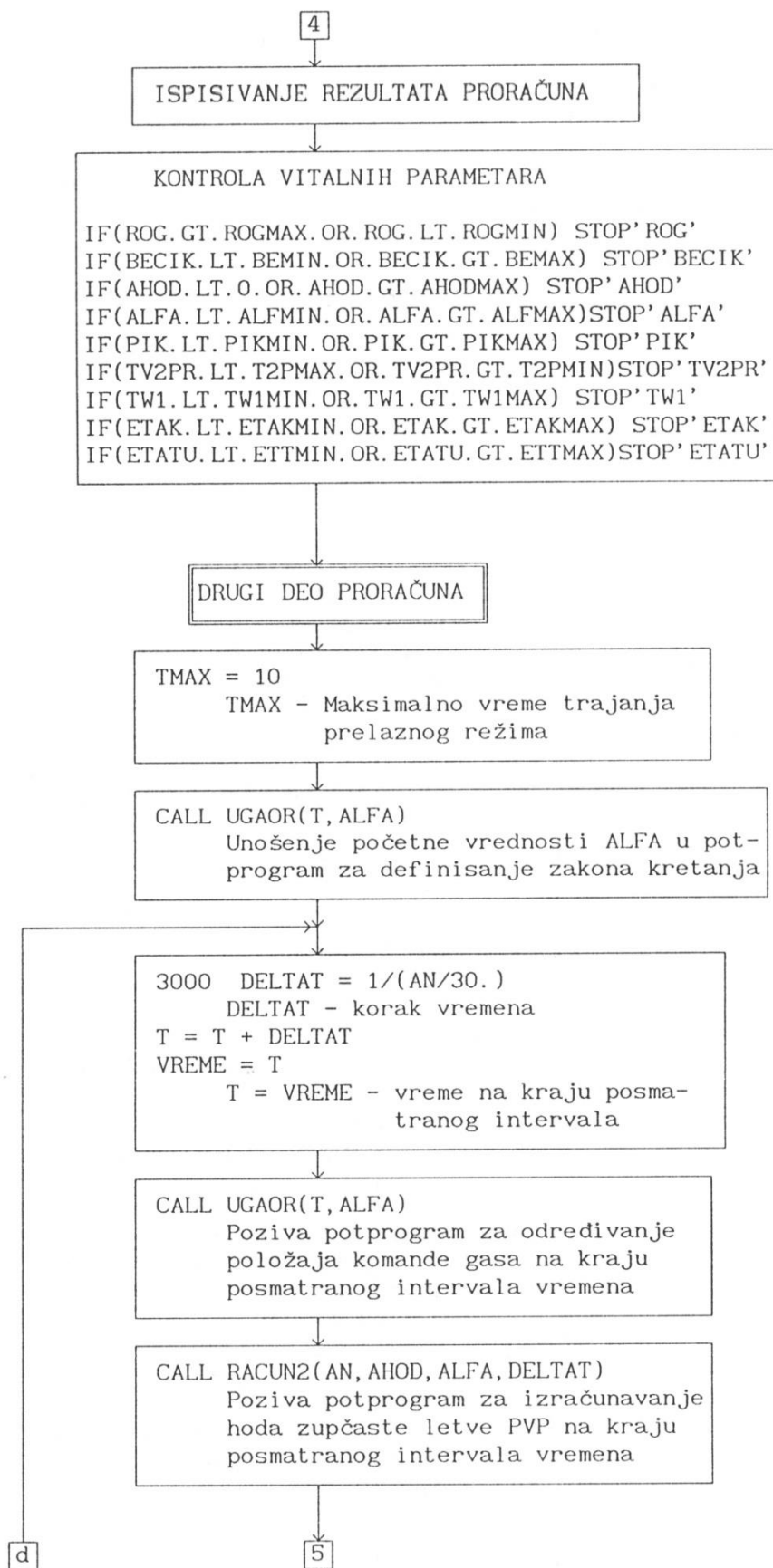
U cilju poboljšanja preglednosti, algoritam, prema kome je program izrađen, prikazan je u skraćenom obliku, bez modula za izračunavanje pojedinih parametara. Iz istih razloga, objašnjenja značenja pojedinih elemenata modela data su u okviru samog algoritma.

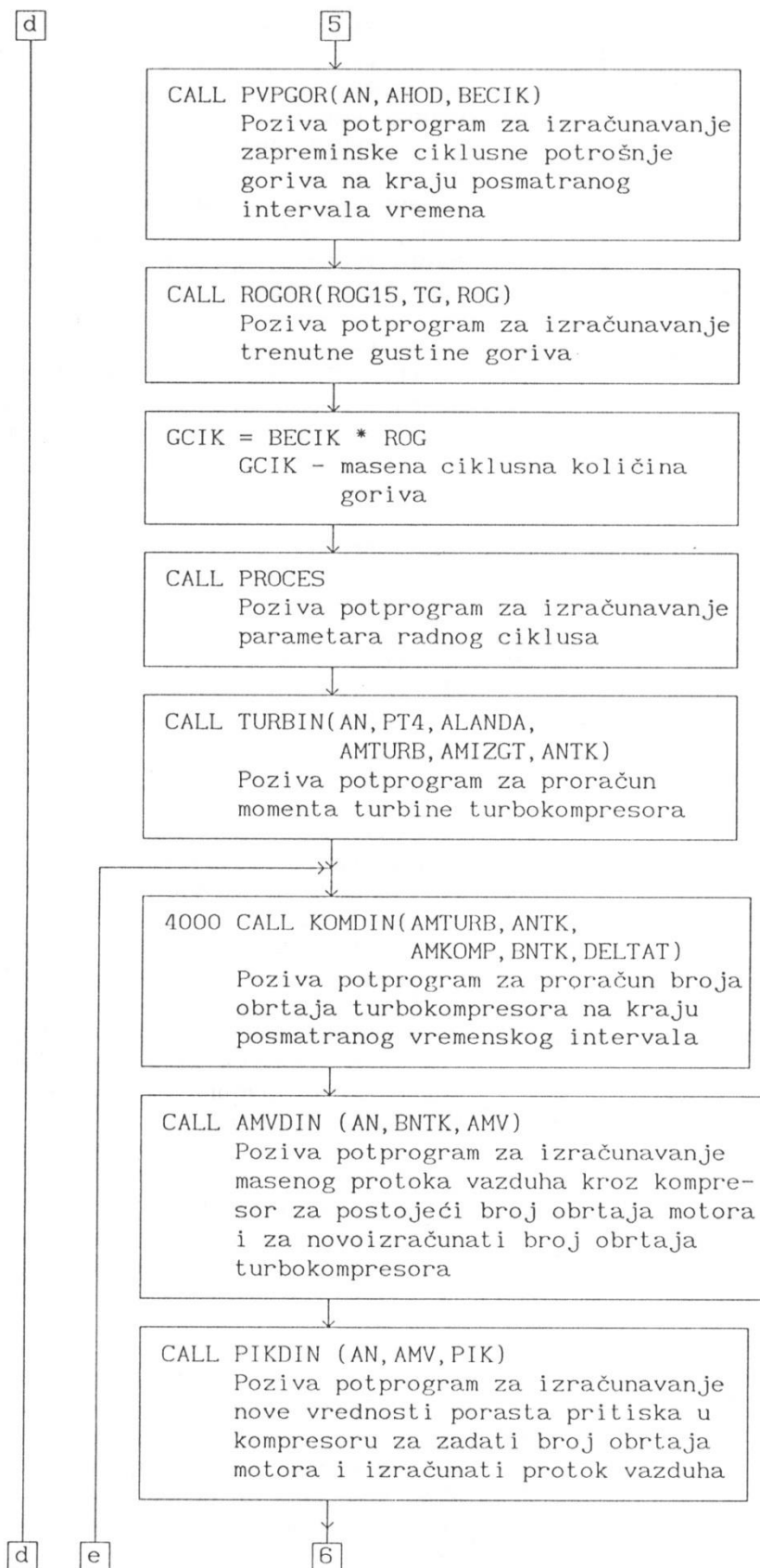


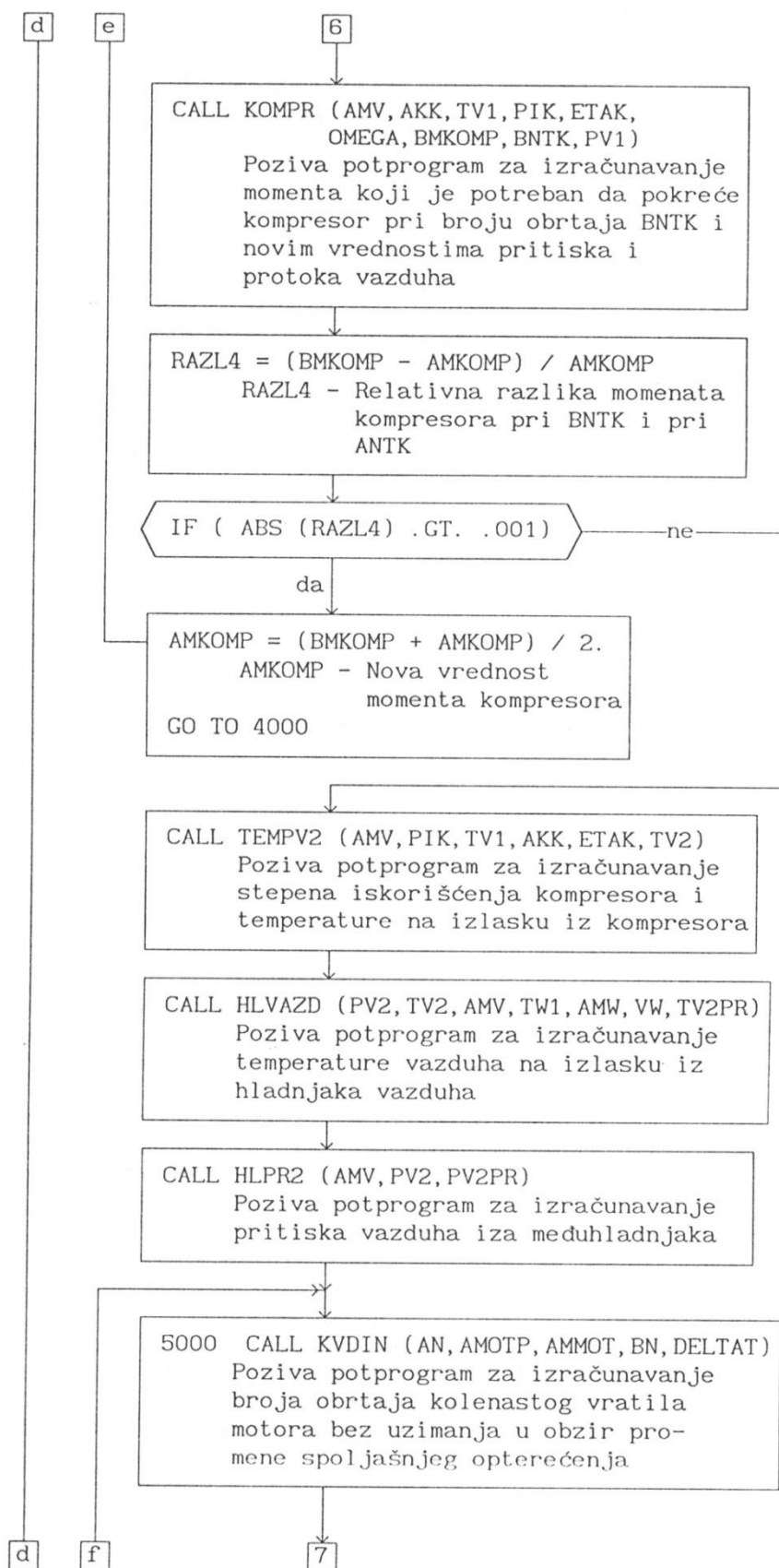


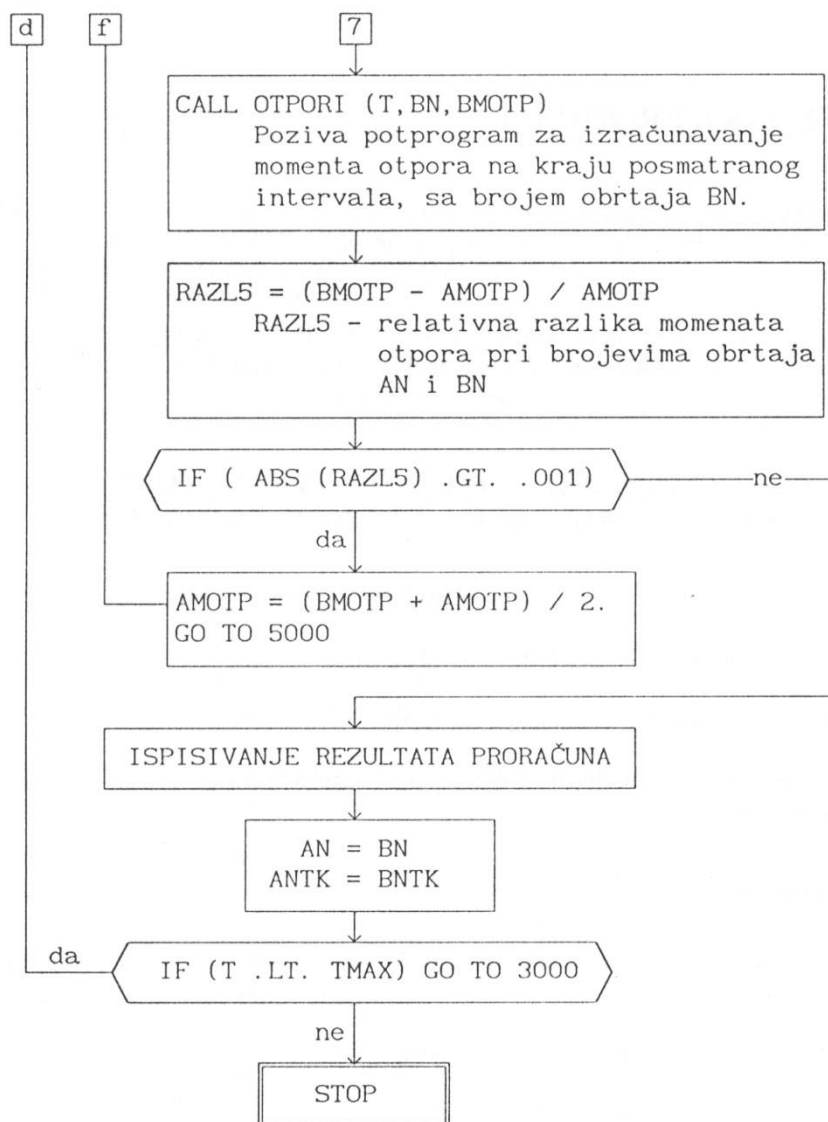












3.3 RAČUNSKI PROGRAM

Na osnovu matematičkog modela napisan je računski program u programskom jeziku FORTRAN. Program je zadržao modularnu strukturu, a pojedini moduli su formirani kao potprogrami. Sa glavnim programom i međusobno su povezani COMMON blokovima i parametarskim linijama.

Radi bolje preglednosti program je podeljen u dve celine. Prvi deo sačinjavaju svi ulazni podaci i proračuni neophodni za definisanje početnog stacionarnog režima, a drugi deo obuhvata sve proračune neophodne za definisanje dinamičkog ponašanja motora.

3.3.1 Prvi deo - DEFINISANJE POČETNOG STANJA NA BAZI ULAZNIH PODATAKA I VERIFIKACIJA ULAZNIH PODATAKA

Programom su predviđene dve moguće situacije pri računanju stacionarnog stanja :

- proračunava se poznati, izmereni, stacionarni režim
- proračunava se pretpostavljeni stacionarni režim.

Kao podvarijante javljaju se mogućnosti definisanja snage motora ciklusnom količinom goriva ili koeficijentom viška vazduha.

3.3.1.1 Ulazni podaci

Da bi proračun mogao da otpočne neophodno je uneti ulazne podatke. Oni su podeljeni u tri osnovne grupe:

- apsolutni (nepromenljivi) ulazni podaci radnog režima
- geometrijske i konstrukcijske veličine i
- početne (promenljive) vrednosti pojedinih veličina.

Nepromenljivi ulazni podaci radnog režima

Prvu grupu podataka sačinjavaju veličine koje predstavljaju osnovne postavke proračuna. U slučajevima kada se proračunava potpuno nov (nepostojeći) motor ove veličine predstavljaju osnovne projektne zahteve. Kada se proračunavaju karakteristike motora koji se optimira ove karakteristike su sigurno utvrđene merenjem. [to je manje veličina u ovoj grupi to je program za optimizaciju motora elastičniji. U okviru ove grupe mogu se izdvojiti dve nezavisne podgrupe.

U prvu podgrupu mogu se ubrojiti veličine vezane za motor :

- broj obrtaja motora
- moment otpora potrošača redukovano na osu kolenastog vratila motora
- pritisak vazduha na ulasku u kompresor
- temperatura vazduha na ulasku u kompresor
- pritisak izduvnih gasova na izlasku iz turbine
- temperatura goriva u pumpi visokog pritiska.

U drugu podgrupu ubrajaju se veličine definisane standardima i osnovnim fizičkim zakonima:

- pritisak okoline
- temperatura okoline
- eksponent izentropskog sabijanja vazduha
- donja toplotna moć goriva
- stehiometrijski odnos vazduha i goriva.

Geometrijske i konstrukcijske veličine

U drugu grupu ulaznih podataka ubrajaju se veličine uslovljene konstrukcijom motora :

- broj cilindara
- prečnik cilindra
- hod klipa itd.

Početne promenljive vrednosti pojedinih veličina

Treću grupu ulaznih podataka sačinjavaju podaci koji su neophodni za odvijanje proračuna, ali se njihove tačne vrednosti ne mogu predvideti. Usvajaju se zato neke orijentacione vrednosti, a zatim se u toku proračuna proverava ispravnost pretpostavke i po potrebi se vrši korekcija. Tu se mogu ubrojiti:

- temperatura rashladne tečnosti, ili rashladnog vazduha, na ulasku u međuhladnjak vazduha
- temperatura vazduha na izlasku iz međuhladnjaka, odn. temperatura vazduha na ulasku u motor.

Specifična efektivna potrošnja goriva i koeficijent viška vazduha na početnom režimu, zavisno od toga da li se proračunava poznati stacionarni režim ili ne, mogu se svrstati u prvu ili treću grupu podataka.

3.3.1.2 Proračun stacionarnog stanja

Posle usvajanja ulaznih podataka iz sve tri grupe može da se pristupi samom proračunavanju svih karakteristika motora za definisani početni radni režim. Zbog postojanja velikog broja nepoznatih veličina proračun se vrši iterativnim postupkom pri čemu se ostvaruje potpuni sklad svih parametara sa osnovnim fizičkim zakonima. Razumljivo je da se zbog načina proračunavanja mora dozvoliti određeno tolerantno odstupanje posmatranih veličina od njihovih tačnih rešenja. Ovo je i sa tehničke strane opravdano, jer se ni pri samoj izradi motora i motorske opreme ne može ostvariti apsolutna tačnost.

Program ipak nije potpuno iterativan, već u okviru programa postoji i deo koji nije potrebno ponavljati, jer se radi o elementima motora koji pre ugradnje na motor moraju da prođu kompletno vanmotorsko ispitivanje. U cilju skraćivanja vremena trajanja proračuna ovi se delovi proračuna mogu izdvojiti u jednu grupu, mada se pri tome narušava logičan redosled proračuna.

- 1 - Proračun otpočinje određivanjem protoka vode kroz hladnjak vazduha za prehranjivanje motora (tzv. međuhladnjak). U tu svrhu se koristi potprogram PUMPAV koji omogućava da se za zadati broj obrtaja motora odredi zapreminski protok vode kroz međuhladnjak. Potprogram se bazira na aproksimacionom polinomu dobijenom vanmotorskim ispitivanjem uređaja za hlađenje vazduha motora, ili motorskim ispitivanjima, ukoliko takvi rezultati postoje.
- 2 - Zatim se pomoću potprograma ROGOR određuje gustina goriva na ulasku u pumpu visokog pritiska u zavisnosti od temperature goriva. Potprogram se bazira na aproksimacionom polinomu formiranom na bazi podataka proizvođača goriva.

- 3 - Na osnovu ulaznih podataka za broj obrtaja motora, moment otpora potrošača i specifičnu efektivnu potrošnju goriva može da se odredi masena ciklusna količina goriva.
- 4 - Pomoću ciklusne potrošnje goriva, koeficijenta viška vazduha i stehiometrijskog odnosa vazduha i goriva lako može da se definiše masa vazduha potrebna za ostvarivanje jednog ciklusa. Sada se može iz mase vazduha, pretpostavljene temperature vazduha na ulasku u motor, gasne konstante za vazduh i radne zapremine cilindra motora odrediti početna vrednost pritiska vazduha na ulasku u motor.
- 5 - Sa izračunatim pritiskom vazduha na ulasku u motor i masenom ciklusnom količinom goriva ide se u potprogram PROCES i izračunavaju se efektivni moment motora, masena potrošnja vazduha, pritisak u izduvnom cevovodu i specifična efektivna potrošnja goriva. Zatim se vrši analiza da li je proračunom ostvaren moment motora jednak zadatom momentu otpora. Ukoliko je taj uslov ispunjen proračun se nastavlja, a u protivnom se vraća na ponovni proračun radnog procesa sa novim parametrima. Tu postoje dve mogućnosti :
 - u slučaju proračuna poznatog stacionarnog režima vrši se korekcija Vibeovih koeficijenata, a
 - u slučaju da se radi o nepoznatom stacionarnom režimu koriguju se specifična efektivna potrošnja goriva ili koeficijent viška vazduha, zavisno od načina zadavanja snage motora.

Potprogram PROCES je baziran na tzv. “filling & emptying” metodu i uzima u obzir promenljivost pritisaka u izduvnom kolektoru, realnost gasova i višecilindričnost motora. Zakon sagorevanja je aproksimiran Vibeovom jednostepenom ili dvostepenom funkcijom. Vrednosti koeficijenata Vibeove funkcije određuju se potprogramom VIBE na osnovu izvršenih stacionarnih ispitivanja poznatog motora u zavisnosti od broja obrtaja motora i ubrizgane ciklusne količine goriva, ili se zadaju uobičajene vrednosti za slične motore.

- 6 - Ovako proračunate mase goriva i vazduha su vezane za jedan radni ciklus. Međutim, ovo nije povoljno za proračun turbokompresora i hladnjaka, jer se tu manipuliše sa protocima u jedinici vremena, pa je zato potrebno ciklusne količine pretvoriti u protoke u jedinici vremena. Tada je moguće za zadati maseni protok vazduha i pritisak iza hladnjak pomoću potprograma HLPRIT odrediti pad pritiska u hladnjaku, a odatle i pritisak vazduha na ulasku u hladnjak, odn. na izlasku iz kompresora. Potprogram HLPRIT je baziran na eksperimentalno određenim gubi- cima pritiska u hladnjaku i na aproksimacionom polinomu dobijenom iz podataka merenja.
- 7 - Kada je poznat pritisak iza kompresora jednostavno je odrediti porast pritiska u kompresoru. Tu postoje dve mogućnosti:
 - ispred kompresora postoji prečistač vazduha ili neki drugi prigušni element ili
 - kompresor usisava direktno iz atmosfere.

U zavisnosti od toga bira se vrednost pritiska ispred kompresora.

- 8 - Sa ovim rezultatom i rezultatima iz tačke 4, pomoću potprograma TEMPV2 mogu da se odrede stepen iskorišćenja kompresora i temperatura vazduha na izlasku iz kompresora. Potprogram TEMPV2 je baziran na radnoj mapi kompresora, dobijenoj od proizvođača turbokompresora ili sopstvenim merenjima, a vrednosti stepena iskorišćenja kompresora dobijaju se linearnom interpolacijom /7/ pomoću potprograma ETAKA.
- 9 - Kada su poznati parametri vazduha pre i iza međuhladnjaka i protok rashladne vode kroz među- hladnjak pomoću balansa razmenjene količine toplote i potprograma HLVAZD moguće je iterativnim putem odrediti temperaturu rashladne vode na ulasku i izlasku iz međuhladnjaka. Potprogram HLVAZD /9/ se bazira na stvarnoj konstrukciji međuhladnjaka i modelu koji je

predložio R.M. Petričenko. Potrebne vrednosti gustine i Prandtlovog broja za vodu, kao i dinamičke viskoznosti vode i vazduha određuju se potprogramima ROWODE, PRWODE, AMIWOD i AMIVAZ.

- 10 - Za poznate parametre protoka i porasta pritiska u kompresoru moguće je pomoću potprograma KOMPR odrediti broj obrtaja, odn. ugaonu brzinu rotora turbokompresora i moment potreban za obrtanje radnog kola kompresora. Potprogram je baziran na radnoj mapi kompresora, a vrednosti se odatle dobijaju linearnom interpolacijom pomoću potprograma KOMPRES. Moment kompresora se određuje iz uslova izentropske kompresije vazduha, a realnost procesa se ostvaruje uzimanjem u obzir stepena iskorišćenja kompresora.

- 11 - Iz proračuna radnog ciklusa motora pomoću potprograma PROCES moguće je odrediti promenljivi pritisak i temperaturu u izduvnom cevovodu motora u zavisnosti od ugla kolena kolenastog vratila. Ovo su ujedno i parametri izduvnih gasova na ulasku u turbinu turbokompresora. Uvođenjem ovih podataka, ugaone brzine rotora turbokompresora, koeficijenta viška vazduha i pritiska na izlazu iz turbine u potprogram TURBIN moguće je odrediti moment koji izduvni gasovi mogu da predaju radnom kolu turbine i masu izduvnih gasova koja protekne kroz turbinu u toku jednog radnog ciklusa.

Potprogram TURBIN se bazira na vanmotorskom ispitivanju turbine turbokompresora i aproksimacionom polinomu kojim se aproksimira promena efektivnog protočnog preseka u zavisnosti od pada pritiska u turbini.

Brzina izduvnih gasova u efektivnom protočnom preseku određuje se prema izrazima za dozvučna i nadzvučna strujanja kroz prigušna mesta. Vrednost raspoloživog momenta se dobija iz izraza za izentropsku ekspanziju izduvnih gasova.

Pošto su svi parametri promenljivi u periodu računanja jednog radnog ciklusa, izračunavanje se vrši za svaki stepen kolenastog vratila, a ukupni moment i maseni protok se dobijaju kao integralna vrednost svake izračunate veličine.

Poređenjem masenog protoka kroz izduvne ventile sa masenim protokom kroz turbinu vrši se kontrola izabranih koeficijenata aproksimacionog polinoma za određivanje površine efektivnog protočnog preseka turbine.

- 12 - Iz rezultata proračuna u tačkama 10 i 11 može da se izračuna stepen iskorišćenja turbine, a pri tome treba imati u vidu da je u njega uračunat i mehanički stepen iskorišćenja turbokompresora. Množenjem stepena iskorišćenja turbine i kompresora dobija se ukupni stepen iskorišćenja turbokompresora.

- 13 - Za izračunatu zapreminsku ciklusnu količinu goriva i broj obrtaja motora iz potprograma HODPVP može da se odredi početni hod zupčaste letve pumpe visokog pritiska. Potprogram se bazira na radnoj mapi PVP dobijenoj motorskim ili vanmotorskim ispitivanjem potencijalnog sistema za ubrizgavanje goriva i linearnoj interpolaciji.

- 14 - Sa izračunatim hodom zupčaste letve PVP i brojem obrtaja motora ide se u potprogram R07487 i definiše se početni položaj komandne poluge PVP i početni položaji unutrašnjih elemenata regulatora. Potprogram je baziran na statičkom proračunu primenjenog regulatora PVP /10/.

Na ovaj način obuhvaćeni su svi podsistemi motora i dobijeno je početno stanje za proračun pogonsko-dinamičkih karakteristika motora.

U slučajevima kada se proračunavanje vrši bez prethodnih motorskih ispitivanja moguće je da pojedine polazne postavke nisu bile korektne, pa je zato sada potrebno izvršiti kontrolu dobijenih rezultata. Kontrola se može izvršiti automatski poređenjem sa unapred zadatim uobičajenim, iskustvenim, graničnim vrednostima.

Ukoliko su dobijeni rezultati dovoljno realni proces proračuna se može nastaviti prelaskom u drugu fazu proračuna, a ako neka od vrednosti nije u očekivanom području proračun se prekida štampanjem rezultata dosadašnjeg proračuna u cilju izvršenja analize i kasnije izmene određenih početnih postavki. Ovaj postupak se može koristiti i kod proračuna kojima su prethodila motorska ispitivanja, jer se na taj način mogu izbeći grube greške pri unošenju podataka i nepotrebno računanje sa pogrešnim ulaznim podacima.

15 - Pošto je definisano početno stanje motora, može se pristupiti proračunu prelaznih režima rada motora. Pretpostavlja se da je prelazna pojava povezana sa pomeranjem komande "gasa". Za definisanje zakona pomeranja komande treba u potprogram UGAOR uneti početnu vrednost ugla.

Time je potpuno definisano početno stanje motora pri bilo kom, proizvoljno zadatom početnom stanju motora.

3.3.2 Drugi deo - PRORAČUN PRELAZNIH REŽIMA

16 - Programom je predviđeno da se korak vremena uzima tako da odgovara vremenu trajanja jednog radnog ciklusa. Iz ovoga proizilazi da je korak vremena promenljiv i da je u obrnutoj zavisnosti od broja obrtaja motora.

Ovaj vremenski period se pridodaje tekucem vremenu i pomoću potprograma UGAOR izračunava se položaj komandne ručice. U potprogramu UGAOR se nalazi unapred zadata funkcija pomeranja komande "gasa" u zavisnosti od vremena.

17 - Sa poznatim položajem komandne ručice "gasa", ulaskom u potprogram R07487 na mestu RACUN2 može se izračunati hod zupčaste letve pumpe visokog pritiska. Provera veličine stvarnog hoda vrši se pomoću potprograma LDAKOR koji definiše ograničenje maksimalnog hoda zupčaste letve u zavisnosti od pritiska prehranjivanja. Potprogram LDAKOR se bazira na vrednostima dobijenim ispitivanjem regulatora na probnom stolu ili vrednostima dobijenim proračunom na osnovu poznate konstrukcije regulatora.

Izračunati hod omogućava da se pomoću potprograma PVPGOR izračuna i zapreminska ciklusna količina ubrizganog goriva u cilindar motora. Potprogram PVPGOR je baziran na eksperimentalno dobijenim rezultatima ciklusne količine goriva u zavisnosti od broja obrtaja motora i hoda zupčaste letve.

Iz izračunate zapreminske ciklusne količine goriva i poznate gustine goriva lako se definiše i masena ciklusna količina goriva.

18 - Određena ciklusna količina goriva omogućava da se pozivanjem potprograma PROCES sračunaju i efektivni parametri radnog procesa u cilindru motora. Ovakav pristup proračunu je sasvim opravdan, jer se jedina promena u odnosu na prethodni radni ciklus ogleda u promeni količine ubrizganog goriva. Svi ostali elementi radnog procesa su identični sa prethodnim radnim ciklusom.

19 - Rezultat proračuna radnog procesa je, između ostalog, i stanje u izduvnoj grani motora. Na osnovu tih podataka potprogramom TURBIN izračunava se moment turbine. Potprogramom KOMDIN može da se izračuna broj obrtaja kojim bi se obrtalo radno kolo kompresora kada ne bi došlo do promene pritiska i protoka vazduha na izlasku iz kompresorskog dela zbog promene broja obrtaja kompresorskog kola. Vrednost momenta inercije rotora turbokompresora dobija se eksperimentom, merenjem poznatog rotora.

Za tako izračunati broj obrtaja kompresorskog kola potprogramom AMVDIN može da se odredi maseni protok vazduha kroz kompresor za postojeći i novoizračunati broj obrtaja turbokompresora.

Potprogram AMVDIN se bazira na rezultatima dobijenim stacionarnim ispitivanjima turboprehranjanog motora i linearnoj interpolaciji, ili na proračunski dobijenim linijama utroška vazduha, tzv. "schluck" linijama.

Potprogramom PIKDIN, na isti način kao i kod potprograma AMVDIN, može da se izračuna nova vrednost porasta pritiska u kompresoru za zadati broj obrtaja motora i promenjeni (izračunati) protok vazduha kroz kompresor.

Sada, kada je sve to poznato, potprogramom KOMPR može da se odredi i potreban moment za obrtanje kompresora. Iterativnim postupkom se dobija neki stvarni broj obrtaja kompresora pri kome moment turbine stoji u ravnoteži sa momentom kompresora i momentom potrebnim za savladavanje inercije rotora turbokompresorskog agregata.

- 20 - Za novo dobijeno stanje potprogramom TEMPV2 mogu da se izračunaju stepen iskorišćenja kompresora i temperatura vazduha na izlasku iz kompresora. Potprogramima HLVAZD i HLPR2 mogu da se izračunaju temperatura i pritisak vazduha na izlasku iz međuhladnjaka.

Potprogram HLPR2 je zasnovan na eksperimentalno dobijenim rezultatima pada pritiska u međuhladnjaku u zavisnosti od masenog protoka vazduha i pritiska vazduha na ulasku u međuhladnjak.

- 21 - Broj obrtaja kolenastog vratila motora dobija se na isti način kao i u tački 19, stim što se ovde koriste potprogrami KVDIN i OTPORI.

Potprogram OTPORI definiše promenu spoljašnjeg opterećenja promenom momenta otpora u zavisnosti od vremena.

Potprogramom KVDIN se određuje promena broja obrtaja motora na osnovu viška obrtnog momenta i momenta inercije motora i potrošača.

Momenti inercije mogu da se dobiju merenjem, proračunom /11/ ili od proizvođača pojedinih sklopova.

- 22 - Ukoliko nije dostignuto novo stacionarno stanje, ili nije dostignuta granična vrednost vremena predviđenog za trajanje prelazne pojave, tj. T_{max} , proračun se ponavlja od tačke 16 sa novim vrednostima ulaznih podataka.

U protivnom, program završava rad.

3.4 MODULI MODELA

Prema osnovnoj ideji bilo je predviđeno da se modeliraju svi agregati koji neposredno učestvuju u radnom procesu. To je i ostvareno, ali sa različitim nivoima modeliranja. Za agregate kod kojih nije postojalo alternativno rešenje ili nisu bili odlučujući po odvijanje procesa primenjene su aproksimacije polinomima ili su podaci uzeti interpolacijom iz rezultata dobijenih prethodnim ispitivanjima. Za ostale delove su izrađeni odgovarajući matematički modeli koji su opisivali fizičku suštinu procesa.

3.4.1 MODEL RADNOG PROCESA DIZEL MOTORA

Za opisivanje radnog procesa u cilindru motora korišćen je kvazi stacionaran, tzv. metod punjenja i pražnjenja. S obzirom na to da je, u ovom radu korišćeni, model detaljno izložen u /12/, ovde neće biti navođene analitičke formule, već samo osnove postavke modela.

3.4.1.1 CILINDAR MOTORA

Za potrebe ovog rada korišćen je deo modela koji se odnosi na dizel motore sa direktnim ubrizgavanjem. Pri modeliranju radnog procesa usvojene su sledeće pretpostavke :

- Promena stanja gasa je ravnotežna. Polja pritiska, temperatura i sastava izduvnih gasova su homogena u svakom trenutku vremena. Zanimaren je rad trenja.
- Realni proces sagorevanja goriva zamenjen je jednostepenom ili dvostepenom Vibeovom funkcijom.
- Ubrizgano gorivo u potpunosti sagori do trenutka početka otvaranja izduvnih ventila.
- Ugao zakašnjenja početka sagorevanja određivan je formulom Semenova.
- Gubici mase radnog gasa kroz nezaptivena mesta javljaju se samo u visokopritisnom delu ciklusa.
- Kinetička energija gasa u cilindru motora se zanemaruje.
- Unutrašnja energija radnog gasa je funkcija koeficijenta viška vazduha, temperature i pritiska.
- Šema razvoda i zakoni otvaranja usisnih i izduvnih ventila su uzeti sa stvarnog motora.
- Proces ispiranja se izvodi kao “čisto potiskivanje”, “potpuno mešanje” ili kao “kratki spoj”.
- Za sve vreme trajanja prelazne pojave, zbog inercije i debljine zidova cilindra, temperature unutrašnjih površina cilindra se ne menjaju i zadržavaju vrednost sa početka prelaznog režima.
- Koeficijent prelaza toplote je isti u svakoj tački jednog elementa komore sagorevanja, ali je promenljiv u vremenu.
- Za određivanje koeficijenta prelaza toplote koristi se jedna od deset ponuđenih formula.

3.4.1.2 USISNI I IZDUVNI KOLEKTORI

Pri modeliranju procesa u usisnim i izduvnim kolektorima uvedene su, za potrebe ovog rada, sledeće pretpostavke :

- Posmatraju se stvarni usisni i izduvni kolektori motora.
- Pritisak i temperatura su promenljivi po vremenu, ali ne i po dužini kolektora.
- Postoji prenos toplote sa gasa na zidove kolektora i obrnuto.
- Specifična toplota gasa je funkcija temperature i sastava gasa.
- Zanemaruje se promenljivost sastava gasa u kolektorima u zavisnosti od količine povratnih gasova iz cilindra motora.
- Protoci i brzine gasova kroz ulazne i izlazne otvore kolektora se računaju prema izrazima za stacionarno isticanje gasova kroz konvergentni mlaznik.

3.4.2 REGULATOR PUMPE VISOKOG PRITISKA

U modul namenjen za definisanje položaja zupčaste letve PVP unesen je model stvarno ugrađenog regulatora. Pošto je u priručniku /22/ izložen princip rada regulatora i pojedinih njegovih elemenata u različitim, karakterističnim situacijama, a u radu /10/ izvršena detaljna analiza regulatora i formiran matematički model njegove dinamike, ovde će biti izložene samo neke osnovne napomene, postavke i ograničenja modela.

Primenjeni regulator je svrežimski regulator. Javlja se u više mogućih varijanti, zavisno od dodatnih sistema i potreba regulacije motora na koji se ugrađuje. Za potrebe motora 12ČN 15/18 regulator je opremljen tzv. “LDA” korektorom i posebnom ručicom za gašenje motora.

Za definisanje dinamičkih karakteristika vozilskih motora najinteresantniji su radni režimi koji se javljaju pri kretanju vozila. Oni su izloženi u tački 2.2.2, a treba im dodati i uticaj LDA korekcije.

U ovom modelu je primenjen opšti radni režim pri kome postoji mogućnost istovremenog menjanja i položaja komande gasa i broja obrtaja motora, odn. regulatora, dok se ostali režimi dobijaju kao specijalni slučajevi opšteg radnog režima.

Model je podeljen u dve celine. U prvom delu se na osnovu poznatih vrednosti položaja zupčaste letve PVP i broja obrtaja regulatora izračunavaju početni položaji svih elemenata regulatora i sile koje vladaju u regulatoru. U drugom delu se na osnovu tako definisanog početnog stanja prema zakonima promene položaja komandne ručice regulatora PVP i/ili promene broja obrtaja motora određuje položaj zupčaste letve pumpe visokog pritiska, što je i izlazna veličina ovog proračuna.

Proračun otpočinje definisanjem položaja elemenata regulatora u stanju mirovanja motora. Ovo je neophodno jer su različite pumpe različito naregulisane, pa se i regulator nalazi u različitim startnim pozicijama. Problem se rešava algebarskim jednačinama, korišćenjem samo geometrijskih veličina pojedinih elemenata. Stacionarni radni režim motora podrazumeva ravnotežno stanje regulatora. Osim obrtnih tegova svi ostali elementi imaju aksijalne i ugaone brzine jednake nuli. Sistem algebarskih jednačina se rešava iterativno promenljivim korakom iteracije

Određivanje startnog položaja koordinate x_{O7}

Početni položaj središta zgloba x_{O7} je nepoznat i zavisi od naregulisanosti pumpe visokog pritiska. Da bi se odredio, potrebno je proračunati geometriju regulatora u slučaju kada regulator miruje.

Za ovu situaciju važe sledeći uslovi :

$$\begin{aligned}n_M &= 0 \\l_8 &= l_{8po} \\ \alpha_T &= \alpha_{Tmax}\end{aligned}$$

Vrednost x koordinate tačke O_7 je ujedno i minimalna vrednost ove koordinate pa se može napisati:

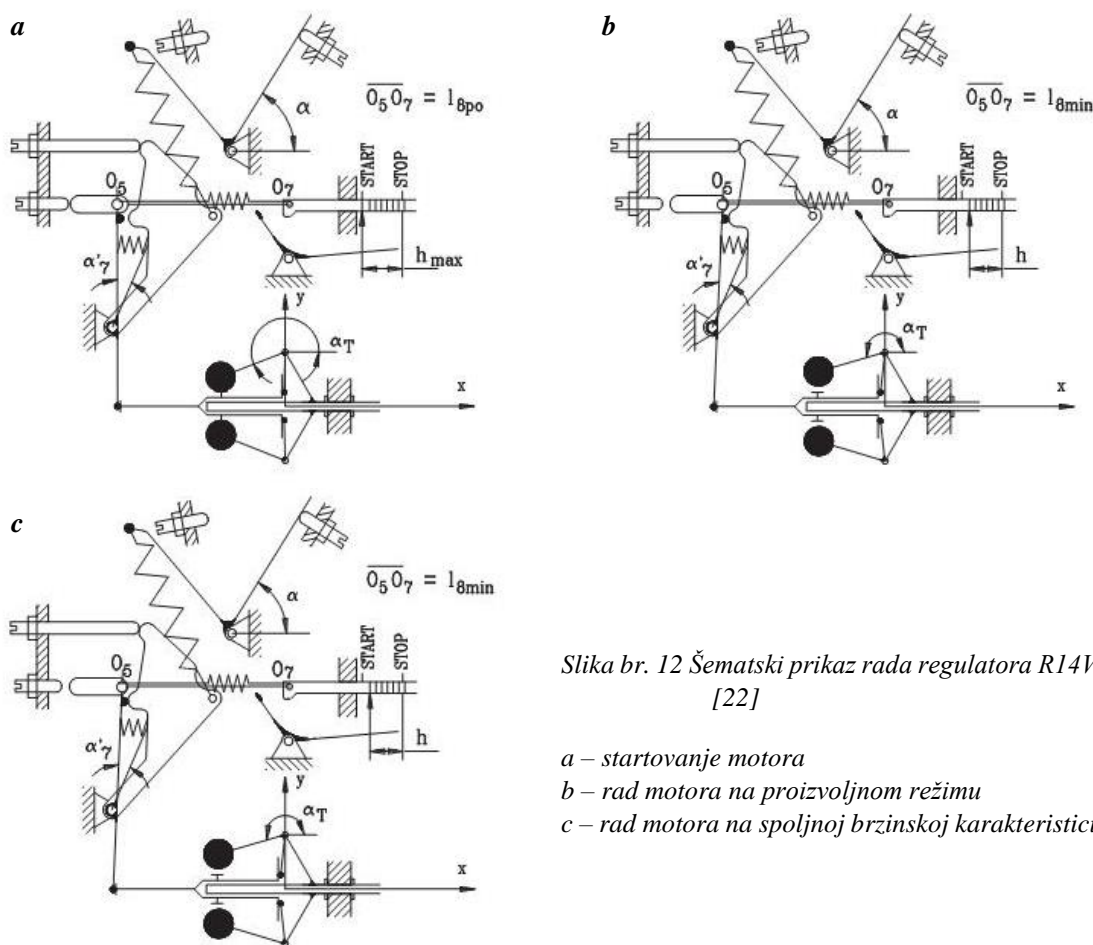
$$x_{O7min} = x_{O70} = x_{O70}(\alpha_j, x_j, y_j)$$

Proračun početnog ravnotežnog stanja regulatora

Da bi proračun mogao da otpočne uslov je da je regulator ostvario neko, proizvoljno, ravnotežno stanje. To znači da se tegovi obrću konstantnom brzinom, a sve opruge i poluge miruju.

Usvaja se neka potpuno proizvoljna početna vrednost ugla α_{po} , hoda h_{po} i ugla $\Delta\alpha_{Tpo}$, a pošto opruga između tačaka O_5 i O_7 u ravnotežnom stanju održava l_8 kao l_{8min} , mogu da se napišu sledeći početni uslovi :

$$\begin{aligned}t &= 0 \\ n_{Rpo} &= \frac{n_{Mpo}}{2} \\ x_{O7po} &= x_{O7min} + h_{max} - h_{po} \\ \alpha_T &= \alpha_{Tpo} \\ \alpha &= \alpha_{po} \\ l_8 &= l_{8min} \\ \frac{d\alpha_i}{dt} &= 0 \\ \frac{dx_i}{dt} &= 0 \\ \frac{dy_i}{dt} &= 0\end{aligned}$$



Slika br. 12 Šematski prikaz rada regulatora R14V
[22]

a – startovanje motora
b – rad motora na proizvoljnom režimu
c – rad motora na spoljnoj brzinskoj karakteristici

Pošto se proračun radi iterativno, sa promenljivim korakom, potrebno je pretpostaviti početne vrednosti koraka iteracije:

$$\Delta\alpha_{po}, \Delta\alpha'_{7po} \text{ i } \Delta\alpha_{Tpo}.$$

Koordinate karakterističnih tačaka i uglovi između pojedinih osa dobijaju se zavisnostima :

$$x_i = x_i(x_j, y_j, l_j, \alpha_j, F_j, c_j, m_j)$$

$$y_i = y_i(x_j, y_j, l_j, \alpha_j, F_j, c_j, m_j)$$

$$\alpha_i = \alpha_i(x_j, y_j, l_j, \alpha_j, F_j, c_j, m_j)$$

Postupak određivanja hoda zupčaste letve, odn. koordinate x_{07} , je iterativan, pa se vrši provera dve uzastopno određene vrednosti koordinate x_{07} . Uslov je da apsolutna vrednost greške određivanja x_{07} ne bude veća od 0,1%. Ukoliko greška nije u odgovarajućoj toleranciji proračun se ponavlja sa novom vrednošću sve dok se x_{07} ne stabilise. Kada se greška svede u dozvoljene vrednosti proračun se nastavlja sa početnom vrednošću α_T .

Dinamički proračun regulatora

Rezultati početnog ravnotežnog stanja su početni uslovi za izvođenje dinamičkog proračuna regulatora. Potrebno je da se još definišu korak t i zakoni promene broja obrtaja regulatora i položaja komandne ručice regulatora, tj.

$$n_R = n_R(t) \quad i$$

$$\alpha = \alpha(t)$$

Pošto se regulator posmatra u sklopu sa potrošačem, broj obrtaja regulatora se dobija iz dinamičkog proračuna celog sistema.

Sa ovako kompletiranim ulaznim podacima može se pristupiti proračunu.

Pošto se i ovaj proračun izvodi iterativnim postupkom pretpostavlja da je $\alpha_T = \alpha_{Tpo} - \Delta\alpha_T$

Na osnovu α_T sada se dobija:

$$x_i = x_i(x_j, y_j, l_j, \alpha_j, F_j, c_j, m_j, \frac{dx_j}{dt}, \frac{dx_j}{dt}, \frac{d^2x_j}{dt^2}, \frac{d^2y_j}{dt^2}, \frac{d^2\alpha_j}{dt^2})$$

$$y_i = y_i(x_j, y_j, l_j, \alpha_j, F_j, c_j, m_j, \frac{dx_j}{dt}, \frac{dx_j}{dt}, \frac{d^2x_j}{dt^2}, \frac{d^2y_j}{dt^2}, \frac{d^2\alpha_j}{dt^2})$$

$$\alpha_i = \alpha_i(x_j, y_j, l_j, \alpha_j, F_j, c_j, m_j, \frac{dx_j}{dt}, \frac{dx_j}{dt}, \frac{d^2x_j}{dt^2}, \frac{d^2y_j}{dt^2}, \frac{d^2\alpha_j}{dt^2})$$

Pošto je proračun iterativan neophodno je da se usvoji neki kontrolni parametar. U ovom modelu su izabrane sile F_{O5} i F_{O5N} . Sila F_{O5} je sračunata sa strane zupčaste letve, a F_{O5N} sa druge strane, pomoću dinamike tegova i ostalih elemenata regulatora. U slučaju da je razlika $F_{O5} - F_{O5N}$ veća od tolerancijom dozvoljene koriguje se ugao α_T i ponavlja proračun. Kada se iteracijama postignu granične vrednosti ugla α_T , α_{Tmin} ili α_{Tmax} , proračun se još jednom ponovi sa tim vrednostima pa se prelazi na sledeći interval vremena sve dok se tegovi ne pomere sa graničnih položaja. Ovo približno rešenje se može dopustiti, jer je regulator robusne konstrukcije i nema deformacija na mestima dodira tegova i graničnika. Računanje sila na mestima dodira tegova i graničnika dovelo bi do znatnog usložavanja proračuna bez ikakve praktične koristi.

Kada se proračunom postigne poklapanje vrednosti sila F_{O5} i F_{O5N} , ili kada se tegovi nalaze na graničnicima moguće je sračunati tačan hod zupčaste letve PVP pomoću izraza :

$$\Delta h = x_{O7max} - x_{O7}$$

Ovim se završava i kompletan proračun regulatora za dati trenutak vremena. Za sledeći trenutak, posle intervala Δt , sve izračunate veličine dobijaju indeks *po*.

Veliki problem pri modeliranju regulatora predstavlja određivanje stvarnog uticaja trenja na ponašanje regulatora. Pored mehaničkog, javlja se i hidraulično trenje. Zbog obilnog podmazivanja regulatora uvedena je pretpostavka da mehaničko trenje kod regulatora ne postoji. Hidraulično trenje je zanemareno kod obrtnih delova, jer se radi o veoma robusnom regulatoru, a kod ostalih elemenata zbog malih brzina kretanja. Pretpostavke nisu fizički korektne, ali su opravdane za praktične svrhe, jer uvođenje uticaja trenja na nedovoljno dobro definisanim osnovama može da izazove veće greške od onih koje nastaju zanemarivanjem trenja. U prilog ovome ide i činjenica da se trenje javlja kao stabilizirajući parametar procesa, pa stvarna situacija može da bude samo povoljnija od one dobijene proračunom.

Za stabilizaciju kretanja zupčaste letve usvojeno je prigušenje trenjem. Brojna testiranja su pokazala dovoljno dobra poklapanja eksperimenta i proračuna po ovom modelu. Problemi su se javljali kod proračuna izuzetno sporih promena radnih režima, ali se to može zanemariti kada se zna da su takve promene nebitne za dinamičnost vozila.

3.4.3 PUMPA VISOKOG PRITISKA

Pumpa visokog pritiska je modelirana dvojjako :

- poznate su ciklusna dobava goriva i odgovarajuća ugaona brzina motora, a treba odrediti hod zupčaste letve i

- poznati su hod zupčaste letve i odgovarajuća ugaona brzina motora, a treba odrediti ciklusnu količinu goriva.

Prvi model je formiran kao modul HODPVP, a drugi kao modul PVPGOR.

Za modeliranje PVP neophodno je modeliranje celog sistema za ubrizgavanje goriva. U vreme izrade ovog rada taj model još nije bio dovoljno testiran, pa su moduli HODPVP i PVPGOR formirani na bazi eksperimentalnih ispitivanja sistema za ubrizgavanje na probnom stolu za ispitivanje pumpi visokog pritiska i na motorskom probnom stolu. Ovo ima i svoje praktično opravdanje i to kako zbog skraćanja potrebnog vremena računanja računara, tako i zbog dobrog poklapanja rezultata vanmotorskih i motorskih ispitivanja sistema za ubrizgavanje goriva. Pri vanmotorskom ispitivanju PVP formirana je matrica vrednosti broja obrtaja PVP, ciklusne dobave goriva i hoda zupčaste letve PVP. U modulima HODPVP i PVPGOR zatim je interpolacijom, na osnovu dva poznata parametra, dobijana vrednost zavisno promenljive.

Motorskim ispitivanjima je proveravana vrednost maksimalne dobave goriva za poznati maksimalni hod zupčaste letve. Pošto je promena ciklusne količine goriva u zavisnosti od hoda zupčaste letve približno linearna, pri motorskim ispitivanjima na parcijalnim režimima nije posebno vršeno merenje hoda zupčaste letve.

Na tačnost ovakvog načina određivanja ciklusne količine goriva bitan uticaj ima stvarna temperatura goriva u PVP. Zato je temperatura motora održavana na približno istom nivou na svim eksperimentima preciznom regulacijom temperatura rashladnih medijuma. Olakšavajuća okolnost je u tome da su snimani kratkotrajni prelazni režimi, tako da se temperatura motora u tom periodu praktično nije ni menjala.

3.4.4 PUMPA ZA RASHLADNU VODU

Kod motora, za koji je formiran matematički model, sistem za hlađenje je tako organizovan da jedna pumpa snabdeva vodom i motor i međuhladnjak. Zbog razuđenosti vodenih tokova, nedefinisanih lokalnih gubitaka i nestacionarnosti radnih režima praktično je nemoguće formirati model koji bi korektno opisao ovaj sistem. Zato je usvojeno da se protok vode kroz međuhladnjak odredi eksperimentalnim putem za različite brzinske režime, a da se zatim na osnovu izmerenih podataka formira aproksimacioni polinom oblika:

$$V_w = V_w(n)$$

gde su :

V_w - zapreminski protok vode

n - broj obrtaja motora.

Pri ovome je zanemaren uticaj temperature na veličinu protoka, ali s obzirom na to da je temperatura vode uspešno održavana u uskim granicama pri izvođenju eksperimenata, dobijeni aproksimacioni polinom je pokazao veoma dobro poklapanje sa stvarnim, izmerenim veličinama.

Ovako definisan model pumpe za vodu formiran je kao modul PUMPAV.

3.4.5 HLADNJAK MOTORSKOG VAZDUHA (MEĐUHLADNJAK)

Međuhladnjak je modeliran u modulima HLPRIT, HLVAZD i HLPR2 u zavisnosti od toga šta se želi kao izlazna veličina modela.

3.4.5.1 Modul HLPRIT

Modul HLPRIT omogućava izračunavanje pritiska vazduha na ulazu u međuhladnjak u zavisnosti od masenog protoka vazduha i pritiska vazduha na izlasku iz međuhladnjaka.

Pritisak vazduha na ulasku u međuhladnjak, iza kompresora, p_{v2} se dobija iz izraza:

$$p_{v2} = p'_{v2} + \Delta p_v \quad 5$$

gde su :

p'_{v2} - pritisak vazduha iza međuhladnjaka

Δp_v - pad pritiska vazduha u međuhladnjaku.

Pad pritiska vazduha u međuhladnjaku određivan je interpolacijom (7) iz podataka dobijenih eksperimentalnim istraživanjima na motorskom probnom stolu.

3.4.5.2 Modul HLPR2

Modul HLPR2 je formiran na isti način kao i modul HLPRIT. Razlika je u tome što se pomoću ovog modula određuje pritisak vazduha na izlasku iz međuhladnjaka u zavisnosti od masenog protoka vazduha i pritiska vazduha na ulasku u međuhladnjak.

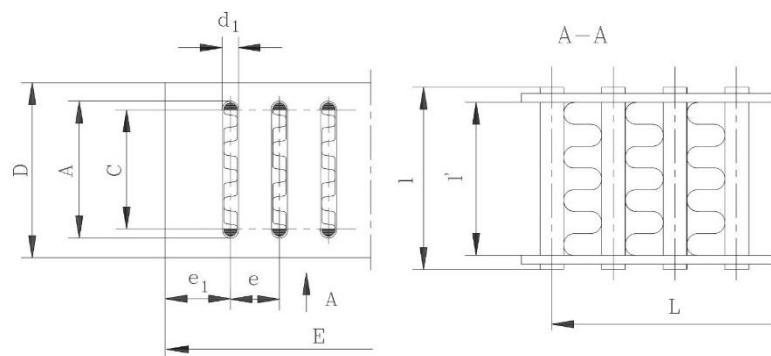
Pritisak vazduha na izlasku iz međuhladnjaka dobija se iz izraza :

$$p'_{v2} = p_{v2} + \Delta p_v \quad 6$$

Pad pritiska u međuhladnjaku se određuje interpolacijom iz istih eksperimentalno dobijenih podataka kao i u modulu HLPRIT.

3.4.5.3 Modul HLVAZD

Modul HLVAZD je formiran na osnovu matematičkog modela razmene toplote u međuhladnjaku objavljenog u radu (9). Proračun je urađen za konkretan hladnjak i konkretne profile cevčica za vodu.



Slika br. 13 Profili cevčica i rebara međuhladnjaka

Model je tako koncipiran da omogućava proračun hladnjaka i pri promeni gabaritnih dimenzija hladnjaka uz uslov da se zadrži čeonni profil cevčica za vodu. Profil rebara sa vazdušne strane može se menjati promenom koraka rebara.

Ovo omogućava izbor optimalne konstrukcije saća hladnjaka i u te svrhe je i iskorišćeno pri konstrukciji primenjenog međuhladnjaka. U slučaju promene profila cevčica i rebara potrebna je samo izmena ulaznih podataka, a sam tok proračuna se ne menja.

Za potrebe ovog modula formirani su moduli ROWODE, AMIWOD, PRWODE i AMIVAZ.

U modulu ROWODE aproksimacionim polinomom :

$$\rho_w = 1001,886 - 0,1410884 \cdot t_w - 2,895294 \cdot 10^{-3} \cdot t_w^2 \quad 7$$

definisana je promena gustine vode (ρ_w) u zavisnosti od temperature vode (t_w u °C). U području temperatura od 5 do 140°C maksimalna relativna greška iznosi 0,121%.

U modulu AMIWOD aproksimacionim polinomom :

$$\mu_w = \frac{1}{536,7607 + 20,82588 \cdot t_w + 0,1150554 \cdot t_w^2 - 2,587787 \cdot 10^{-4} \cdot t_w^3} \quad 8$$

definisana je promena dinamičkog viskoziteta vode (μ_w) u zavisnosti od temperature vode (t_w u °C). U području temperatura od 5 do 140°C maksimalna relativna greška iznosi 0,585%.

U modulu PRWODE aproksimacionim polinomom :

$$Pr_w = \frac{1}{0,065487 + 3,3737 \cdot 10^{-3} \cdot t_w + 2,4803 \cdot 10^{-5} \cdot t_w^2 - 8,2125 \cdot 10^{-8} \cdot t_w^3} \quad 9$$

definisana je promena Prandtlovog broja za vodu (Pr_w) u zavisnosti od temperature vode (t_w u °C). U području temperatura od 5 do 140°C maksimalna relativna greška iznosi 0,6597%.

U modulu AMIVAZ aproksimacionim polinomom :

$$\mu_v = 1,57485 \cdot 10^{-5} + 1,953046 \cdot 10^{-7} \cdot t_v - 5,991553 \cdot 10^{-9} \cdot t_v^2 + 1,25214 \cdot 10^{-10} \cdot t_v^3 - 1,44251 \cdot 10^{-12} \cdot t_v^4 + 9,1870 \cdot 10^{-15} \cdot t_v^5 - 3,02651 \cdot 10^{-17} \cdot t_v^6 + 4,01774 \cdot 10^{-20} \cdot t_v^7 \quad 10$$

definisana je promena dinamičkog viskoziteta vazduha (μ_v) u zavisnosti od temperature vazduha (t_v u °C). U području temperatura od 10 do 200 °C maksimalna relativna greška iznosi 0,1906%.

3.4.6 KOMPRESOR

Radni procesi kompresora modelirani su u modulima TEMPV2, KOMPR, AMVDIN i PIKDIN.

U modulu TEMPV2 se izračunava temperatura vazduha na izlasku iz kompresora (T_{v2}) po formuli :

$$T_{v2} = T_{v1} \cdot \frac{1 + (\pi_K^{AKK} - 1)}{\eta_K} \quad 11$$

gde su:

T_{v1} - temperatura vazduha na ulasku u kompresor

π_K - porast pritiska u kompresoru

η_K - izentropski stepen iskorišćenja kompresora

AKK - pomoćna veličina

$$AKK = \frac{K-1}{K}$$

12

K - eksponent adijabate za vazduh.

Formula je dobijena iz prvog zakona termodinamike pod pretpostavkom da je proces u kompresoru izentropski.

Za potrebe modula TEMPV2 formiran je modul ETAKA u kome se određuje stepen iskorišćenja kompresora. Primenjen je metod interpolacije /7/, a vrednosti stepena iskorišćenja kompresora uzete su iz radne mape kompresora dobijene od proizvođača turbokompresora, jer su laboratorijska ispitivanja turbokompresora pokazala dobro poklapanje izmerenih i deklariranih vrednosti stepena iskorišćenja kompresora.

U modulu KOMPR se izračunava moment potreban za pogon kompresora na datom radnom režimu iz izraza za rad kompresora uz uzimanje u obzir i stepena iskorišćenja kompresora.

$$M_K = \frac{m_v + R_v \cdot T_{v1} \cdot \pi_K^{AKK} - 1}{AKK \cdot \eta_K \cdot \omega_{TK}}$$

13

gde su:

M_K - moment kompresora

m_v - maseni protok vazduha

R_v - gasna konstanta za vazduh

ω_{TK} - ugaona brzina rotora turbokompresora.

Za izračunavanje nepoznate vrednosti ugaone brzine rotora turbokompresora formiran je modul KOMPRES. U njemu se ona izračunava iz radne mape kompresora na osnovu masenog protoka vazduha i porasta pritiska u kompresoru postupkom interpolacije /7/.

Za modeliranje linija utroška vazduha formiran je modul AMVDIN. U njemu se maseni protok vazduha kroz motor i kompresor određuje, na osnovu rezultata merenja, u zavisnosti od ugaone brzine motora i ugaone brzine turbokompresora. Podaci su dobijeni snimanjem univerzalnih dijagrama motora, a za određivanje vrednosti protoka na potrebnim radnim režimima primenjen je postupak interpolacije izložen u radu /7/.

Istim postupkom interpolacije se u modulu PIKDIN određuje porast pritiska u kompresoru za zadati broj obrtaja motora i zadati maseni protok vazduha. Ulazni podaci su i ovde dobijeni snimanjem univerzalnih dijagrama motora.

3.4.7 TURBINA

Procesi koji se odvijaju u turbini i delu izduvne grane ispred turbine modelirani su u modulu TURBIN.

Primenjena radijalna turbina je zamenjena konvergentnom mlaznicom sa promenljivim protočnim presekom u zavisnosti od pada pritiska izduvnih gasova u turbini.

Vrednost efektivnog protočnog preseka ekvivalentne mlaznice određena je eksperimentalno, stacionarnim prodivavanjem turbine. Rezultati tog eksperimenta obrađeni su u /15/. Model omogućava simuliranje prehranjivanja sa konstantnim pritiskom i simuliranje impulsnog prehranjivanja. Za potrebe ovog motora pritisak na ulaznoj prirubnici turbine je posmatran kao promenljiv u toku ciklusa i kao funkcija izduvavanja svih cilindara povezanih na jednu izduvnu granu.

Pritisak na izlaznoj prirubnici je uziman kao konstantna vrednost, jer su to omogućavali uslovi koje je pružala laboratorija u kojoj je izvršeno ispitivanje motora. Natpritisak iza turbine kretao se u granicama od 0 do 2 kPa i svako modeliranje ovako uskog područja pritiska predstavljalo bi nepotreban gubitak vremena računanja. U slučaju da je natpritisak iza turbine veći, npr. zbog aktiviranja motorske kočnice, ili postojanja nekog ejektora, on bi se morao uzeti u obzir. Modelom je predviđena i ta mogućnost.

Na osnovu izraza za moment turbine :

$$M_t = \frac{dW_t}{dt} \cdot \frac{30}{\pi \cdot n_{TK}} = \frac{dW_t}{d\alpha} \cdot \frac{1}{\omega_{TK}} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad 14$$

izraza za izentropski rad turbine :

$$W_{s,t} = \int \frac{dm_t}{d\alpha} \cdot \Delta h_{s,t} \cdot d\alpha \quad 15$$

i izraza za izentropski toplotni pad pri ekspanziji izduvnih gasova u turbini :

$$\Delta h_{s,t} = \frac{1}{AKKT} \cdot R_{izg} \cdot T_{3,i} \cdot \frac{\pi_{t,i}^{AKKT} - 1}{\pi_{t,i}} \quad 16$$

dobijen je izraz za izentropski moment turbine u i-tom intervalu vremena kao :

$$M_{st,i} = m_{izg,i} \cdot R_{izg} \cdot T_{3,i} \cdot \frac{\pi_{t,i}^{AKKT} - 1}{AKKT \cdot \pi_{t,i}} \cdot \frac{\omega_M}{\omega_{TK}} \quad 17$$

gde su:

$m_{izg,i}$ - masa izduvnih gasova koja u i-tom intervalu vremena protiče kroz turbinu

$$m_{izg,i} = A_{t,eff} \cdot \frac{p_{3,i} \cdot \psi_t}{\sqrt{R_{izg} \cdot T_{3,i}}} \quad 18$$

$A_{t,eff}$ - efektivni protočni presek turbine

ψ_t - funkcija protoka

R_{izg} - gasna konstanta izduvnih gasova uzeta kao funkcija koeficijenta viška vazduha

$p_{3,i}$ - pritisak u izduvnom kolektoru, na ulazu u turbinu

$T_{3,i}$ - temperatura izduvnih gasova na ulaznoj prirubnici turbine

$\pi_{t,i}$ - pad pritiska u turbini u i-tom intervalu vremena

ω_{TK} - ugaona brzina turbokompresora

AKKT - pomoćna veličina

$$AKKT = \frac{K_{izg} - 1}{K_{izg}} \quad 19$$

K_{izg} - eksponent adijabate za izduvne gasove

Množenjem izračunatog momenta izentropskim stepenom iskorišćenja η_t dobija se vrednost efektivnog momenta turbine $M_{e,i}$:

$$M_{e,i} = M_{st,i} \cdot \eta_t \quad 20$$

Vrednosti izentropskog stepena iskorišćenja turbine određene su na osnovu rezultata ispitivanja /15/ i aproksimirane polinomom:

$$\eta_t = \eta_t(\pi_t) \quad 21$$

Uticaj promene broja obrtaja turbokompresora na simuliran je aproksimacionim polinomom:

$$\eta_{t,n} = \eta_{t,n}(n_{TK}) \quad 22$$

Integraljenjem dobijenog momenta M_e po vremenu trajanja celog radnog ciklusa u cilindru motora dobija se vrednost efektivnog sumarnog momenta turbine:

$$M_{e,t} = \int_0^{720} M_{t,i} d\alpha \quad 23$$

gde je sa α označen ugao kolena kolenastog vratila.

Kao kontrolna veličina izračunavan je sumarni maseni protok izduvnih gasova kroz turbinu turbokompresora:

$$m_{izg} = \int_0^{720} m_{izg,i} d\alpha \quad 24$$

Ukoliko je njegova vrednost znatnije odstupala od sumarnog protoka izduvnih gasova kroz izduvne ventile motora vršena je korekcija efektivnog protočnog preseka turbine za dati režim. Brojna testiranja su pokazala da su korekcije bile manje od 0,5%, što govori da su primenjavana uprošćenja bila opravdana.

3.4.8 SPOLJAŠNJE OPTEREĆENJE MOTORA

U modulu OTPORI se generišu ili izračunavaju momenti otpora agregata gonjenih motorom.

U fazi testiranja programa korišćena je sinusna promena momenta opterećenja motora u zavisnosti od vremena u obliku:

$$M_{otp} = M_{otp,poc} \cdot (1 + \sin(a \cdot t)) \quad 25$$

gde su :

M_{otp} - trenutni moment otpora

$M_{otp,poc}$ - početna vrednost momenta otpora

a - proizvoljan koeficijent

U kasnijim fazama simulacije dinamičkih karakteristika motora, ovim modulom je simulirana promena momenta opterećenja motora dobijena snimanjem promene momenta na hidrauličnoj kočnici u vreme eksperimenta. Za generisanje promene momenta otpora u funkciji vremena korišćeni su aproksimacioni polinomi. Stepenn primenjenog aproksimacionog polinoma zavisi od karaktera promene snimljenog momenta otpora kočnice, odn. od izabranog režima promene opterećenja motora.

Pored ovoga, modul OTPORI može da posluži kao veza modela za simulaciju dinamičkog ponašanja motora sa nekim modelom za dinamičko ponašanje vozila pogonjenog ovim motorom. Ovo omogućava predviđanje ponašanja motora i vozila u uslovima eksploatacije i u situacijama kada vozilo još nije kompletirano i spremno za ispitivanje.

3.4.9 DINAMIČKI ODZIV MOTORA

Dinamičko ponašanje motora može se opisati diferencijalnom jednačinom:

$$(J_M + J_P) \cdot \frac{d\omega_M}{dt} = M_M - M_P \quad 26$$

gde su :

J_M - ekvivalentni moment inercije pokretnih delova motora

J_P - ekvivalentni moment inercije potrošača

ω_M - ugaona brzina kolenastog vratila motora

M_M - efektivni moment motora u posmatranom trenutku

M_P - ukupni moment otpora potrošača u posmatranom trenutku

Ekvivalentni moment inercije motora modeliranog u ovom radu određen je u okviru rada /11/. Na njegovu vrednost odlučujući uticaj ima moment inercije glavnog motorskog mehanizma. Elementi razvodnog mehanizma i priključeni agregati (pumpe za vodu, ulje i pumpa visokog pritiska) imaju uticaj u vrednosti samo nekoliko procenata, pa je obzirom na sve uvedene pretpostavke i približenja u proračunu ekvivalentnog momenta inercije njihov uticaj zanemarljiv.

Pri proračunu je kolenasto vratilo izdvojeno na segmente. Pošto se radi o V-motoru svaki segment je obuhvatao deo kolenastog vratila između osa dvaju susednih ležajeva, glavnu i pomoćnu klipnjaču sa osovinicama i dve klipne grupe. Ekvivalentni moment inercije se u ovom slučaju može odrediti kao :

$$J_e = J_{kol} + J_{kc-r} + 2 \cdot J_u \quad 27$$

gde su :

J_e - ekvivalentni moment inercije jednog segmenta sklopa kolenastog vratila motora

J_{kol} - ekvivalentni moment inercije jednog segmenta samog kolenastog vratila

J_{kc-r} - redukovani moment dela klipnjača čija masa je redukovana na leteći rukavac

J_u - uslovni moment inercije pravolinijski oscilujućih masa

Moment inercije dela samog kolenastog vratila između osa susednih ležajeva može da se dobije sasvim tačno na osnovu konstrukcione dokumentacije kao:

$$J_{kol} = J_{or} + J_{lr} + 2 \cdot J_{ru} \quad 28$$

gde su :

J_{or} - moment inercije oslonačkog rukavca

J_{lr} - moment inercije letećeg rukavca

J_{ru} - moment inercije ramena

Redukovani moment inercije klipnjača je znatno teže odrediti, jer klipnjače izvide složeno ravansko kretanje. Zato je uvedena pretpostavka da se klipnjača zameni dvema masama skoncentrisanim u velikim i malim pesnicama klipnjača. Mase skoncentrisane u velikoj pesnici dodeljene su letećem rukavcu, a mase skoncentrisane u malim pesnicama dodeljene su klipnoj grupi. Na osnovu ovoga, redukovani moment inercije dela klipnjača skoncentrisan u velikoj pesnici može da se izračuna iz izraza:

$$J_{kc-r} = m_2 \cdot R^2 \quad 29$$

gde su :

m_2 - masa klipnjače skoncentrisana u velikoj pesnici

R - poluprečnik rotacije letećeg rukavca kolenastog vratila.

Kod određivanja uslovnog momenta inercije pošlo se od pretpostavke da se krivajni mehanizam ne obrće, već da izvodi male torzione oscilacije. U blizini mrtvih tačaka ovakvo oscilovanje se izvodi bez ikakvog pomeranja klipa. U položaju 90°KKV pre i posle mrtvih tačaka kretanje klipa je, praktično, jednako kretanju čitave krivaje. To znači da je u blizini mrtvih tačaka inercija masa koje se kreću pravolinijski jednaka nuli, a u položaju 90°KKV jednaka proizvodu celokupne mase pravolinijski krećućih delova i kvadrata poluprečnika rotacije kolena. Pošto krivajni mehanizam rotira, sa dovoljnom tačnošću može se za uslovnu masu uzeti polovina ukupne mase pravolinijski oscilatornih masa:

$$m_u = \frac{m_{kg} + m_1}{2} \quad 30$$

a odatle i :

$$J_u = m_u \cdot R^2 \quad 31$$

gde su :

m_u - uslovna masa

m_{kg} - ukupna masa klipnih grupa

m_1 - masa klipnjača skoncentrisana u malim pesnicama

Ukupni ekvivalentni moment inercije pokretnih delova motora J_M dobija se množenjem J_e sa brojem segmenata na koje je izdelfeno kolenasto vratilo.

Ekvivalentni moment inercije potrošača može da se dobije bilo sopstvenom analizom konstrukcije potrošača, bilo od strane samog proizvođača priključenog potrošača. Pošto se u okviru ovog rada kao potrošač javljala hidraulična kočnica, to je kao moment inercije potrošača uzet moment inercije kočnice, dobijen od proizvođača kočnice, uvećan za moment inercije priključnog kardanskog vratila :

$$J_P = J_{HK} + J_{SV} \quad 32$$

gde su :

J_{HK} - redukovani moment inercije hidraulične kočnice

J_{SV} - redukovani moment inercije spojnog vratila.

Vrednosti M_M i M_P dobijaju se iz modula PROCES i OTPORI.

Pošto su sve ostale veličine poznate iz diferencijalne jednačine (26) može da se izračuna vrednost ugaonog ubrzanja kolenastog vratila, što posle integraljenja u tekućem vremenskom intervalu daje i promenu ugaone brzine kolenastog vratila motora.

3.4.10 DINAMIČKI ODZIV TURBOKOMPRESORA

Diferencijalna jednačina kretanja rotora turbokompresora može se dobiti primenom zakona o održanju momenta količine kretanja:

$$J_{TK} \cdot \frac{d\omega_{TK}}{dt} = M_{e,t} - M_{e,k} \quad 33$$

gde su :

J_{TK} - moment inercije rotora turbokompresora

ω_{TK} - ugaona brzina rotora turbokompresora

$M_{e,t}$ - efektivni moment turbine

$M_{e,k}$ - efektivni moment kompresora.

Moment inercije rotora primenjenog turbokompresora bio je određen eksperimentom. Pošto nije moguće direktno merenje momenta inercije rotora turbokompresora, on je izračunat na osnovu merenja perioda torzionog oscilovanja rotora.

Iz jednačine za određivanje perioda oscilovanja torzionog klatna, moment inercije može da se izračuna kao:

$$J = c \cdot \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 \quad 34$$

gde su:

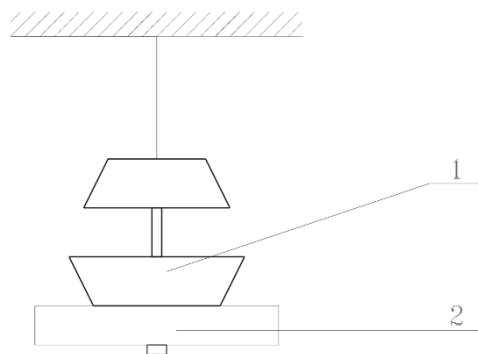
c - torziona konstanta

T - period oscilovanja.

Da bi se eliminisala nepoznata vrednost torzione konstante izvršena su dva merenja perioda oscilovanja i to za:

- rotor turbokompresora bez dodatne zamajne mase i
- rotor turbokompresora sa pridodatom poznatom zamajnom masom.

Principska šema eksperimenta prikazana je na slici br.14.



Slika br. 14 Šema instalacije za određivanje momenta inercije rotora turbokompresora
1 - rotor turbokompresora
2 - zamajac sa poznatim momentom inercije J_{zam}

Ako se za prvi slučaj uvede indeks 1, a za drugi slučaj indeks 2, pa se jednačine međusobno podele dobija se izraz:

$$\frac{J_1}{J_2} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^2 \quad 35$$

Kada se uzme u obzir da je:

$$J_2 = J_1 + J_{zam} \quad 36$$

onda se sređivanjem gornjeg izraza dobija izraz za određivanje momenta inercije rotora turbokom- presora kao:

$$J_2 = J_{zam} \cdot \frac{T_1^2}{T_2^2 - T_1^2} \quad 37$$

Pošto zamajna masa ima oblik pravilnog diska, njen moment inercije J_{zam} može lako da se sračuna, pa su onda sve potrebne veličine poznate.

Efektivni moment turbine određuje se u modulu TURBIN, a moment kompresora sa uračunatim mehaničkim stepenom iskorišćenja celog turbokompresora određuje se u modulu KOMPR.

Namerno ostavljeno prazno

4 EKSPERIMENTI

Pošto je poznata činjenica da dobre analize nema bez dobrog matematičkog modela i bez dobre baze podataka, pri optimiranju motora je bio predviđen i obiman eksperimentalni rad koji je obuhvatio i laboratorijska i terenska ispitivanja motora i vozila.

4.1 ISPITIVANJE MOTORA NA PROBNOM STOLU

Uloga eksperimentalnog dela rada je bila dvostruka :

- trebalo je da eksperimentalno istraživanje stacionarnih karakteristika motora da dovoljno pouzdanu bazu za formiranje matematičkog modela procesa koji se odvijaju za vreme stacionarnih i promenljivih radnih režima
- eksperimentalno istraživanje promenljivih režima je trebalo da posluži za verifikaciju formiranih matematičkih modela ili korekciju polaznih pretpostavki

U skladu sa ovim planirana su i laboratorijska ispitivanja. Ona su bila podeljena u tri grupe :

- stacionarna ispitivanja motora i agregata koji se modeliraju,
- ispitivanje standardnih motora i motorskih agregata na promenljivim režimima i
- ispitivanje raznih mogućnosti za poboljšanje prelaznih radnih režima motora u cilju poboljšanja dinamičnosti vozila.

Za izučavanje rada motora 12ČN 15/18 na stacionarnim i nestacionarnim radnim režimima izvršena su obimna ispitivanja na dva probna stola :

- probni sto za ispitivanje motora i
- probni sto za ispitivanje motora i prenosnika snage.

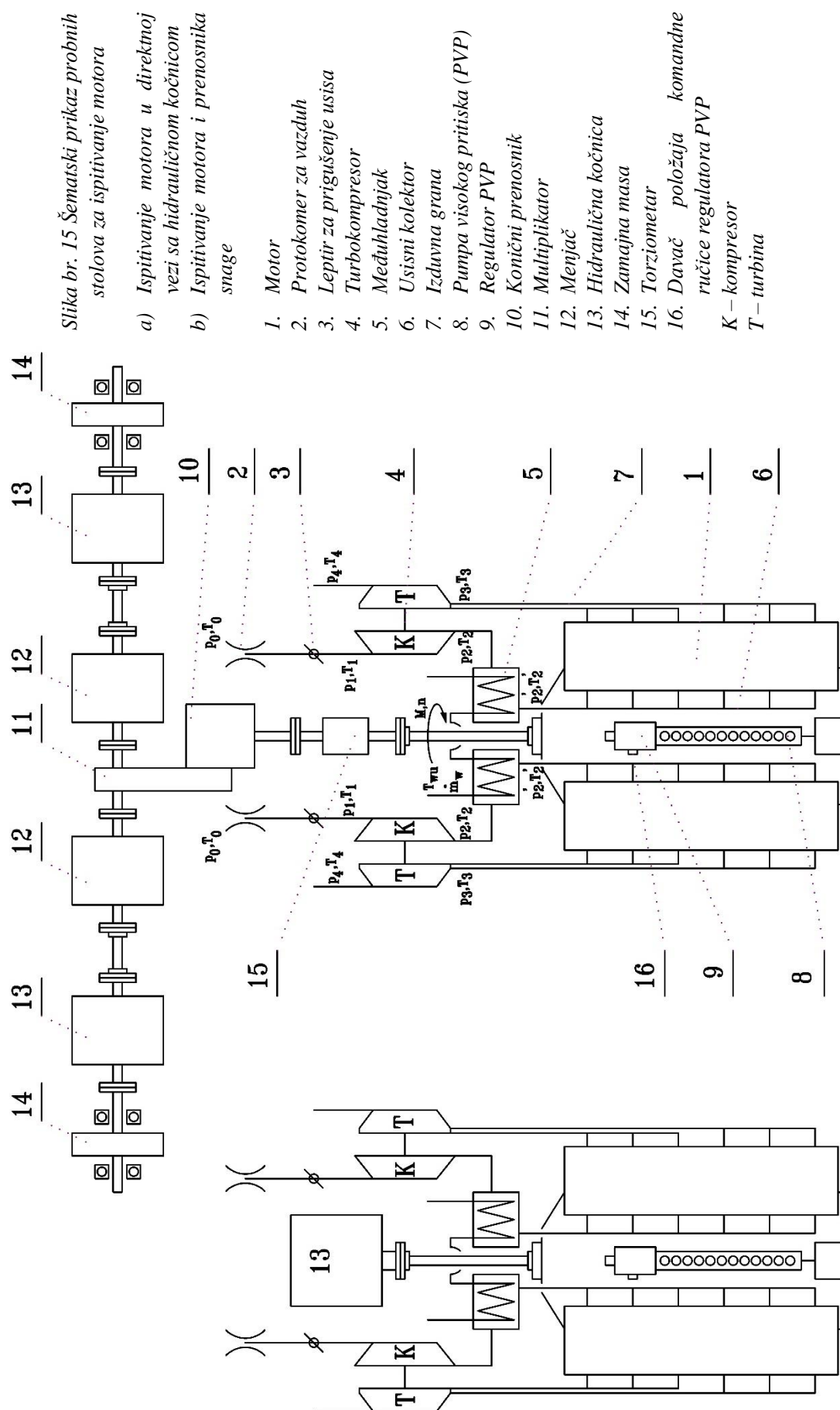
Ispitivano je sedam turboprehranjivanih motora sa više varijanti prateće opreme :

- različiti tipovi turbokompresora, međuhladnjaka, usisnih i izduvnih kolektora
- različite pumpe visokog pritiska, brizgači i cevovodi
- različite glave motora, stepeni kompresije itd.

Pored toga, izvršena su i odvojena ispitivanja motorskih uređaja :

- pumpe visokog pritiska,
- turbokompresori itd.

U cilju poređenja karakteristika turboprehranjivanih motora sa motorima sa mehaničkim kompresorom izvršeno je i ispitivanje jednog takvog motora u najboljoj konfiguraciji.



4.1.1 PROBNI STOLOVI ZA ISPITIVANJE MOTORA

Principijska šema oba probna stola prikazana je na slikama br. 15a i 15b. Kao što se na slici 15b može videti, probni sto za ispitivanje motora i prenosnika snage sadrži pored motora menjače i zamajace. Zamajci su specijalno konstruisani da simuliraju uticaj vozila, u koje se pogonska grupa ugrađuje, na pogonsku grupu.

Probni stolovi su bili opremljeni istovetnim komponentama merne i regulacijske opreme. Razlika je bila jedino u tome što je u probni sto za ispitivanje motora i prenosnika snage, između motora i prenosnika, bio ugrađen još i uređaj za merenje broja obrtaja i obrtnog momenta motora.

Za apsorpciju snage motora korišćene su hidraulične kočnice D-1900 Dynabar firme Schenck sa pratećom regulacijskom opremom. Zbog samog principa rada ovih kočnica nije moguće eliminisanje uticaja kočnica na željeni tok eksperimenta. Glavnu smetnju predstavljaju inercija kočnice i regulacije kočnice. Ovo ipak nije nepremostiva smetnja, jer je pri verifikaciji matematičkog modela za zadavanje spoljašnjeg opterećenja korišćena matrica snimljenih radnih režima motora.

Merenje obrtnog momenta i ugaone brzine na probnom stolu za ispitivanje motora i prenosnika snage vršeno je ispred i iza prenosnika snage. Između motora i menjača postavljen je beskontaktni davač momenta T30FN firme Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM), a iza menjača je za iste svrhe korišćena standardna oprema kočnice D-1900. Kod probnog stola za ispitivanje motora korišćena je samo standardna oprema kočnice.

Za merenje temperatura izduvnih gasova motora, T_3 i T_4 korišćeni su termoparovi tipa K, debljine 3 mm, firmi Philips i Italcoppie, a za merenje ostalih temperatura korišćeni su davači temperature Pt-100, debljine 3 mm, firme Italcoppie.

Za merenje srednjih pritisaka p_1 , p_2 , p_3 i p_4 na stacionarnim režimima su korišćene tzv. "U-cevi" punjene živom ili vodom, a na prelaznim režimima pretvarači pritiska HBM P5NT (5bara) i HBM P4AK (2bara).

Barometarski pritisak je meren živinim barometrom model W2062 firme C.F. Kasella & Co.

Za merenje protoka vazduha kroz kompresore korišćene su standardne mlaznice nazivnog prečnika D 105,12 mm u kombinaciji sa "U-cevima" punjenim vodom ili pretvaračima pritiska HBM P4AK (2 bara), zavisno od toga da li su snimane stacionarne karakteristike ili ne.

Ugaona brzina turbokompresora merena je induktivnim davačima i brojačima 6006 firme AVL Graz.

Potrošnja goriva je na stacionarnim režimima merena zapreminskim metodom protokomerima firme Seppeler (3 dm^3) i firme Fluidyne (model 1229). Na promenljivim režimima je potrošnja goriva merena protokomerom Fluidyne model 1229.

Za merenje protoka vode kroz hladnjak vazduha korišćeni su davač RE2-20/70 i merni uređaj tip 3310 firme Hydrotechnik.

Za indiciranje motora, snimanje toka pritiska u cilindru motora, korišćeni su davači tip 12QP 505clk i pojačivači 3059B-A02.1 firme AVL-Graz.

Pritisak u sistemu za ubrizgavanje goriva je indiciran davačem AVL 5QP 6002 i pojačivačem AVL 3059B-A02.1.

Hod igle brizgača je indiciran induktivnim davačem izrađenim u VTI-Beograd.

Za generisanje ugaone podele korišćen je uređaj AVL tip 360 CG/600.

Za akviziciju podataka dobijenih indiciranjem motora korišćeni su uređaj ADS 500 izrađen na Mašinskom fakultetu u Beogradu i digitalni osciloskop Nicolet 4562. Isti uređaji za akviziciju podataka su korišćeni i pri snimanju karakteristika regulatora na probnom stolu za ispitivanje pumpi visokog pritiska.

Za merenja pomeranja zupčaste letve korišćen je davač hoda W20K firme HBM, a za snimanje promene položaja komandne poluge regulatora PVP korišćen je davač konstruisan u VTI-Beograd.

Za merenje ugaone brzine PVP korišćen je optički davač HBM OA1. Pri stacionarnim ispitivanjima sve izmerene vrednosti su registrovane uređajem za akviziciju podataka HP 3497A i računarom HP 9845 firme Hewlett Packard.

Za snimanje promenljivih režima pored uređaja ADS 500 i Nikolet 4562 na raspolaganju je bio i Measurement plotting system 7090A firme Hewlett Packard. Ovi uređaji su omogućavali paralelno merenje na sedam vrlo brzih kanala. Veličine koje su se relativno sporo menjale registrovane su računarom HP 9845. Mada sastavljena od velikog broja komponenata, koje je trebalo sinhronizovati, ova oprema je obezbeđivala dobru materijalnu podršku eksperimentalnom radu na promenljivim režimima motora.

Karakteristike davača i pretvarača, kao i uređaja za akviziciju mogu se naći u katalogima proizvođača dotičnog elementa opreme i ovde neće biti izlagane.

4.1.2 PLANIRANJE EKSPERIMENTA

Na planiranje eksperimentalnog dela rada u velikoj meri je uticala raspoloživa oprema, a u prvom redu vrsta primenjenih kočnica za apsorpciju snage motora. S obzirom na to da su kočnice hidraulične, postojala je jedino mogućnost apsorpcije snage, tako da je bilo nemoguće simuliranje situacija u kojima je motor gonjen vozilom. Takođe, zbog primenjenog nivoa automatizacije, na probnom stolu sa slike 15b nije bila moguća simulacija proizvoljnog radnog režima vozila, već je bila moguća samo simulacija pravolinijske vožnje.

Planom ispitivanja je bilo predviđeno da se stacionarnim ispitivanjima utvrdi optimalna konfiguracija motora sa aspekta maksimalne snage, elastičnosti motora i potrošnje goriva, a da se zatim izvrši ispitivanje dinamičkih karakteristika optimiranog motora. Pre početka i u toku stacionarnih i dinamičkih ispitivanja motora vršena su i ispitivanja motorskih uređaja u cilju njihovog optimiranja i optimiranja karakteristika motora.

U toku dinamičkih ispitivanja izvršeno je i ispitivanje alternativnih rešenja za poboljšavanje rada motora na promenljivim režimima.

4.1.2.1 Stacionarna ispitivanja motora i agregata

Stacionarnim ispitivanjima su bili podvrgnuti :

- pumpa visokog pritiska
- regulator pumpe visokog pritiska
- turbokompresor
- uzorak saća međuhladnjaka i
- motor, sa različitim konfiguracijama usisno izduvnog sistema i sistema za ubrizgavanje goriva.

Pumpa visokog pritiska i regulator su ispitivani na probnom stolu za ispitivanje PVP zajedno sa motor-skim brizgačima i motorskim cevima. Za potrebe modeliranja snimana je cela radna mapa pumpe. Slična ispitivanja su izvršena i na motorskom probnom stolu sa ovim elementima ugrađenim u motor.

Snimana je ciklusna dobava goriva u zavisnosti od hoda zupčaste letve i ugaone brzine PVP. Rezultati ispitivanja se nalaze u izveštaju /16/. Iz istih razloga, za celu radnu mapu PVP, snimano je i pomeranje zupčaste letve u funkciji položaja komandne ručice regulatora i ugaone brzine PVP. Rezultati ispitivanja regulatora dati su u izveštaju /17/.

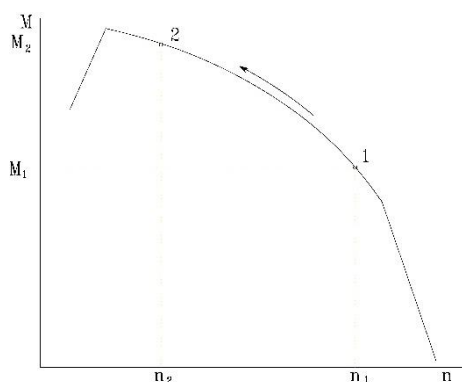
Stacionarna ispitivanja turbokompresora urađena su u okviru ispitivanja sprovedenih u cilju kontrole kvaliteta TK agregata. Ispitivane su karakteristike turbine i kompresora odvojeno i u tzv. "direktnom spoju". Rezultati ispitivanja se nalaze u izveštaju /18/. Ispitivano je više turbokompresora iz iste serije, a rezultati ispitivanja su pokazali dobro poklapanje sa mapom koju je za te agregate dao proizvođač. Zato kod drugih varijanti turbokompresora nisu ni vršena dopunska ispitivanja stacionarnih karakteristika.

Za vanmotorska ispitivanja stacionarnih karakteristika međuhladnjaka nisu postojale objektivne mogućnosti, jer se radilo o velikim potrebnim protocima vazduha i količinama razmenjene toplote, pa su ispitivanja urađena na uzorcima saća hladnjaka. Ispitivano je više varijanti saća hladnjaka. Osnovne razlike kod pojedinih uzoraka bile su u koraku lamela sa vazdušne strane saća i u vrsti materijala za izradu saća. Snimani su toplotni bilansi hladnjaka i padovi pritiska sa vodene i vazdušne strane. Rezultati ispitivanja uzoraka saća hladnjaka nalaze se u izveštaju /19/.

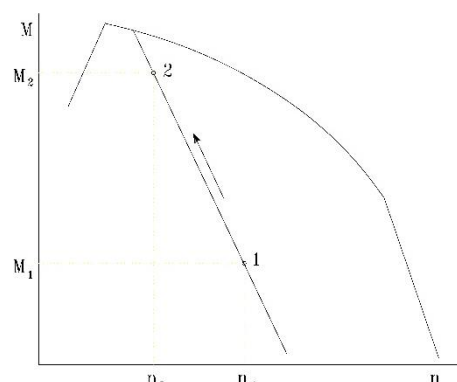
Stacionarna ispitivanja motora kao agregata izvršena su na probnom stolu prikazanom na slici br.12a. Vršena su ispitivanja sa različitim varijantama usisnih i izduvnih kolektora, TK agregata, međuhladnjaka, pumpi visokog pritiska, cevi visokog pritiska i brizgača. Snimane su spoljne brzinske karakteristike, univerzalne karakteristike i toplotni bilansi motora. Pored uobičajenih pogonskih karakteristika motora vršeno je i indiciranje motora u cilju definisanja parametara radnog procesa i kontrole graničnih mehaničkih opterećenja klipno cilindarske grupe.

4.1.2.2 Ispitivanje motora i agregata na promenljivim režimima

Ispitivanjima na promenljivim režimima bili su izloženi regulator PVP i motor kao celina.



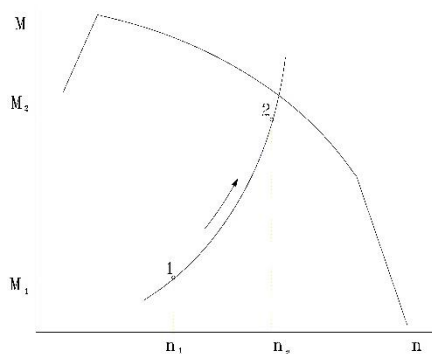
Slika br. 17 Usporavanje po spoljnoj brzinskoj karakteristici



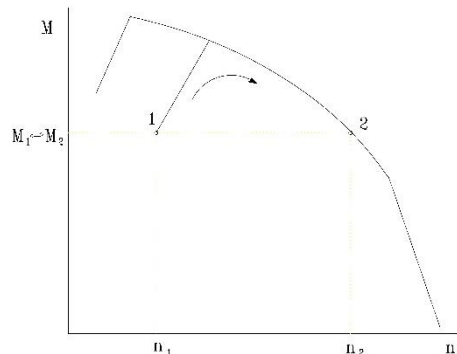
Slika br. 16 Opterećivanje motora po regulatorskoj karakteristici

Ispitivanja motora pri radu na promenljivim režimima su bila vrlo obimna i kompleksna. Izvedena su na dva probna stola prikazana na slikama 15a i 15b, a ispitivanjima su obuhvaćeni režimi prikazani na slikama br. 16, 17, 18 i 19.

Na motorskom probnom stolu su ispitivane različite konfiguracije motora, dok su na probnom stolu za ispitivanje motora i prenosnika snage ispitivane samo optimalne konfiguracije motora i prenosnika. Pri tome su ispitivane dinamičke karakteristike motora u različitim stepenima prenosa menjača.



Slika br. 19 Ubrzanje motora po karakteristici $M=M(n^2)$



Slika br. 18 Ubrzavanje motora pri $M=\text{const}$

Pored ovoga, u cilju dobijanja referentnih podataka za poređenje, na istim radnim režimima je ispitivan i motor sa mehanički gonjenim kompresorom.

Regulator je posebno ispitivan na probnom stolu za PVP i, kasnije, u sklopu sa motorom. Na van-motorskim ispitivanjima su snimana pomeranja komandne ručice regulatora i zupčaste letve PVP i promena ugaone brzine PVP u vremenu. Promena parametara je vršena potpuno slobodno, što je trebalo da omogući proveru univerzalnosti matematičkog modela.

4.2 TERENSKO ISPITIVANJE MOTORA

Cilj terenskih ispitivanja je bilo :

- utvrđivanje stvarnih radnih režima motora guseničnih vozila
- utvrđivanje performansi motora u stvarnim uslovima eksploatacije i verifikacija rezultata dobijenih laboratorijskim ispitivanjima
- analiza rada pratećih motorskih sistema u uslovima eksploatacije i
- analiza pouzdanosti motora i vozila u celini.

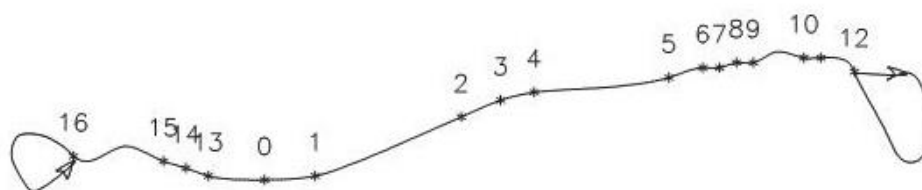
4.2.1 VOŽNJA U VANDRUMSKIM USLOVIMA

Ispitivano je više motora ugrađenih u šest teških brzohodnih guseničnih vozila na različitim terenima i u različitim vremenskim uslovima.

Za potrebe ovog rada koristiće se rezultati dobijeni ispitivanjem na jednoj srednje teškoj, kružnoj stazi koja bi odgovarala uslovima eksploatacije na ravničarskim i brežuljkastim terenima u suvom letnjem periodu. Stazu su sačinjavali makadam srednjeg i lošijeg kvaliteta i suva ledina. Ukupna dužina staze je 12,8 km, a maksimalni uspon i pad su iznosili 5%. Profil ove staze je prikazan crtežom i tabelarno na slici br. 20.

Merene su maksimalne vrednosti svih veličina bitnih za normalan rad motora i prenosioca snage, a neprekidno su registrovani

- broj obrtaja motora
- broj obrtaja levog pogonskog točka
- broj obrtaja desnog pogonskog točka
- moment na levom pogonskom točku
- moment na desnom pogonskom točku i
- pritisci u uljnom sistemu transmisije.



DEONICA	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-12	1-13	13-14	14-15	15-16	16-16
DUŽINA (m)	400	300	100	1600	100	100	100	100	600	200	300	500	1000	100	100	900	300
Uspon/Pad (%)	U1	U4	U5	0	U4	U1	U4	U1	P5	U5	0	0	0	0	0	0	0

Slika br. 20 Profil staze na kojoj je izvršeno ispitivanje

Opremu za merenje i akviziciju podataka sačinjavali su, pored elemenata opisanih u tački 4.1.1, još:

- osmokanalni magnetofon HP 3968 Instrumentation recorder
- uređaj za merenje momenta na pogonskim točkovima izrađen u VTI-Beograd i
- merna oprema ispitivanih vozila.

Planom eksperimenta je bilo predviđeno merenje i registrovanje gore navedenih parametara:

- duž cele staze u više prolaza i
- na režimima maksimalnog i normalnog ubrzavanja vozila iz stanja mirovanja na različitim delovima staze.

Pri tome je uticaj ljudskog faktora smanjen izmenom većeg broja vozača.

4.2.2 ISPITIVANJE MAKSIMALNOG UBRZANJA VOZILA

Ispitivanja ubrzanja su izvršena u više faza, na različitim terenima i sa različitim vozilima. U radu će biti izloženi rezultati ispitivanja maksimalnih ubrzanja dva brzohoda gusenična vozila (bazni modeli) na ravnoj betonskoj stazi i rezultati ispitivanja usavršenog vozila u terenskim uslovima.

4.2.2.1 Ispitivanje baznih vozila

Cilj ispitivanja je bio utvrđivanje uporednih brzinskih karakteristika vozila sa ugrađenim motorom sa mehanički gonjenim kompresorom i ubrzanje istog takvog vozila sa turboprehranjivanim motorom iste radne zapremine i iste konfiguracije.

Ispitivanje je vršeno na ravnoj, suvoj betonskoj stazi.

Pri ispitivanju su mereni brzina vozila i pređeni put, a s obzirom da je staza bila kratka nije merena maksimalna brzina vozila.

Za merenja je korišćen merni uređaj PEISELER model EM/SCH sa pripadajućim “petim točkom” od 28 inča.

Planom eksperimenta je bilo predviđeno merenje i registrovanje parametara iz više polazaka u oba smera vožnje.

4.2.2.2 Ispitivanje optimiranog modela vozila

Ispitivanje ubrzanja optimiranog modela vozila je izvršeno u okviru terenskih ispitivanja izloženih u poglavlju 4.2.1. na ravnom delu staze, sa više polazaka, u oba smera vožnje i sa više vozača.

5 ANALIZA

5.1 TURBOMOTOR U USLOVIMA EKSPLOATACIJE BRZOHODIH GUSENIČNIH VOZILA

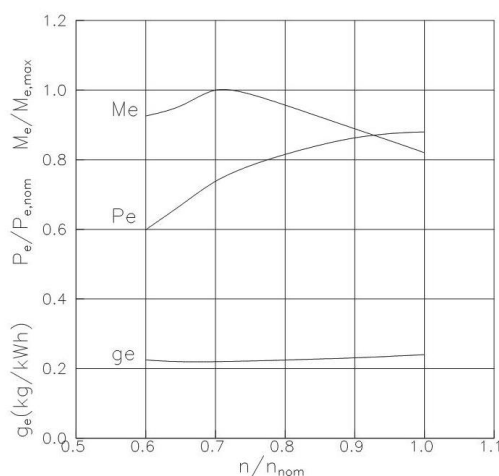
Brzohoda gusenična vozila su namenjena uglavnom za kretanje van drumova, na uređenim ili neuređenim zemljištima, kao i za savladavanje svih vrsta prepreka. Po uslovima eksploatacije su veoma bliska građevinskim mašinama, tako da se može reći da i njihovi motori rade, približno, u uslovima izloženim u poglavlju 2.1. Zbog takve raznolikosti praktično je nemoguće jednim modelom obuhvatiti sve radne režime a da se dobiju upotrebljivi rezultati.

5.1.1 VOŽNJA NA KRUŽNOJ STAZI

Ovde će biti izloženi rezultati terenskog ispitivanja jednog optimiranog brzohodog guseničnog vozila sa petostepenim menjačem prema uslovima izloženim u poglavlju 4.2. Stacionarne spoljne brzinske karakteristike motora ugrađenog u vozilo prikazane su na slici br. 21. Karakteristike su dobijene merenjem pri sledećim uslovima

$p_o = 897 \text{ mbar}$
 $t_o = 24 \text{ do } 27^\circ\text{C}$
 $\phi = 40\%$

Kako se iz profila staze može videti (slika br. 20), pri kretanju vozila postoje:



- tri uspona od 5% dužina 100 m, 200 m i 600 m
- tri uspona od 4% dužina 300 m, 100 m i 100 m
- tri uspona od 1% dužina 400 m, 100 m i 100 m
- horizontalne deonice u ukupnoj dužini od 8000m
- dve petlje za okretanje vozila dužina 500 m (desna) i 300 m (leva)
- tri pada od 1% dužina 100 m, 100 m i 400 m
- tri pada od 4% dužina 100 m, 100 m i 300 m
- tri pada od 5% dužina 600 m, 200 m i 100 m.

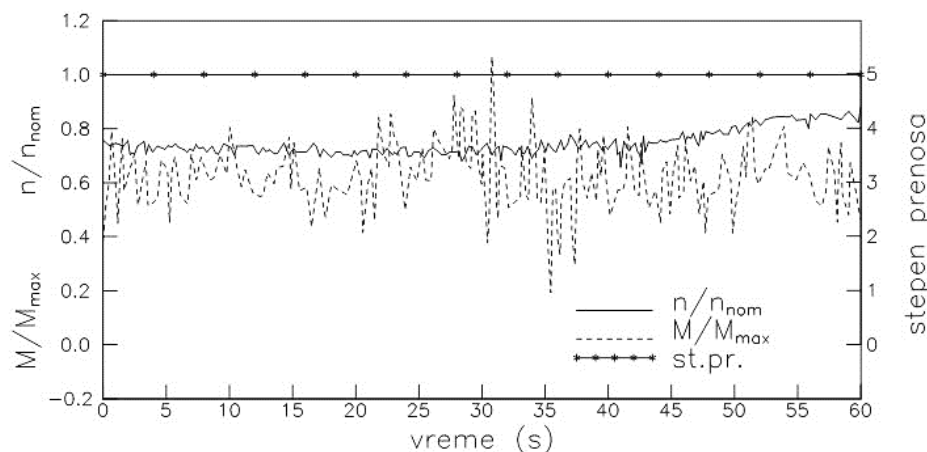
Pri ovom ispitivanju vozilo je prešlo stazu za 16 min, prosečnom brzinom od 48 km/h. Prosečna brzina za deonicu 1-12 je iznosila 49,96 km/h, za deonicu 12-16 50,14 km/h, a za deonicu 16-1 60 km/h. Maksimalna brzina vozila je iznosila 65 km/h.

Slika br. 21 Spoljne brzinske karakteristike turboprehranjanog motora ugrađenog u eksperimentalno vozilo

Kao što se iz navedenih podataka vidi, vozilo je stazu prešlo vrlo velikom srednjom brzinom, ali ne i maksimalno mogućom, jer je pri drugim ispitivanjima postizalo i kraća vremena. Iz ovoga se može izvući

zaključak da vozilo i motor nisu bili izloženi graničnim opterećenjima ni po obrtnom momentu ni po broju obrtaja. Ograničenje je predstavljala samo izdržljivost vozača zbog duge vožnje u relativno nepogodnim uslovima.

Kao ilustracija mogu da posluže rezultati merenja momenta i broja obrtaja motora na deonici 2-4 prikazani na slici br. 22. Dijagrami obuhvataju deo uspona od 4%, uspon od 5% i nastavak vožnje na horizontalnoj deonici.



Slika br. 22 Promena momenta i broja obrtaja u vremenu

Na dijagramima se može videti da se vožnja odvijala u petom stepenu prenosa sa momentom čija je srednja vrednost varirala u granicama od 0,6 do 0,8 M_{max} sa oscilacijama od 0,2 do 1,1 M_{max} . Za vreme oba uspona broj obrtaja motora se neznatno menjao u granicama od 0,75 do 0,7 n_{nom} , što odgovara srednjoj brzini vozila od 47 km/h. Vidi se da i pri usponu od 5% (slika br. 19 od sedamnaeste sekunde) broj obrtaja motora, a time i brzina vozila, ne opada, a da raste srednja vrednost momenta. Kasnije, pri nailasku na horizontalnu deonicu (od dvadesetdevete sekunde) vozilo počinje polagano da se ubrzava i broj obrtaja motora raste uz neznatan pad srednjeg momenta.

Sve ovo govori da je motor radio u oblasti regulatorske karakteristike motora i da vozač nije zahtevao maksimalnu brzinu od vozila i motora.

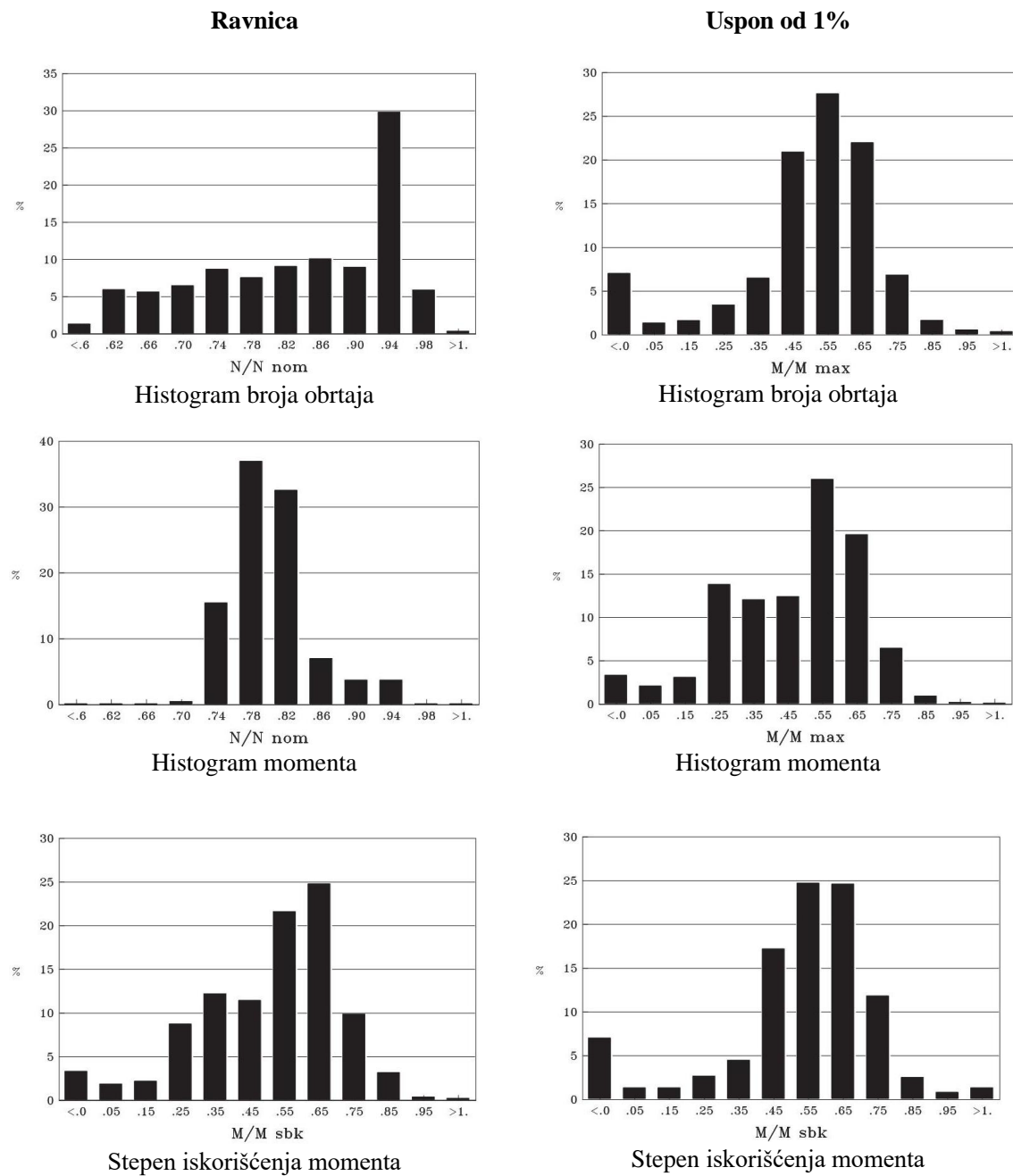
Na slici su vidljive izražene oscilacije momenta i broja obrtaja koje su posledica oscilatornih pojava pri kretanju vozila. Pošto je moment meren mernim trakama, a broj obrtaja induktivnim davačima, oscilatorne pojave su registrovane u punom intenzitetu. Merni signali su hardverski filtrirani sa 4 Hz, tako da je eliminisan uticaj premotavanja članaka gusenice, ali je ostao uticaj gibanja vozila oko poprečne ose pri nailasku na deformacije terena, tzv. "galopiranje". Softversko filtriranje signala ispod 2 Hz nije dalo neka bitnija poboljšanja, ali se pojavila opasnost od gubljenja veze sa fizičkom prirodom procesa.

U cilju sistematizacije i dobijanja nekih opštijih zaključaka, rezultati merenja su podeljeni u grupe u zavisnosti od profila staze. Tako su izdvojene deonice :

- ravna staza (horizontalna deonica)
- uspon 1%
- uspon 4% i
- uspon 5%.

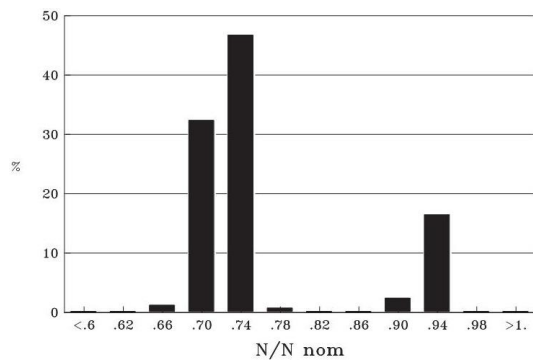
Podaci dobijeni vožnjom na padinama nisu analizirani, jer su neinteresantni sa aspekta pogonskih karakteristika motora. Pošto nije meren obrtni moment motora direktno, već je izračunavan na osnovu izmerenih momenata na vratilima pogona bočnih reduktora, iz razmatranja su isključeni i režimi zaokreta i režimi korekcije pravca kretanja vozila zbog nemogućnosti uklanjanja uticaja cirkulacije snage. Iz istih razloga nisu analizirani ni rezultati merenja kada je vozilo kočeno kočnicom.

Rezultati obrade eksperimentalnih podataka su dati u obliku histograma na slikama 23 i 24.



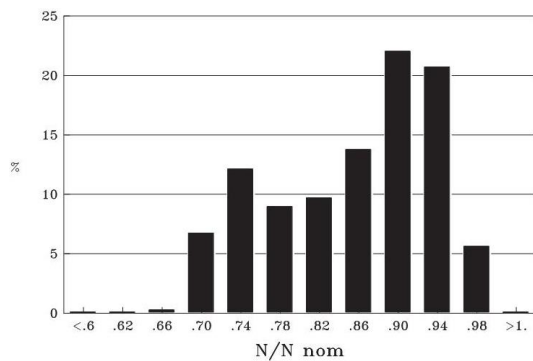
Slika br. 23 Histogrami osnovnih motorskih pokazatelja pri vožnji u ravnici i na usponu od 1%

Uspon od 4%

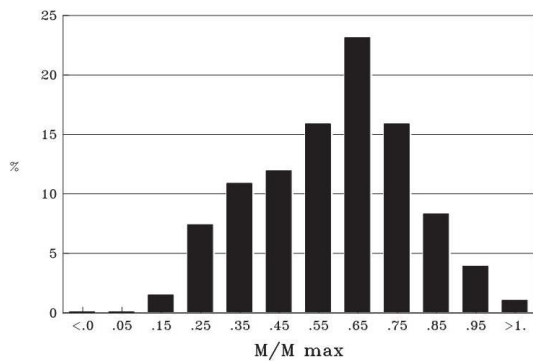


Histogram broja obrtaja

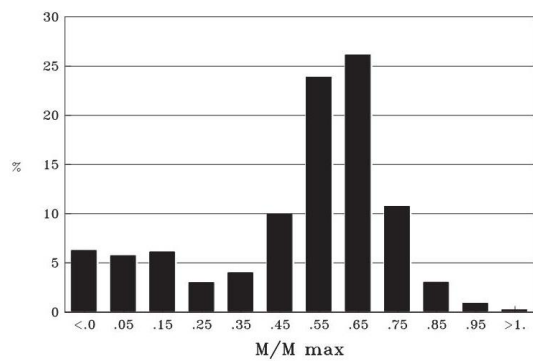
Uspon od 5%



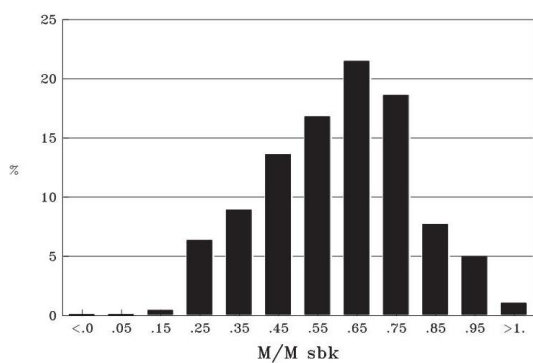
Histogram broja obrtaja



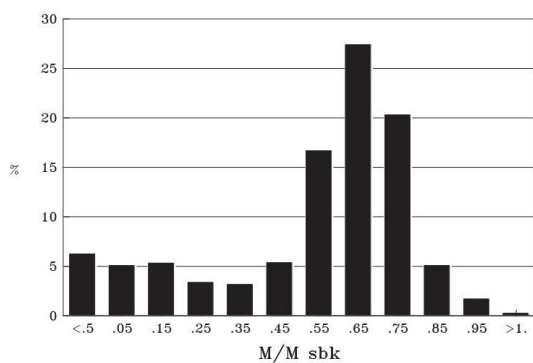
Histogram momenta



Histogram momenta



Stepen iskorišćenja momenta



Stepen iskorišćenja momenta

Slika br. 24 Histogrami osnovnih motorskih pokazatelja pri vožnji
na usponima od 4 i 5%

Podaci prikazani histogramima broja obrtaja dobijeni su prebrojavanjem uzoraka u poljima širine $0,04 n_{nom}$, a podaci prikazani histogramima momenata otpora i stepena iskorišćenja momenta motora dobijeni su prebrojavanjem uzoraka u poljima širine $0,1 M_{max}$. Na apscisnim osama su date nazivne vrednosti polja, a na ordinatnim osama procentualno učešće broja uzoraka pojedinih polja u ukupnom broju uzoraka. Ovom analizom je obuhvaćena cela staza uz izuzimanje ranije navedenih slučajeva. Tako su u istu grupu svrstani podaci sa jednakih uspona bez obzira na njihov položaj na stazi. Ovo utiče na karakter histograma zbog nejednakih uslova nailaska vozila na različite deonice. Najočiglednije je kod histograma broja obrtaja motora pri vožnji na usponu od 4%. Tu se vide dve grupe skoncentrisane oko $0,72$ i $0,94 n_{nom}$. Prva grupa se odnosi na deonice 2-3 i 7-8 kada motor dolazi na uspon sa uspona od 1% i sa nižim brojevima obrtaja. Druga grupa se odnosi na kratku deonicu 5-6 na koju vozilo dolazi sa ravne deonice velikom brzinom i sa visokim brojem obrtaja motora koji neznatno opadne zbog kratkoće deonice i velike inercije vozila. Slično se može zapaziti i kod uspona od 5%, gde vozilo dolazi ili sa uspona od 4% ili sa pada od 5%. Za ovu grupu podataka odlučujući uticaj ima uspon 10-9 zbog svoje dužine, gde se, iako vozilo dolazi velikom brzinom, pozitivno dejstvo inercije izgubi u toku uspona. Kod vožnje u ravnici dominantni su visoki brojevi obrtaja motora. U ovu deonicu su uračunati i režimi startovanja vozila sa promenom stepena prenosa, pa se zato javlja i vrlo širok spektar broja obrtaja.

Interesantna je analiza radnih režima motora preko histograma momenta gde je prikazana relativna vrednost obrtnog momenta u odnosu na maksimalni moment motora. Na svim deonicama se javljaju i režimi $M < 0$, tj. režimi kočenja vozila motorom. Paradoksalno je da je pri vožnji na usponu od 5% procentualno učešće tih režima veće nego pri vožnji u ravnici. Ovo je posledica nailaska vozila na deonicu 10-9 sa padine od 5% koju je vozilo savladalo u četvrtom stepenu prenosa kočeći motorom. Deo takvog načina vožnje se preneo na deonicu 10-9 na koju se odnosi histogram. Zbog relativno malog broja uzoraka dobijene su visoke vrednosti učešća ovih režima u ukupnoj masi uzoraka, ali je sigurno da bi u slučaju duže vožnje na usponu ideo režima kočenja motorom težio nuli.

Na svim vožnjama na usponima, najzastupljeniji su režimi opterećenja motora momentom manjim od $0,7 M_{max}$. Uzrok je, pored načina vožnje, i u vrlo povoljnoj karakteristici momenta ispitivanog motora i u tvrdoj stazi koja je bila povoljna za kretanje vozila.

Prema ukupnom broju uzoraka dominantna je vožnja u ravnici. Vidi se da je tu preko 73% radnih režima u oblasti ispod $0,6 M_{max}$, čak 92% ispod $0,7 M_{max}$. U ove režime su ubrojani

- režimi promene stepena prenosa
- uticaj vozača otpuštanjem komande "gasa" iz bilo kog razloga
- uticaj inercije vozila posle vožnje na padinama
- "galopiranje" vozila itd.

Na histogramima momenta se vidi raspodela momenta u odnosu na nivo maksimalnog momenta motora. Međutim, pošto motor radi u širokom području broja obrtaja, značajno je i razmatranje odnosa ostvarenog prema obrtnom momentu koji odgovara spoljnoj brzinskoj karakteristici na istom broju obrtaja motora. Ta veličina je nazvana stepen iskorišćenja momenta.

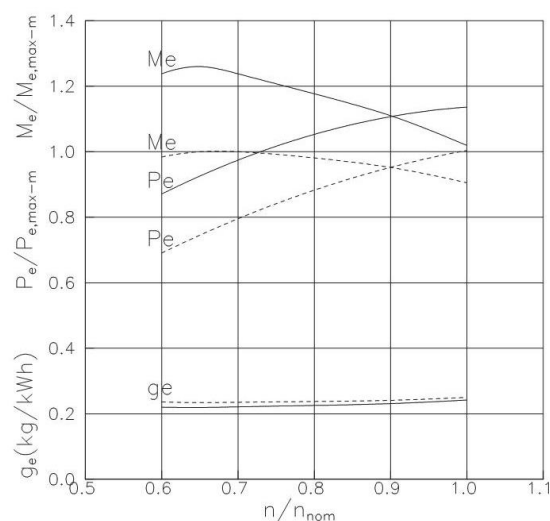
Na svim histogramima stepena iskorišćenja momenta se zapaža lagano "klizanje" udesno u odnosu na odgovarajući histogram momenta. Najmanje promene su u vožnji na usponu od 4%, jer se tu i ugaona brzina motora kod dominantnog broja uzoraka menja u veoma uskim granicama, a druga grupa uzoraka je minorna i varira, takođe, u uskim granicama. Najveća promena je pri vožnji na usponu od 5%, gde se zapaža veliki porast grupe režima $0,75 M/M_{sbk}$ i veliki pad grupe $0,55 M/M_{sbk}$. To je posledica rada motora, na tim režimima, u oblasti visokih brojeva obrtaja, gde je i moment na spoljnoj brzinskoj karakteristici znatno niži od maksimalnog obrtnog momenta motora. Deljenje momenta M momentom M_{sbk} daje veće vrednosti nego u slučaju deljenja momentom M_{max} .

5.1.2 UBRZAVANJE VOZILA IZ STANJA MIROVANJA

Jedan od parametara koji govori o dinamičnosti vozila je ubrzavanje iz stanja mirovanja do određene granice. Kao kriterijum su uzimani ubrzavanje vozila od nule do 50 km/h ili vreme potrebno za prelazak 400 m iz stanja mirovanja.

5.1.2.1 Ubrzavanje vozila na betonskoj podlozi

Ovom ispitivanju su podvrgnuta dva ista vozila, ali sa različitim pogonskim agregatima. U jednom vozilu je bio ugrađen motor 12 ČN 15/18 sa mehanički gonjenim kompresorom, a u drugom vozilu se nalazio turboprehranjivani motor 12 ČN 15/18 za oko 13% veće snage. Dijagrami spoljnih brzinskih, stacionarnih, karakteristika oba motora su prikazani na slici br. 25. Karakteristike su dobijene merenjima pri:



$p_0 = 982 \text{ mbar}$
 $t_0 = 17 \text{ do } 21^\circ\text{C}$
 $\varphi = 32\%$

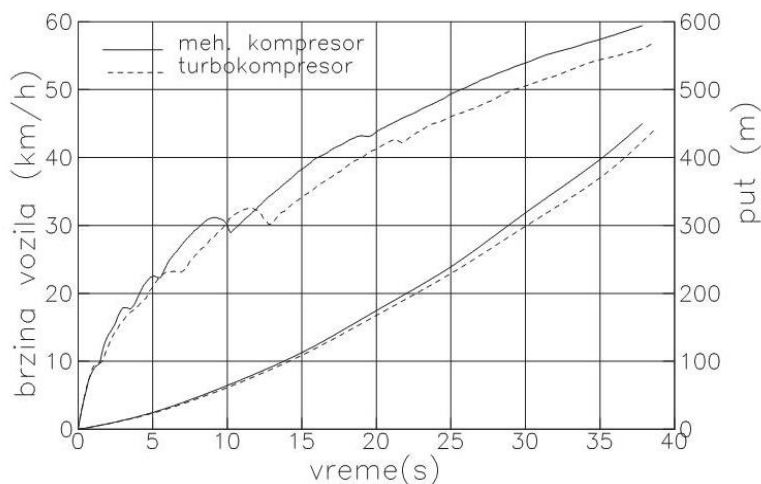
za motor sa mehanički gonjenim kompresorom, odnosno pri

$p_0 = 908 \text{ mbar}$
 $t_0 = 21 \text{ do } 28^\circ\text{C}$
 $\varphi = 52\%$

za turboprehranjivani motor.

Slika br. 25 Spoljašnje brzinske karakteristike

Oba vozila su imala sedmostepeni menjač brzina. Vozilo sa turboprehranjivanim motorom je imalo za oko 10% smanjen prenosni odnos u bočnim reduktorima čime je povećana maksimalna brzina vozila. U isto vozilo je bio ugrađen i neoptimirani prečistač vazduha čime su ostvareni nepovoljni radni uslovi



Slika br. 26 Dijagrami brzine i pređenog puta u vremenu

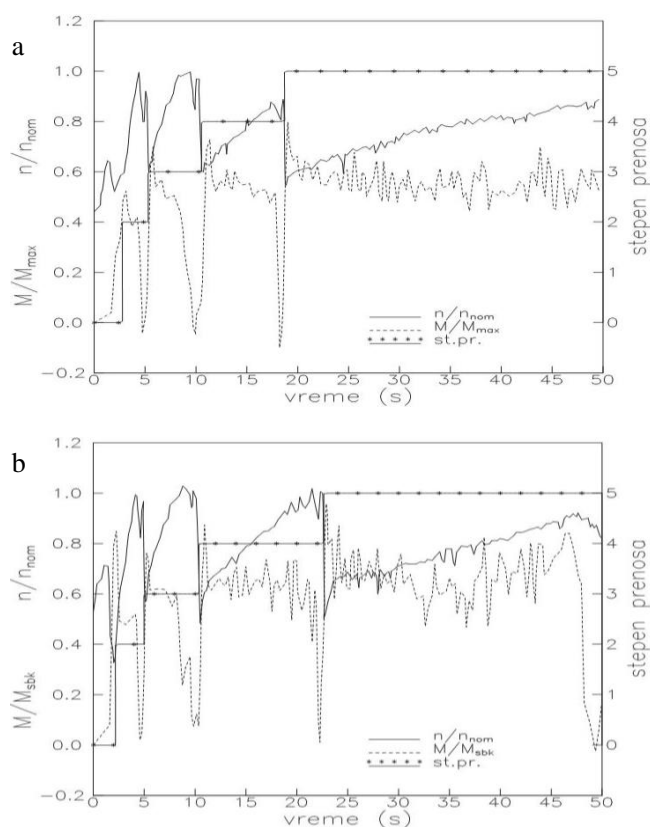
slični onim pri maksimalnom zaprljanju prečistača vazduha. Rezultati ispitivanja su detaljno analizirani u Izveštaju o dinamičkom ispitivanju /21/, a ovde će, samo poređenja radi, biti prikazani najbolji postignuti rezultati oba vozila.

Na slici br. 26 prikazani su dijagrami brzine i pređenog puta u funkciji vremena. Vidi se da je vozilo sa turboprehranjivanim motorom ostvarilo

nešto slabije karakteristike ubrzanja i pored veće instalisane snage motora. Razlozi su brojni. Pored problema sa inercijom turbokompresora, veliki su uticaj imali i neoptimirani prečistač vazduha i neprilagođena konstrukcija transmisije vozila. Smanjenje prenosnog odnosa u bočnim reduktorima je dovelo do degradacije ubrzanja u svim stepenima prenosa, pa je i konačan rezultat nepovoljniji.

5.1.2.2 Ubrzavanje optimiranog vozila

Ispitivanje karakteristika ubrzanja vozila od nule do 50 km/h izvršeno je u okviru ispitivanja vozila na kružnoj stazi. Ispitivano je i registrovano šest režima intenzivnog ubrzanja vozila, po tri u oba smera vožnje. Osim toga, u okviru snimanja karakteristika motora i vozila na kružnoj stazi snimani su i režimi “normalnog” ubrzanja vozila iz stanja mirovanja. Analize su pokazale da zbog dobre uvežbanosti vozača praktično i nema razlike između normalnog i intenzivnog ubrzanja. Uvek je bilo intenzivno ubrzanje.



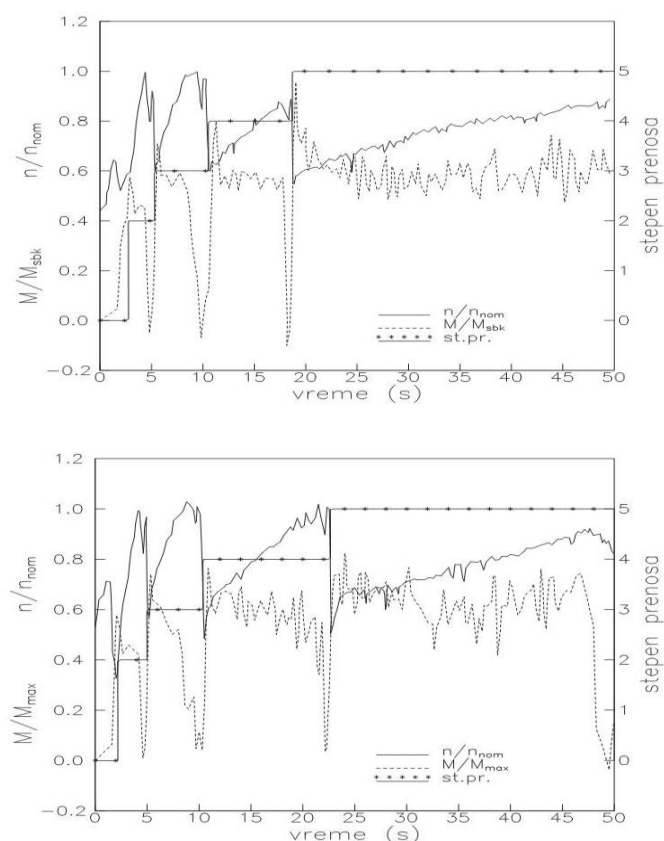
Slika br. 27 Ubrzavanje vozila iz stanja mirovanja

odnosu na ukupno vreme trajanja ubrzanja vozila su male. Gledajući nivo dijagrama momenta i stepena iskorišćenja momenta može se videti da je ubrzanje ostvareno relativno niskim momentima i da postoje velike rezerve za skraćivanje vremena ubrzanja podizanjem vrednosti stepena iskorišćenja obrtnog momenta motora.

Uticaj načina vožnje na dinamičnost vozila

Na ubrzanje vozila utiče i način vožnje. Podaci o toku vožnje za vreme ispitivanja ubrzanja vozila u terenskim uslovima prikazani su u tabeli br. 2.

Dijagrami ubrzanja vozila su prikazani na slikama br. 27 i 28 (a i b). Analizom dijagrama se može videti da je vozač u oba slučaja pokrenuo vozilo sa relativno niskog broja obrtaja motora $0,64$ odn. $0,72 n_{nom}$. Zatim je u drugom i trećem stepenu prenosa menjao brzine na gotovo istovetan način pri približno n_{nom} . Razlika je nastupila u četvrtom stepenu prenosa kada je u jednom slučaju promenio stepen prenosa na približno $0,88 n_{nom}$, dok je u drugom slučaju stepen prenosa promenio na približno n_{nom} . U prvom slučaju je dobio nešto povoljnije rezultate za prolaz kroz kontrolnu tačku (za oko $1,5$ s). Glavna prednost je ostvarena na početku vožnje u petom stepenu prenosa kada je moment na niskom broju obrtaja motora, u petom stepenu prenosa, bio znatno veći od momenta na visokom broju obrtaja motora u četvrtom stepenu prenosa. Ova prednost se zatim polagano gubila kako je rasla brzina vozila. Već na $0,82 n_{nom}$, što približno odgovara brzini vozila od 53 km/h, kasnijim ulaskom u peti stepen prenosa su dobijeni bolji rezultati. Razlike u ostvarenim vremenima ubrzanja u



Slika br. 28 Ubrzavanje vozila iz stanja mirovanja

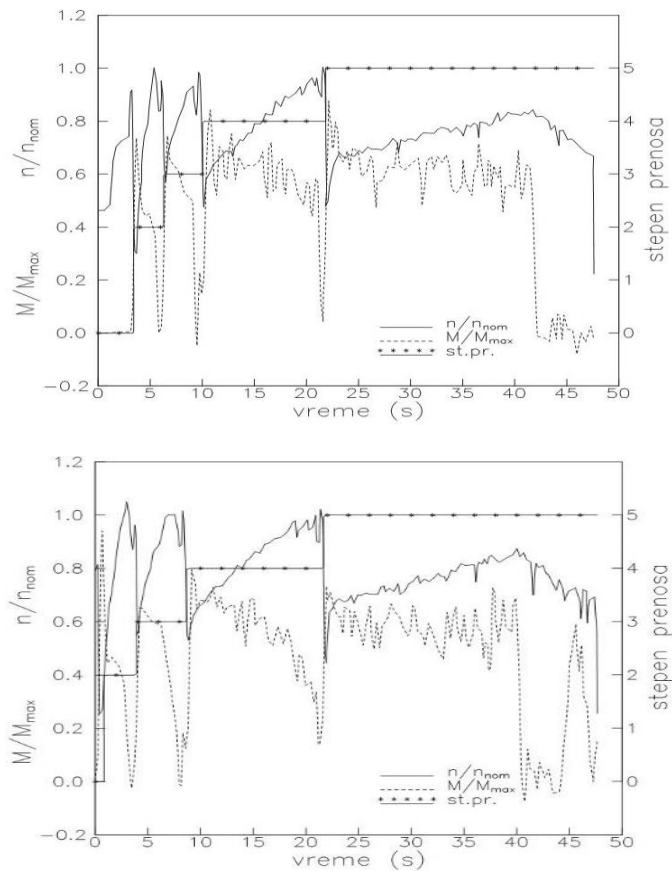
Eksperimenti 1, 3 i 5 su dobijeni merenjima na ravnoj makadamskoj stazi u jednom smeru vožnje, a eksperimenti 2, 4 i 6 su dobijeni u suprotnom smeru vožnje, pa se tako mogu i porediti. Iz rezultata se vidi da je vozilo vrlo kratko vreme provodilo u drugom stepenu prenosa. Kada se odbije vreme potrebno za promenu stepena prenosa praktično ne postoji mogućnost za poboljšanje voznih karakteristika u ovom stepenu prenosa. Kod prva tri merenja se može uočiti i ujednačenost vremena koje je vozilo provodilo u trećem stepenu prenosa. Na slikama br. 27 i 28, koje odgovaraju prvom i petom merenju, se vidi da je motor pre promene stepena prenosa samo nakratko dostigao vrednost n_{nom} i da je na istovetan način vozilo ušlo u četvrti stepen prenosa. Najbolje rezultate je postiglo vozilo kada je promena iz četvrtog u peti stepen prenosa izvršena znatno pre dostizanja n_{nom} .

U drugoj grupi eksperimenata su postignuta ujednačena vremena iako su primenjeni potpuno različiti načini vožnje. Rezultati četvrtog i šestog eksperimenta su prikazani na slici br. 29.

Tabela 2

Eksperiment	Vreme provedeno u pojedinim stepenima prenosa (s)				Ukupno vreme do postizanja brzine od 50 km/h
	II stepen prenosa	III stepen prenosa	IV stepen prenosa	V stepen prenosa	
1	2,66	5,33	8,33	17,80	34,12
2	3,33	5,40	12,00	16,67	37,40
3	2,81	5,47	12,33	15,30	35,91
4	3,13	3,67	12,00	16,67	35,47
5	2,81	3,67	12,00	16,67	35,15
6	3,20	4,80	13,20	13,83	35,03

Vidi se da je u četvrtom eksperimentu (a) promena stepena prenosa vršena pre dostizanja nominalnog broja obrtaja motora, a da je u šestom eksperimentu (b) vozač znatno kasnije menjao stepene prenosa. Ranija promena stepena prenosa je i ovde donela blagu prednost. Kraće vreme dobijeno u šestom



Slika br. 29 Ubrzavanje vozila iz stanja mirovanja

eksperimentu, u petom stepenu prenosa, je posledica profila staze, načina merenja brzine i načina obrade eksperimentalnih rezultata. Zbog nailaska vozila u četvrtom eksperimentu na lokalnu neravninu terena pri brzini bliskoj 50 km/h došlo je neznatnog usporavanja vozila, a zbog filtriranja signala, u ovom slučaju je došlo do osrednjavanja vrednosti brzine na nivou nešto nižem od 50 km/h. U šestom eksperimentu je pri obradi rezultata merenja uhvaćena maksimalna vrednost amplitude brzine, koja je u tom trenutku bila malo veća od kontrolne brzine. Pošto je kao kriterijum postavljeno da se računa prvi trenutak postizanja kontrolne brzine dobijena je nešto niža vrednost u šestom eksperimentu. Da je korišćen neki inertniji davač za merenje brzine vozila i rezultati bi bili nešto drugačiji.

Na osnovu prikazanih rezultata može se zaključiti da način vožnje, zbog izuzetno povoljne karakteristike momenta motora, veoma malo utiče na vreme postizanja kontrolne brzine, ukoliko vozač ne pogreši kardinalno i ukoliko od motora uvek zahteva maksimum. Načelno, povoljniji rezultati se dobijaju ako se stepeni prenosa menjaju ispod nominalnog broja obrtaja motora i pre aktiviranja regulatora maksimalnog broja obrtaja motora.

5.2 TURBOKOMPRESOR ILI MEHANIČKI GONJENI KOMPRESOR?

Izbor načina prehranjivanja je veoma delikatan, jer je odlučujući za konačnu konfiguraciju motora i vozila u celini. Načelno, turbokompresori pružaju bolje mogućnosti za povećanje snage motora, ali je pitanje da li se ta snaga može kvalitetno iskoristiti.

Zato je interesantno pogledati kako se ponašaju prehranjivani motori na prelaznim režimima. U tom cilju su izvršena uporedna laboratorijska ispitivanja mehanički i turboprehranjivanih motora na instalaciji prikazanoj na slici br. 15b.

5.2.1 UBRZAVANJE VOZILA

Kao jedan od najinteresantnijih javlja se režim ubrzavanja, jer direktno utiče na manevarsku sposobnost vozila. Za poređenje pogonskih karakteristika motora sa mehanički gonjenim kompresorom i turboprehranjivanog motora na tim režimima mogu da posluže dijagrami prikazani na slikama br. 30 i 31 gde su :

n - broj obrtaja motora

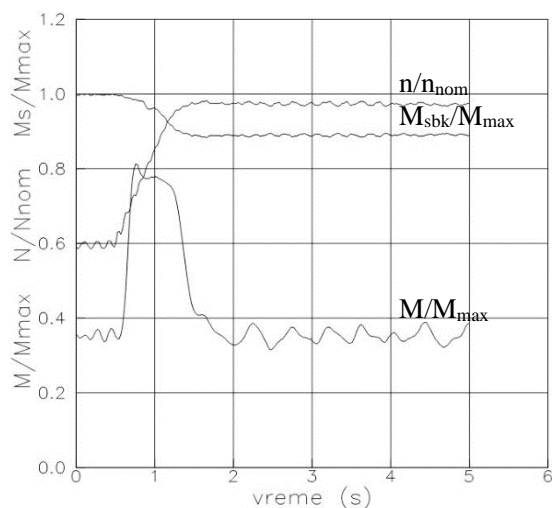
M - obrtni moment motora

n_{nom} - nominalni broj obrtaja motora

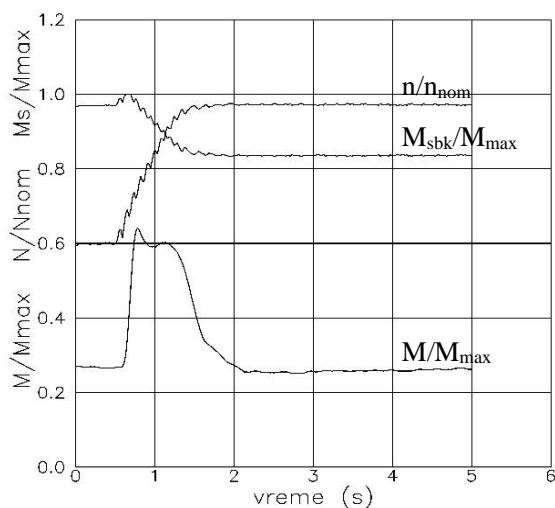
M_{max} - maksimalni obrtni moment motora

M_{sbk} - moment na spoljnoj brzinskoj karakteristici koji odgovara tekućem broju obrtaja motora.

Oba dijagrama se odnose na ubrzavanje motora sa $n = 0,6 \cdot n_{nom}$ na $n = 0,975 \cdot n_{nom}$ u drugom stepenu prenosa menjača pri održavanju režima $M = const$. Apsolutna vrednost momenta je ista u oba slučaja.



Slika br. 30 Ubrzanje motora sa mehanički gonjenim kompresorom



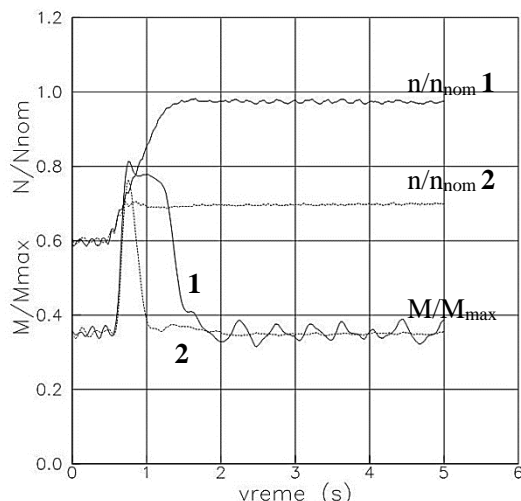
Slika br. 31 Ubrzanje turboprehranjivanog motora

Na dijagramima se vidi da razvijeni obrtni moment motora ne dostiže vrednost obrtnog momenta na spoljnoj brzinskoj karakteristici koju bi ostvarivao u stacionarnim uslovima na istom broju obrtaja. Razlika ostvarenog i mogućeg momenta je velika. Kod motora sa mehanički gonjenim kompresorom iznosi približno 17%, a kod turboprehranjivanog motora čak 32%.

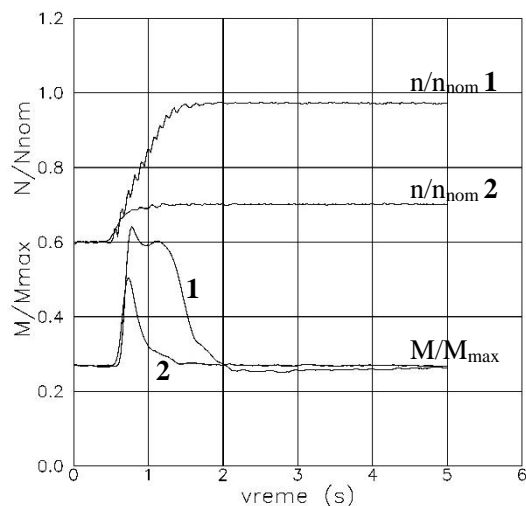
Rezultat ovoga je da motor sa mehanički gonjenim kompresorom nešto brže postiže željenu promenu broja obrtaja iako ima nižu instalisanu snagu.

Uzrok navedene pojave je u inertnosti sistema turboprehranjivanja i nemogućnosti turbokompresora da obezbedi dovoljno vazduha za potpuno sagorevanje ubrizganog goriva. Pri tome regulator pumpe visokog pritiska reaguje gotovo trenutno promenom ubrizgane količine goriva.

Brzina dejstva regulatora se dobro može videti na slikama br. 32 i 33.

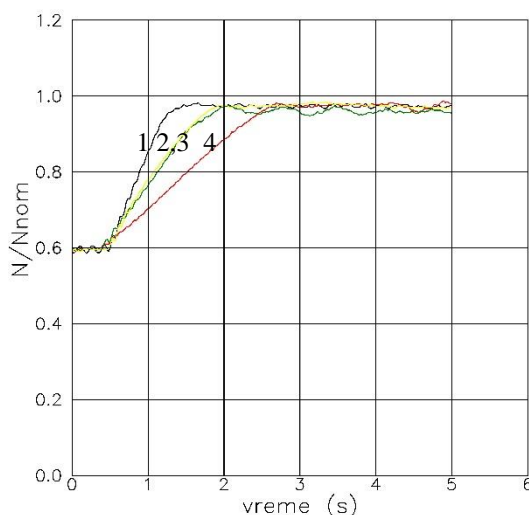


Slika br. 32 Ubrzavanje motora sa mehanički gonjenim kompresorom

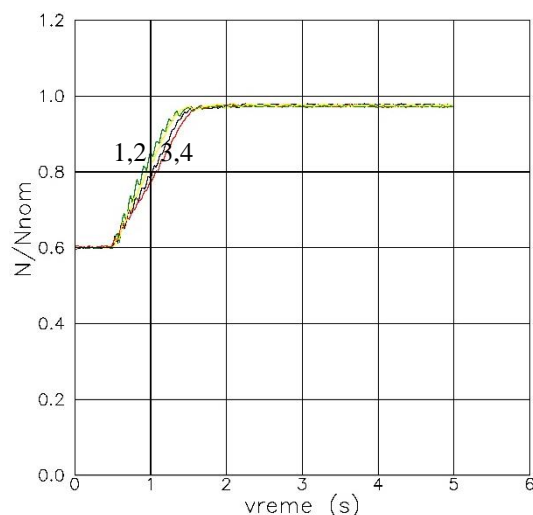


Slika br. 33 Ubrzavanje turboprehranjivanog motora

Na slikama su prikazani prelazni režimi ubrzanja motora sa mehanički gonjenim kompresorom (slika br. 32) i turboprehranjivanog motora (slika br. 33) pri $M=const$ i promeni broja obrtaja sa $n=0,6 \cdot n_{nom}$ na $n=0,975 \cdot n_{nom}$ (krive 1), odn. $n=0,7 \cdot n_{nom}$ (krive 2). Krive 2 pokazuju da je regulator dodao gorivo za ubrzanje motora i zatim počeo da ga oduzima pre dostizanja ciklusne količine goriva koja odgovara spoljnoj brzinskoj karakteristici. I kod ovog prelaznog režima (mala promena broja obrtaja motora pri niskom obrtnom momentu) motor sa mehanički gonjenim kompresorom je postigao bolje vreme.



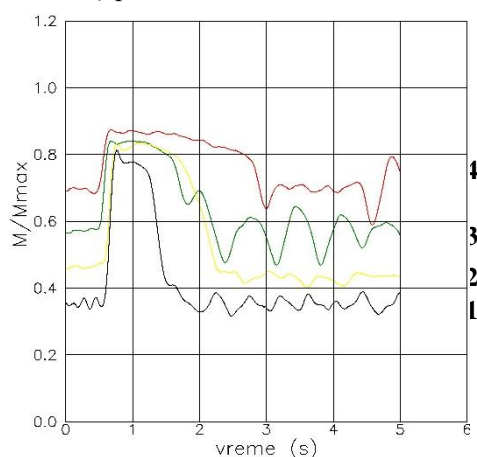
Slika br. 34 Ubrzavanje motora sa mehanički gonjenim kompresorom



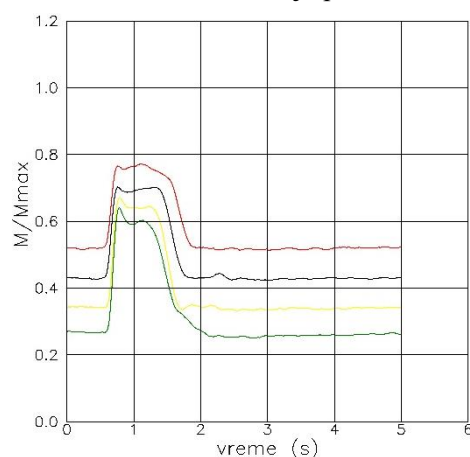
Slika br. 35 Ubrzavanje turboprehranjivanog motora

Interesantno je videti uticaj povećanja nivoa apsolutne vrednosti početnog obrtnog momenta za istu promenu brzinskog režima motora sa mehanički gonjenim kompresorom (slike br. 34 i 36) i turboprehranjivanog motora (slike br. 35 i 37). Prikazani rezultati se odnose na režim $M=const$ pri promeni broja obrtaja motora sa $n=0,6 \cdot n_{nom}$ na $n=0,975 \cdot n_{nom}$ u drugom stepenu prenosa.

Žtu je uticaj veličine momenta na kome se odvija prelazni proces prikazan rezultatima merenja za četiri različita nivoa obrtnog momenta motora. Apsolutne vrednosti momenata su iste za oba motora, a razlika njihovih relativnih vrednosti je posledica razlike maksimalnih vrednosti obrtnog momenta ovih motora. Vidi se da na najnižem nivou početnog obrtnog momenta (krive 1) motor sa mehanički gonjenim kompresorom pokazuje nešto bolje rezultate, ali da sa povećanjem nivoa momenta prednost prelazi na stranu turboprehranjivanog motora. Turboprehranjivani motor već od drugog nivoa (krive 2) postiže zadati režim skoro nezavisno od visine momenta na kome se odvija prelazni režim,

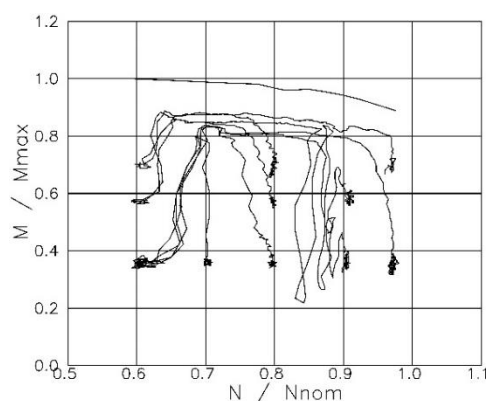


Slika br. 37 Ubrzavanje motora sa mehanički gonjenim kompresorom

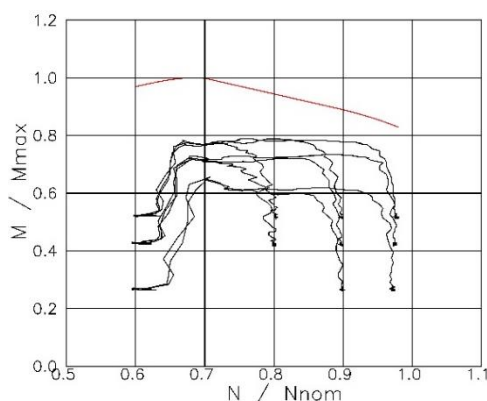


Slika br. 37 Ubrzavanje turboprehranjivanog motora

jer već u startu ima znatno više vazduha na raspolaganju od motora sa mehanički gonjenim kompresorom. Zato lakše prihvata povećanje ubrizgane količine goriva. Na najvišem nivou momenta opterećenja (krive 4) motor sa mehanički gonjenim kompresorom već teško postiže stacionarno stanje na kraju prelaznog režima, jer se taj režim nalazi u blizini maksimalne snage ovog motora. Za razliku od njega, turboprehranjivani motor, zbog veće instalisane snage, može da podnese i znatno veća opterećenja i brzo se stabilizuje na kraju režima. Oscilacija momenta na kraju prelaznog režima na trećem nivou momenta kod motora sa mehanički gonjenim kompresorom je posledica oscilatornih pojava koje su vezane za interakciju regulatora motora, regulatora probnog stola i torzionih oscilacija pogona pumpe visokog pritiska.



Slika br. 39 Dinamičke spoljne brzinske karakteristike motora sa mehanički gonjenim kompresorom (II stepen prenosa)



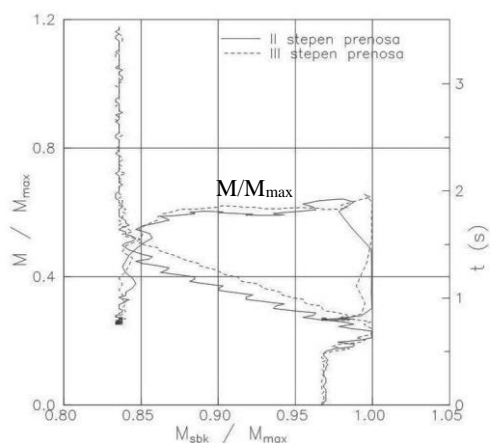
Slika br. 39 Dinamičke spoljne brzinske karakteristike turboprehranjivanog motora (II stepen prenosa)

Na osnovu izloženog može se zaključiti da turboprehranjivani motori postižu bolje rezultate kada motor radi na višim režimima opterećenja. Pri tome veličina promene broja obrtaja motora nije od bitnog uticaja. Kao dobra ilustracija mogu da posluže dijagrami na slikama br. 38 i 39, gde su

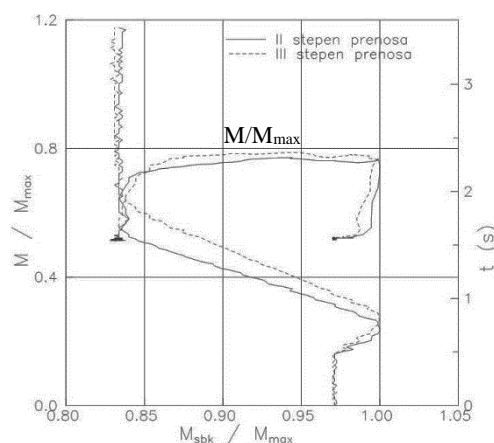
prikazane promene obrtnog momenta motora sa mehanički gonjenim kompresorom i turboprehranjanog motora, u drugom stepenu prenosa, u funkciji trenutnog broja obrtaja za vreme prelaznih režima. Zatamnjenja na krajevima krivih prikazuju stabilisane režime. Oscilatorne pojave kod motora sa mehanički gonjenim kompresorom na režimu $n=0,9 \cdot n_{\text{nom}}$ su posledica oscilovanja elemenata za pogon pumpe visokog pritiska.

Kada se pogledaju dijagrami mogu se uočiti dosta pravilne obvojnice krivih promene broja obrtaja motora za različite vrednosti momenata na kojima se odvijaju prelazni procesi. Te obvojnice predstavljaju dinamičke spoljne brzinske karakteristike. Iz njih se, zavisno od željenog krajnjeg broja obrtaja motora, izdvajaju regulatorske karakteristike.

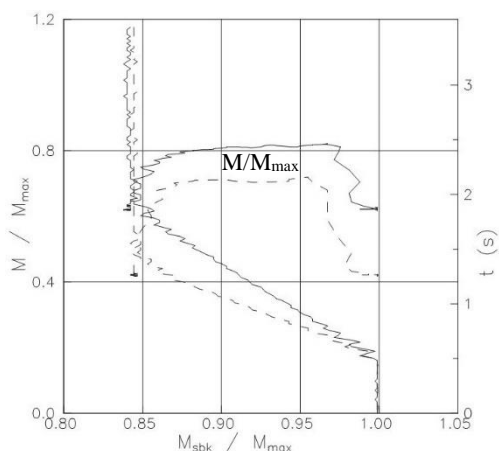
Ako se pogleda najviši nivo momenta sa kog otpočinje prelazni režim (apsolutna vrednost je ista za oba motora) može se zapaziti da motor sa mehanički gonjenim kompresorom znatno bolje koristi instalisanu snagu od turboprehranjanog motora. Međutim, turboprehranjavani motori mogu da ostvare znatno veće snage, pa mogu da daju bolje rezultate. Iskorišćenje instalisane snage je sve bolje što motor ima više vremena za prelazni režim, jer se ublažavaju nedostaci vezani za inerciju sistema turboprehranjanja. Na slikama br. 40 i 41 prikazani su rezultati merenja prelaznih režima turboprehranjanog motora pri promeni broja obrtaja sa $n=0,6 \cdot n_{\text{nom}}$ na $n=0,975 \cdot n_{\text{nom}}$ i pri momentima od $M=0,26 \cdot M_{\text{max}}$ odnosno $M=0,53 \cdot M_{\text{max}}$.



Slika br. 40 Uticaj stepena prenosa na dinamičku spoljnu brzinsku karakteristiku turboprehranjanog motora



Slika br. 41 Uticaj stepena prenosa na dinamičku spoljnu brzinsku karakteristiku turboprehranjanog motora

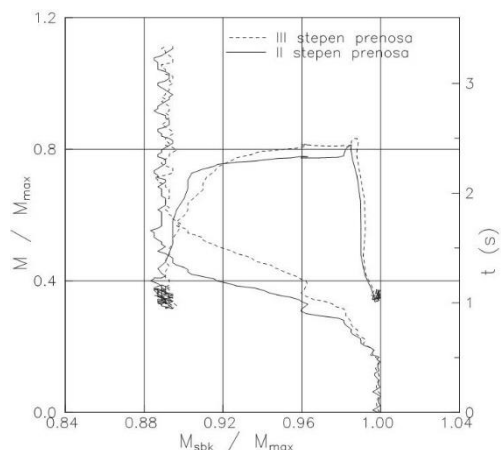


Slika br. 42 Uticaj veličine momenta na dinamičku spoljnu brzinsku karakteristiku turboprehranjanog motora

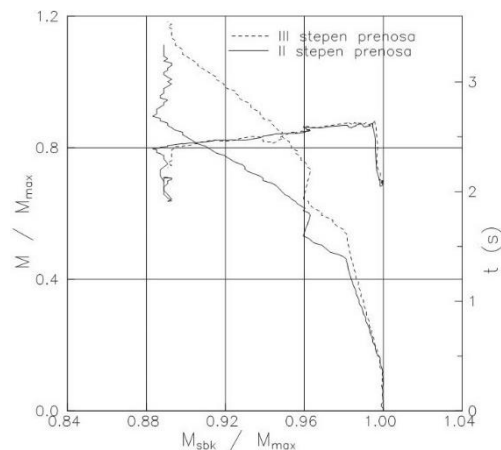
Pune linije se odnose na drugi stepen prenosa, a isprekidane na treći stepen prenosa. Vidi se da u oba slučaja prelazni režim duže traje u trećem stepenu prenosa, što je i logično, jer je rezerva momenta za ubrzavanje vozila manja, ali da se u trećem stepenu prenosa postižu i veće vrednosti momenta na dinamičkoj spoljnoj brzinskoj karakteristici.

Uticaj veličine momenta na kome se odvija prelazni režim prikazan je na slici br. 42. Ovde se vidi da prelazni režim duže traje sa povećanjem nivoa momenta motora (puna linija), jer je rezerva momenta za ubrzavanje vozila znatno manja. Međutim, postignute vrednosti momenta na dinamičkoj spoljnoj brzinskoj karakteristici su znatno veće u odnosu na režim nižeg nivoa opterećenja.

Na isti način se može posmatrati motor sa mehanički gonjenim kompresorom, slike br.43 i 44. Pune linije odgovaraju drugom, a isprekidane trećem stepenu prenosa. Može se videti da je u trećem stepenu prenosa došlo do znatne degradacije pogonskih karakteristika i da se izgubila i prednost, u odnosu na turboprehranjivani motor, na niskim režimima. Ovo je posledica veće instalisane snage turboprehranjivanog motora, a time i rezerve momenta za ubrzavanje vozila.

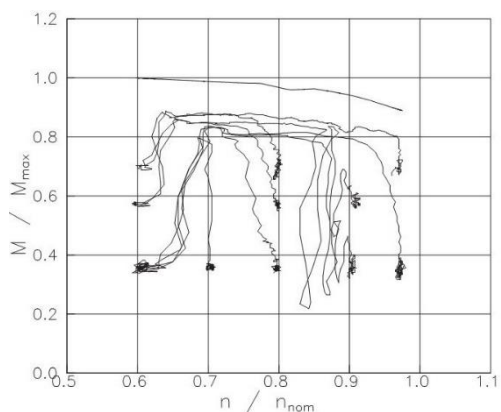
 M/M_{\max}


Slika br. 44 Uticaj stepena prenosa na dinamičku spoljnu brzinsku karakteristiku motora sa mehanički gonjenim kompresorom

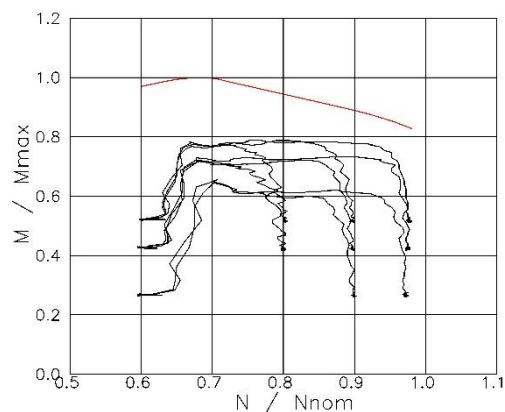


Slika br. 43 Uticaj stepena prenosa na dinamičku spoljnu brzinsku karakteristiku motora mehanički gonjenim kompresorom

Gotovo neprimetna razlika između dinamičkih spoljnih brzinskih karakteristika govori o tome da mehanički gonjeni kompresor obezbeđuje istu količinu vazduha za dati broj obrtaja motora, nezavisno od vremena trajanja prelaznog procesa.



Slika br. 46 Dinamička spoljna brzinska karakteristika motora mehanički gonjenim kompresorom (III stepen prenosa)



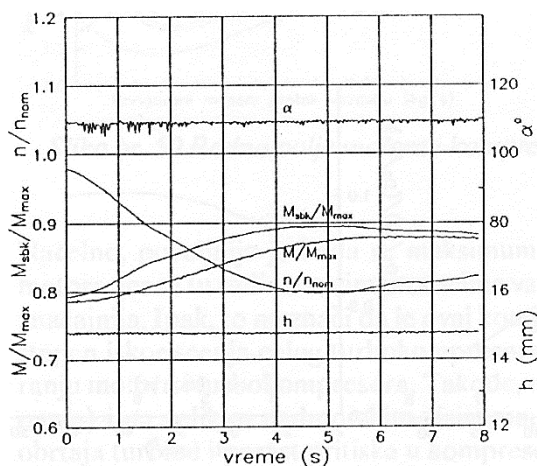
Slika br. 45 Dinamička spoljna brzinska karakteristika turboprehranjivanog motora (III stepen prenosa)

Uticaj stepena prenosa na karakteristike motora može se sagledati poređenjem dijagrama na slikama br. 38 i 39 (drugi stepen prenosa) sa dijagramima na slikama br. 45 i 46 (treći stepen prenosa). Može se zapaziti da je i kod motora sa mehanički gonjenim kompresorom (slika br. 45) i kod turboprehranjivanog motora (slika br.46) u trećem stepenu prenosa postignut viši nivo dinamičke spoljne brzinske karakteristike. Ovo ide u prilog postavci da na odvijanje prelaznih režima odlučujući uticaj ima sistem za napajanje motora vazduhom. Vidi se i da su poboljšanja znatnija kod turboprehranjivanih motora, što još jednom govori o većoj inertnosti sistema turboprehranjivanja i boljoj prilagođenosti mehanički gonjenih kompresora.

5.2.2 USPORAVANJE VOZILA

Kao što su analize pokazale, za vreme ubrzavanja vozila turboprehranjivani motor pati od nestašice vazduha za sagorevanje goriva. Situacija je sasvim drugačija u uslovima nailaska vozila na veliki, dug uspon ili pri savladavanju prepreka, kada zbog povećanja opterećenja dolazi do smanjenja broja obrtaja motora pri promeni momenta po spoljnoj brzinskoj karakteristici. U pogledu dinamičnosti vozila tu je u velikoj prednosti turbokompresorsko prehranjivanje, jer omogućava veće vrednosti obrtnog momenta na spoljnoj brzinskoj karakteristici.

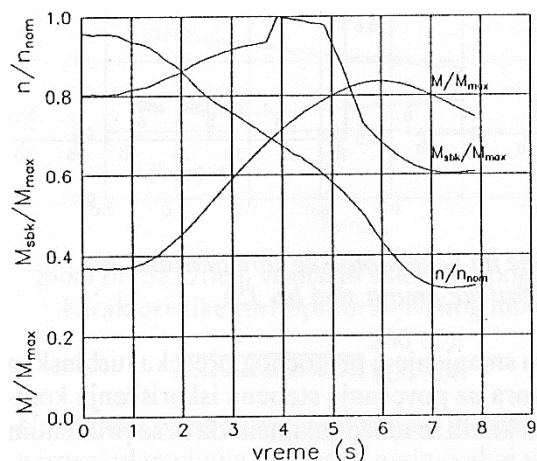
Ova prednost je posledica mogućnosti postizanja znatno viših nivoa prehranjivanja. Zbog inercije, rad turbokompresora na prelaznim režimima je fazno pomeren u odnosu na rad motora, tako da pri sniženju broja obrtaja motora turbokompresor daje motoru količinu vazduha koja odgovara višim brojevima obrtaja. Na taj način se postižu i viši stepeni prehranjivanja i povoljniji uslovi za sagorevanje goriva, što u velikoj meri kompenzuje pogoršavanje kvaliteta ubrizgavanja goriva i omogućava ostvarenje momenta vrlo bliskog onom koji se sa istom ciklusnom količinom goriva može ostvariti u stacionarnim uslovima. Kao primer može da posluži dijagram toka momenta pri usporavanju motora prikazan na slici 47.



Slika br. 47 Dijagram promene momenta i broja obrtaja za jedan režim usporavanja motora po spoljnoj brzinskoj karakteristici

- M - efektivni moment motora
- n - broj obrtaja motora
- M_{sbK} - efektivni moment motora na stacionarnoj spoljnoj brzinskoj karakteristici za odgovarajući broj obrtaja motora
- M_{max} - maksimalni moment motora na stacionarnoj spoljnoj brzinskoj karakteristici
- n_{nom} - nominalni broj obrtaja motora
- α - položaj komandne poluge regulatora PVP
- h - položaj zupčaste letve PVP

U nekim ekstremnim uslovima prekomernog opterećivanja motora moguće je ostvarivanje i snage veće od one koja bi se dobijala pri stacionarnim režimima. Kao primer može da posluži slika br. 48 na kojoj se vidi da je u području broja obrtaja ispod $0,5 \cdot n_{nom}$ pri usporavanju motora po spoljnoj brzinskoj karakteristici efektivni moment motora znatno veći od onoga koji se može dobiti u stacionarnim uslovima na tom broju obrtaja. U ovom konkretnom slučaju radi se o uticaju LDA korektora koji je na stacionarnom režimu počeo da oduzima gorivo na većem broju obrtaja motora. Zbog povećanog pritiska prehranjivanja, pri dinamičkoj promeni režima početak dejstva LDA korektora bio je pomeren ka nižim brojevima obrtaja motora. Iako je ovo korisno sa aspekta povećanja dinamičnosti vozila, neugodno je jer povećava opterećenje elemenata klipnecilindarske grupe motora i elemenata za prenos snage vozila, pa se o tome mora voditi računa pri konstrukciji.

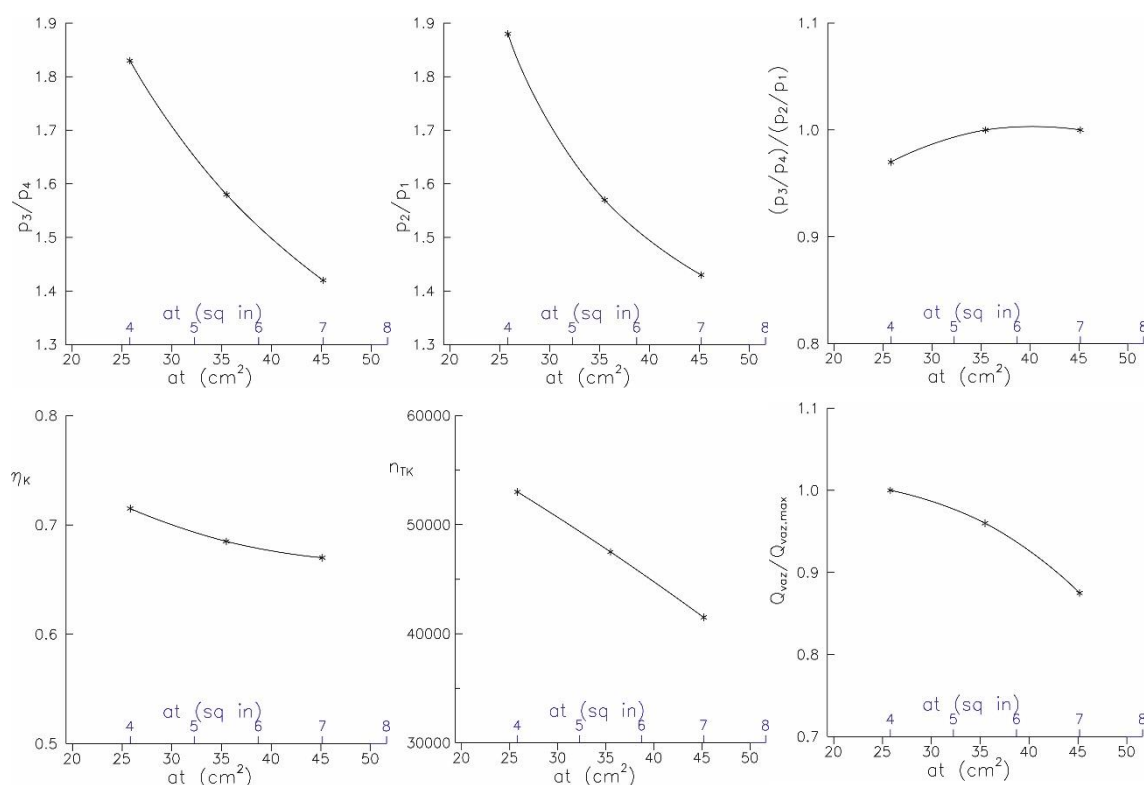


Slika br. 48 Dijagram promene momenta i broja obrtaja za jedan režim usporavanja motora kombinovan od usporavanja po regulatorskoj i spoljnoj brzinskoj karakteristici (oznake kao na slici br. 47)

5.3 UTICAJ TURBOKOMPRESORA NA STACIONARNE KARAKTERISTIKE MOTORA

Izbor optimalne kombinacije motora i turbokompresora je veoma složena aktivnost jer se radni procesi motora i turbokompresora suštinski razlikuju, a između njih postoje samo gasodinamičke veze. Pošto je turbokompresor turbomašina, on nije u mogućnosti da sledi potrebe jedne ciklusne, zapreminske mašine kao što je dizel motor. Ako se optimira režim maksimalne snage motora bira se turbina sa velikim protočnim presekom, pa je nedovoljno vazduha na režimu maksimalnog momenta motora. Suprotno, ako se optimira režim maksimalnog momenta, bira se turbina sa malim protočnim presekom što obezbeđuje dovoljno vazduha na režimu maksimalnog momenta, ali i previše vazduha na režimu maksimalne snage. Ovo može da dovede do pojave previsokih maksimalnih pritisaka ciklusa, neekonomičnog rada ili se čak turbina guši. Zato se pri izboru turbokompresora pravi kompromis tako što se optimira željeni režim uz uslov da karakteristike na ostalim režimima budu prihvatljive.

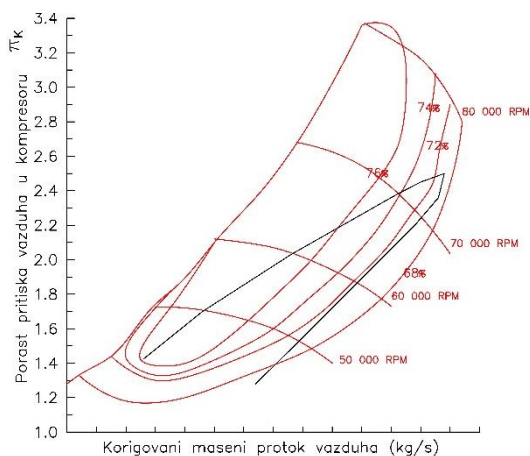
Na slici br. 49 prikazan je uticaj veličine protočnog preseka turbine, pri ostalim nepromenjenim parametrima, na karakteristike motora pri nominalnom radnom režimu za jednu od ispitivanih konfiguracija.



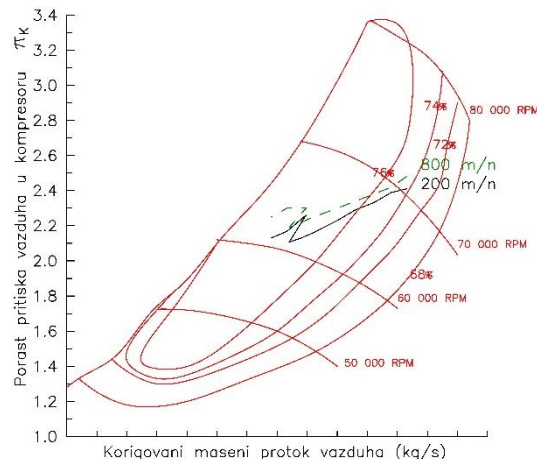
Slika br. 49 Uticaj veličine protočnog preseka turbine na neke motorske karakteristike na nominalnom radnom režimu motora (oznake prema slici br. 15)

Na dijagramima se može videti da, u ovoj konfiguraciji, sa smanjenjem protočnog preseka turbinskog kućišta dolazi do povećanja broja obrtaja turbokompresora uz povećanje stepena iskorišćenja kompresora i ostale pogodnosti koje iz toga slede. Iz karaktera krivih se može zaključiti da bi se primenom još manjeg turbinskog kućišta mogle poboljšati karakteristike motora, a primena manjeg turbinskog kućišta poboljšala bi i dinamičnost motora na prelaznim režimima.

Na slici br. 50 prikazano je radno polje kompresora na stacionarnim režimima motora za jednu od ispitivanih konfiguracija. Vidi se da u ovom slučaju kompresor radi u oblasti visokih stepena iskorišćenja na brzinskim režimima bliskim maksimalnom momentu, a sa nešto nižim stepenima iskorišćenja u oblasti nominalne snage motora.

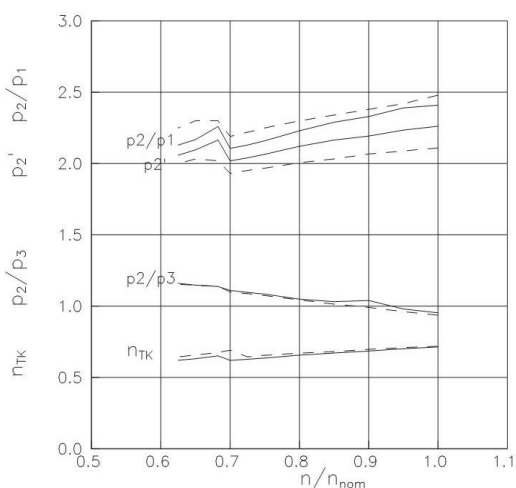


Slika br. 51 Radno polje motora i kompresora



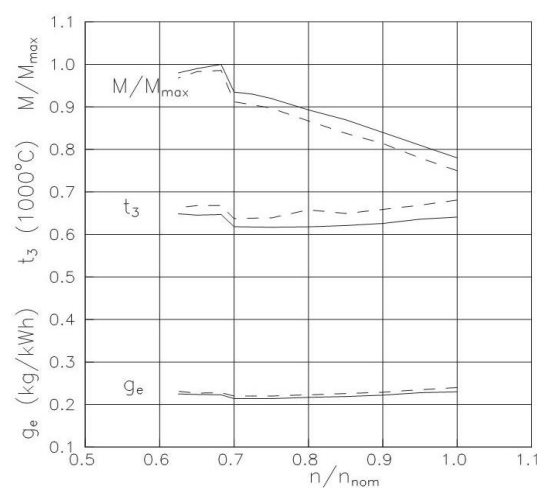
Slika br. 50 Spoljne brzinske karakteristike pri radu motora na različitim nadmorskim visinama

Načelno, povoljnije je kada se maksimum stepena iskorišćenja nalazi u oblasti maksimalne snage motora, jer se tu radi i o većim protocima vazduha i većim pritiscima, dakle o većoj snazi, pa je i ušteda značajnija. Ipak, to ne znači da je ovaj kompresor nepovoljno rešenje za motor, jer treba uzeti u obzir stepen iskorišćenja celog turbokompresorskog agregata, kao i ranije navedeni kompromis u optimiranju motora i turbokompresora. Takođe, ovaj kompresor omogućava stabilan rad motora (bez pumpanja) i na velikim nadmorskim visinama, gde se zbog snižavanja pritiska p_1 i p_4 povećavaju broj obrtaja turbine i porast pritiska u kompresoru.



Slika br. 53 Uticaj visinskih uslova na pogonske karakteristike turboprehranjivanog motora

————— 200 m/n
 ----- 800 m/n



Slika br. 52 Uticaj visinskih uslova na pogonske karakteristike turboprehranjivanog motora

————— 200 m/n
 ----- 800 m/n

Na slikama br. 51 i 52 punom linijom je prikazan rad kompresora na nadmorskoj visini od oko 200 m/n, a isprekidana linija odgovara nadmorskoj visini od 800 m/n. Kako se radi o istom motoru, vidi

se da je turbokompresor izvršio delimičnu kompenzaciju promene nadmorske visine i da omogućava bezbedan rad i na znatno većim nadmorskim visinama.

Na slici br. 53 prikazana je promena pogonskih karakteristika motora u uslovima rada navedenim za sliku br. 52. Isprekidane linije odgovaraju većim nadmorskim visinama.

5.4 KOREKCIJA SNAGE

Iz rezultata prikazanih u poglavlju 5.2 se vidi da turbokompresori relativno dobro vrše kompenzaciju visinskih razlika i da je pogoršanje pogonskih karakteristika neznatno. Kod motora sa mehanički gonjenim centrifugalnim kompresorom pad pogonskih karakteristika je daleko veći, a za korekciju snage se, po JUS M.F2.029, može koristiti formula:

$$P_{e,k} = k_d \cdot P_e \quad 38$$

gde su:

$P_{e,k}$ - JUS neto snaga

P_e - efektivna snaga motora

k_d - koeficijent korekcije

$$k_d = \left(\frac{100}{p_0}\right)^{0,65} \cdot \sqrt{(t_o + 273)/298}$$

p_0 - pritisak okoline

t_o - temperatura okoline u °C

Pored ove, uspešno se mogu koristiti i norme propisane DIN-om i GOST-om, kao i norme ECE 324.

Kod turboprehranjivanih motora i pored velikih i intenzivnih radova na standardizaciji do sada nije pronađena zadovoljavajuća formula za korekciju snage, jer je praktično nemoguće jednom relativno jednostavnom formulom obuhvatiti sve faktore bitne za rad motora, turbokompresora i međuhladnjaka vazduha. Trenutno su u upotrebi različiti faktori korekcije, a koji će faktor korekcije biti primenjen još uvek zavisi od proizvođača motora.

Prema JUS M.F2.029 ukoliko spoljni uslovi značajnije odstupaju od standardnih ne vrši se korekcija snage, već se samo navodi snaga i uslovi pod kojima je ta snaga ostvarena.

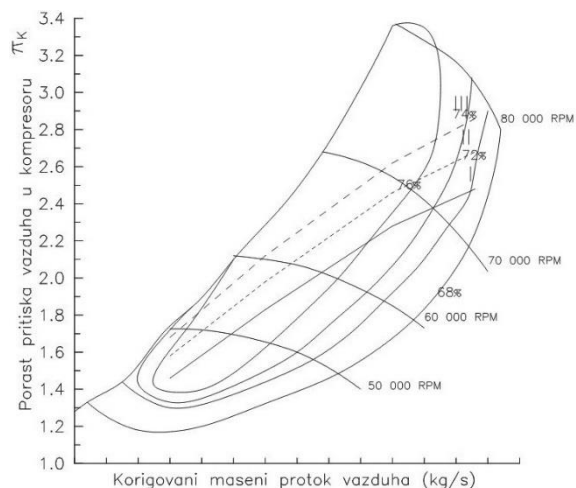
Neki poznatiji svetski proizvođači motora koriste iste formule kao i za usisne motore npr. DIN 70020 i sl., što svakako nije opravdano.

Normama ISO 3046/I bila je propisana korekcija snage turboprehranjivanih motora sa uzimanjem u obzir atmosferskih uslova, porasta pritiska prehranjivanja, temperature rashladnog medijuma u međuhladnjaku i mehaničkog stepena iskorišćenja motora. I pored sve komplikovanosti formule odmah su izuzeti slučajevi primene motora za drumska vozila, građevinske mašine, avione itd., tako da se sa zadovoljavajućom tačnošću može primenjivati samo kod brodskih i motora železničkih vozila.

ECE 324 norme su pokušale da faktor korekcije svedu u normalnije granice, jer su se ranije navedenim formulama dobijale vrlo visoke vrednosti. Propisana je nova formula, ali i strogi uslovi pod kojima se uopšte mogu ispitivati motori. U slučaju da se formulom dobijaju vrednosti faktora korekcije veće od 10% ispitivanje se ne može smatrati korektnim. Pošto bi te norme kod nekih proizvođača bilo praktično nemoguće ispuniti bez ogromnih i skupih investicija u opremanje laboratorija, verovatno je da će još dosta vremena proteći pre njihove potpune primene.

5.5 IZBOR MEĐUHLADNJAKA VAZDUHA

Osnovni cilj prehranjivanja je obezbeđivanje veće gustine vazduha u cilindru motora. Ovo se može ostvariti povećanjem stepena prehranjivanja, ali i snižavanjem temperature sabijenog vazduha.



Slika br. 54 Uticaj nivoa međuhlađenja vazduha na rad motora i kompresora

Visoko prehranjivanje dovodi do pojave visokih mehaničkih i toplotnih opterećenja motora što je nepoželjno. Situacija se može znatno popraviti postavljanjem hladnjaka vazduha između kompresora i motora. Kod teretnih vozila najčešće je u upotrebi hladnjak tipa “vazduh-vazduh”, a kod borbenih vozila se koristi hladnjak tipa “vazduh-voda”.

U slučaju primene međuhladnjaka tipa “vazduh-voda” javlja se dilema da li međuhlađenje vazduha formirati kao poseban sistem ili ga ugraditi u postojeći sistem vodenog hlađenja motora. Prednost nezavisnog sistema je mogućnost intenzivnijeg hlađenja vazduha, a time i smanjenja potrebnog pritiska u kompresoru i smanjenja opterećenja motorskih delova, što za posledicu ima mogućnost

postizanja većih specifičnih snaga. Sve ostale prednosti su na strani međuhlađenja vazduha motorskom vodom:

- jednostavnija konstrukcija sistema
- smanjena mogućnost otkaza zbog smanjenja broja obrtnih komponentata u sistemu
- zagrevanje vazduha na nižim režimima u zimskim uslovima itd.

Kao primer uticaja nivoa hlađenja motorskog vazduha na smanjenje potrebnog pritiska prehranjivanja može da posluži slika br. 54. Kriva pritiska na spoljnoj brzinskoj karakteristici I predstavlja eksperimentalno dobijene rezultate za intenzivno hlađeni vazduh za prehranjivanje motora. Kriva II se odnosi na umereni intenzitet hlađenja vazduha, dok kriva III predstavlja situaciju u kojoj se vazduh ne hladi. Na nominalnom režimu kod krive I se obezbeđuje temperatura $t_2' = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Krive II i III odgovaraju temperaturama $t_2' = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$, odn. $160\text{ }^{\circ}\text{C}$, a dobijene su računski.

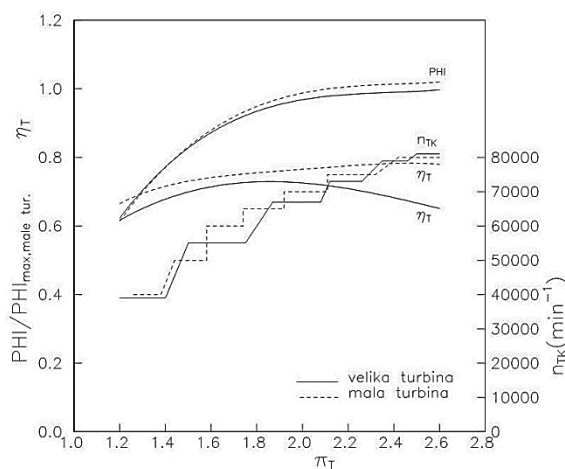
5.6 UTICAJ TURBOKOMPRESORA NA DINAMIČKE KARAKTERISTIKE MOTORA

Sve analize i merenja ukazuju na to da je turbokompresor, pri prelaznim radnim režimima motora, najinertniji element. Interesantno je videti kakav uticaj imaju turbina i kompresor na prelazni režim i da li se izbor optimalnog turbokompresora za stacionarne bitno razlikuje od izbora turbokompresora optimiranog za prelazne režime. U tu svrhu su izvršena merenja stacionarnih i dinamičkih karakteristika jednog motora 12ČN 15/18 sa različitim kombinacijama turbina i kompresora. Ispitivane su tri varijante:

- konfiguracija A “veliki kompresor” i “velika turbina”,
- konfiguracija B “veliki kompresor” i “mala turbina”,
- konfiguracija C “mali kompresor” i “mala turbina”.

Mali kompresor je imao 6% manji ulazni prečnik kola i 7,7% veću visinu lopatica u odnosu na veliki kompresor. Mala turbina je imala 13,2% manji nazivni protočni presek, 2,2% veći izlazni prečnik kola i 7,7% veću visinu lopatica radnog kola u odnosu na veliku turbinu. Podela kompresora na “male” i “velike” izvršena je na osnovu njihovih radnih mapa, a podela turbina na osnovu gabarita i nazivnih protočnih preseka.

Agregati su birani tako da u svim kombinacijama daju, gotovo, identične stacionarne karakteristike motora na nominalnom radnom režimu motora.



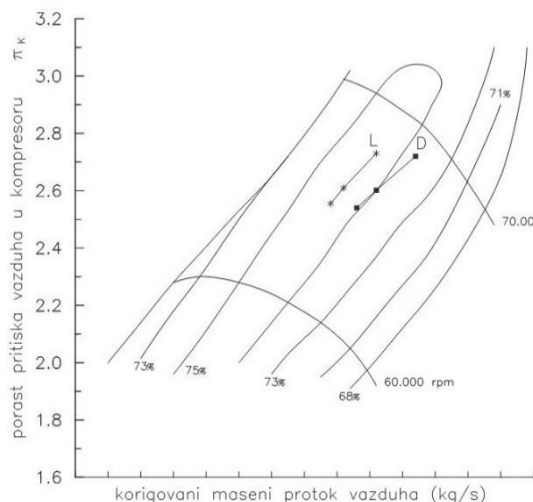
Slika br. 55 Osnovne karakteristike primenjenih turbina

Kada se uporede stacionarne protočne karakteristike obe primenjene turbine, slika br. 54, može se videti da mala turbina i pored smanjenog nazivnog preseka omogućava za oko 2% veće masene protoke za iste vrednosti pritiska (p_3) i temperatura (T_3) izduvnih gasova. Još povoljnije je u pogledu stepena iskorišćenja male turbine. Međutim, na slici su prikazane samo obvojnice najboljih postignutih rezultata za pojedine brojeve obrtaja turbinskog kola. Zato su na istom dijagramu predstavljeni i brojevi obrtaja turbinskog kola pri kojima su dobijene najpovoljnije karakteristike turbine. Pune linije odgovaraju velikoj turbini.

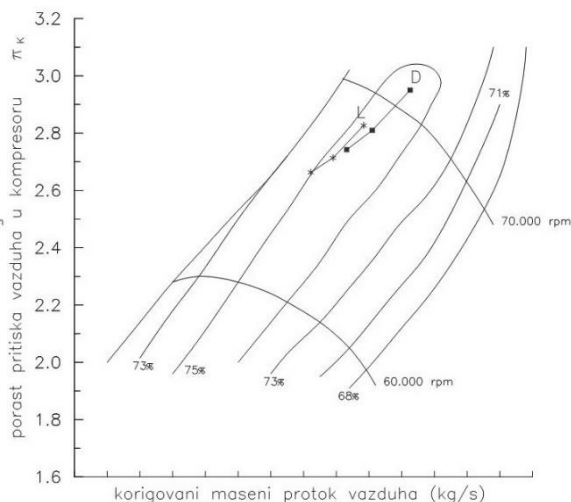
Prema rezultatima ispitivanja prikazanim u tabeli br. 3 vidi se da se na nominalnom režimu stepen ekspanzije u turbini kretao u granicama 2,4 do 2,7, uz promenu broja obrtaja turbokompresora (n_{TK}) od 68.000 do 73.000 min^{-1} . Na mapama turbina, slika br. 54, se vidi da su za ostvarenje navedenih stepena ekspanzije u optimalnom stepenu iskorišćenja potrebni brojevi obrtaja od oko 80.000 min^{-1} . Pošto turbine rade na nižim brojevima obrtaja stvarni stepeni iskorišćenja su daleko niži. Osim toga, situaciju pogoršava i impulsni rad turbine. Iako se radne mape turbina moraju posmatrati uslovno, jer su snimane u stacionarnim uslovima može se reći da su obe turbine manje nego što bi trebalo za obezbeđenje ekonomičnog rada na režimu nominalne snage motora u stacionarnim uslovima. Ipak, kako ekonomičnost nije jedini kriterijum, ne može se reći da su ove turbine i loše rešenje za motor.

Na slikama br. 55, 56 i 57 prikazan je položaj radnih tačaka kompresora u gornjem brzinskom području spoljne brzinske karakteristike ispitivanog motora za sve tri varijante. Pošto su jedine izmene na

motoru bile izmene komponenata turbokompresora, mape mogu da budu dobra ilustracija uticaja turbine i kompresora na snabdevanje motora vazduhom.

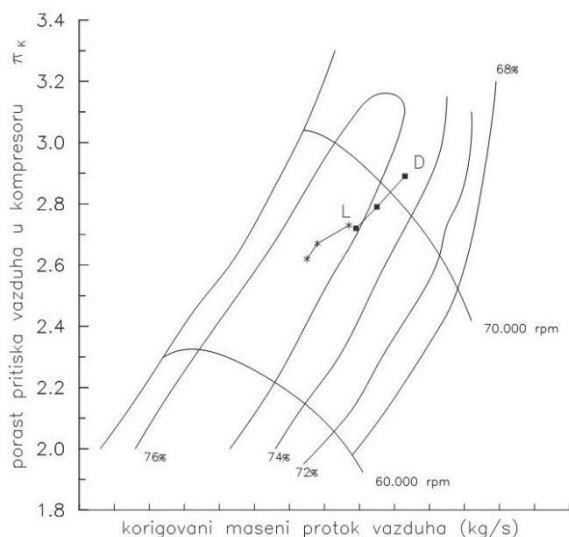


Slika br. 57 Položaj radnih tačaka kompresora u gornjem brzinskom području spoljne brzinske karakteristike motora u varijanti A
L – leva strana motora
D – desna strana motora



Slika br. 56 Položaj radnih tačaka kompresora u gornjem brzinskom području spoljne brzinske karakteristike motora u varijanti B
L – leva strana motora
D – desna strana motora

Za detaljniju analizu uticaja promene elemenata turbokompresora na rad motora i turbokompresora povoljnije je koristiti brojne vrednosti. One su sređene i prikazane u tabeli br. 3. Kao referentne uzete su veličine masenog protoka vazduha kroz levi kompresor i efektivni moment na režimu nominalne snage motora u konfiguraciji A. Ako se posmatra režim nominalne snage vidi se da je snaga u sva tri slučaja ista. Povećanje snage za oko 1% u varijantama B i C je posledica trenutka očitavanja i promene



Slika br. 58 Položaj radnih tačaka kompresora u gornjem brzinskom području spoljne brzinske karakteristike motora u varijanti C
L – leva strana motora
D – desna strana motora

radnih uslova pri merenju, jer je praktično nemoguće održavanje i broja obrtaja i momenta motora na konstantnoj vrednosti za vreme celog trajanja eksperimenta. U pogledu ekonomičnosti se, takođe, ne primećuju neke značajnije razlike. Razlike se javljaju u protocima vazduha. Razlika između leve i desne strane motora je posledica konstrukcije motora, jer desna strana motora ima veću radnu zapreminu.

U tabeli se vidi da je primena manjeg kućišta turbine dovela do znatnijeg povećanja broja obrtaja turbokompresora uz pad protoka vazduha. Znatno je porastao pritisak prehranjivanja, ali, još više, pritisak ispred turbine. Zato je opao i odnos pritisaka p_2/p_3 za oko 8%. Ovo govori o smanjenju ukupnog stepena iskorišćenja turbokompresora, a glavni uzrok je smanjenje stepena iskorišćenja turbine, jer je kompresor i dalje ostao u optimalnom radnom području. Međutim, zbog porasta

pritiska prehranjivanja uz smanjenje protoka vazduha radna tačka kompresora je prišla granici pumpanja, što može da bude nepovoljno pri radu na režimu maksimalnog momenta na većim nadmorskim visinama. Na osnovu svega se može zaključiti da je turbina “usko grlo” u sistemu prehranjivanja i da treba raditi na njenoj optimizaciji ako se želi ekonomičniji rad na stacionarnim režimima.

U varijanti C su u odnosu na varijantu B izmenjeni samo kompresori turbokompresora. To je dovelo do pomeranja radnih tačaka kompresora u bezbednu oblast, postizanja većih brojeva obrtaja rotora ali i do daljeg smanjenja masenog protoka vazduha. Pritisak ispred turbina je opao za oko 2%, ali je još više opao pritisak prehranjivanja, tako da je i odnos pritisaka p_2/p_3 opao za više od 1%. Ispiranje motora je još uvek pozitivno. Na osnovu dobijenih rezultata se može zaključiti da je ovaj kompresor povoljniji od velikog, ali da još više opterećuje turbinu, tako da su ukupni efekti nepovoljniji na režimu nominalne snage.

Tabela 3

Varijanta	Veličina	Broj obrtaja motora					
		n = n _{nom}		n = 0,9 n _{nom}		n = 0,85 n _{nom}	
		L	D	L	D	L	D
A	m _v	1	1,090	0,945	1,012	0,919	0,972
	n _{TK} (min ⁻¹)	69.100	68.300	66.960	66.600	66.000	65.271
	π _K	2,728	2,730	2,602	2,610	2,540	2,550
	π _T	2,409	2,527	2,265	2,342	2,190	2,250
	M _e /M _e (P _{e,nom})	1		1,092		1,151	
	g _e (g/kWh)	231		222		220	
B	m _v	0,988	1,082	0,926	1,005	0,880	0,953
	n _{TK} (min ⁻¹)	71.250	72.192	69.031	69.478	67.786	68.438
	π _K	2,827	2,952	2,714	2,813	2,663	2,742
	π _T	2,7	2,69	2,510	2,510	2,390	2,405
	M _e /M _e (P _{e,nom})	1,012		1,110		1,166	
	g _e (g/kWh)	230		220		214,5	
C	m _v	0,944	1,051	0,888	0,993	0,862	0,959
	n _{TK} (min ⁻¹)	72.791	72.928	70.807	71.011	69.666	69.276
	π _K	2,748	2,889	2,672	2,798	2,629	2,732
	π _T	2,643	2,655	2,469	2,628	2,401	2,424
	M _e /M _e (P _{e,nom})	1,009		1,100		1,161	
	g _e (g/kWh)	231		221		216	

Slična analiza se može sprovesti i za ostale radne režime motora. Vidi se da sa smanjenjem broja obrtaja po spoljnoj brzinskoj karakteristici dolazi do smanjenja specifične efektivne potrošnje goriva i do poboljšanja radnih karakteristika sistema prehranjivanja motora u sve tri varijante. Ovo govori u prilog zaključka da su primenjene varijante turbokompresora povoljnije za manje protoke. Najpovoljniji rezultati su dobijeni u varijanti B.

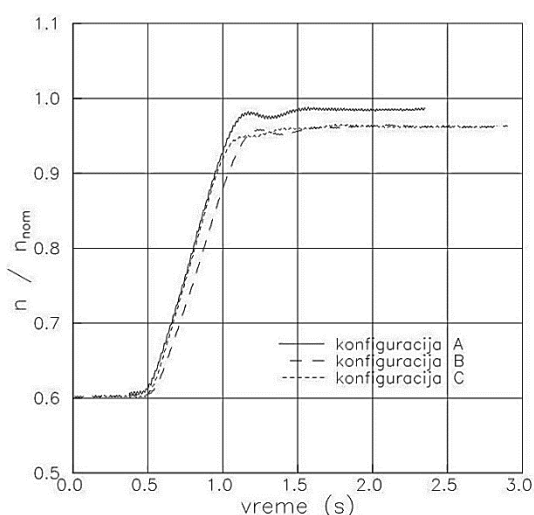
Posebno privlači pažnju veliki porast momenta sa smanjenjem broja obrtaja motora. Po svojim karakteristikama podseća na oto motore. Zato bi ovakav izbor turbokompresora mogao da bude recept za to kako povećati elastičnost dizel motora.

Interesantno je videti kako se ove tri ispitivane konfiguracije ponašaju na promenljivim radnim režimima. Ispitivanja dinamičkih karakteristika su izvršena na motorskom probnom stolu čija je šema prikazana na slici br. 14a. Moment inercije prazne hidraulične kočnice je , što je znatno ispod vrednosti redukovanog momenta inercije vozila, ali omogućava da se sagledaju trendovi. U stvarnom vozilu bi pojave bile vidljivije.

Za analizu uticaja turbokompresora na prelazne režime, zbog karakteristika primenjene opitne instalacije, ispitivani su samo režimi . Razmatrano je nekoliko karakterističnih slučajeva:

- ubrzavanje motora, pri niskim vrednostima momenta otpora, sa različitim vrednostima željene promene broja obrtaja,
- ubrzavanje motora u donjem brzinskom području pri različitim vrednostima momenta opterećenja
- ubrzanje motora u gornjem brzinskom području pri različitim vrednostima momenta opterećenja.

Na slici br. 59 su prikazani rezultati merenja promene broja obrtaja motora, za sve tri konfiguracije, na režimu $M = 0,45 \cdot M_e(P_{e,nom}) = const$. Na dijagramu se može videti da su razlike vremena potrebnog za dostizanje zadatog broja obrtaja male i da je slabije rezultate dala konfiguracija B. Konfiguracije A i C su dale skoro identične rezultate. Pri ovome se mogu zanemariti brojne vrednosti, zbog vrlo malih apsolutnih razlika i mogućih grešaka pri definisanju trenutka početka prelaznog režima, ali je vidljiva razlika gradijenata posmatranih veličina. Očekivano poboljšanje prelaznog režima u varijanti B, u odnosu na varijantu A, nije ostvareno iako je primenjeno turbinsko kućište sa manjim protočnim presekom, jer je opterećenje motora tokom prelaznog režima bilo malo. Niži gradijent kod konfiguracije B, je, uglavnom, posledica povećanog momenta inercije rotora turbokompresora, jer se pri istom kompresorskom delu povećao moment inercije turbinskog dela. Rezultati su se poboljšali primenom manjeg kompresora, konfiguracija C. Taj kompresor je efikasniji na manjim protocima, pa je i pored nešto povećanog momenta inercije, smanjenjem snage potrebne za pogon kompresora došlo do ubrzanja rotora turbokompresora, a time i

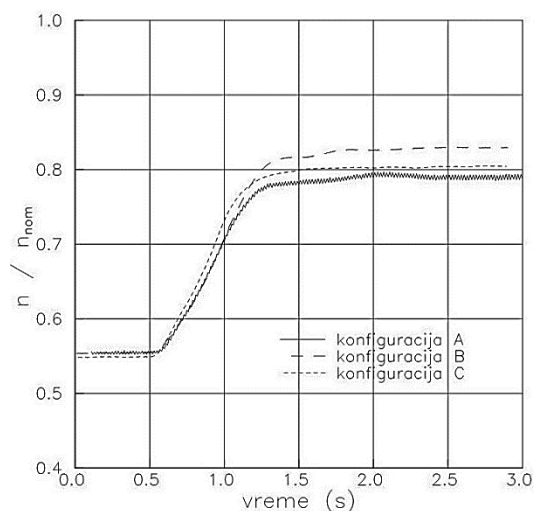


Slika br. 59 Uticaj turbokompresora na ubrzavanje motora 12ČN 15/18 na niskim nivoima opterećenja na režimu $M=const$

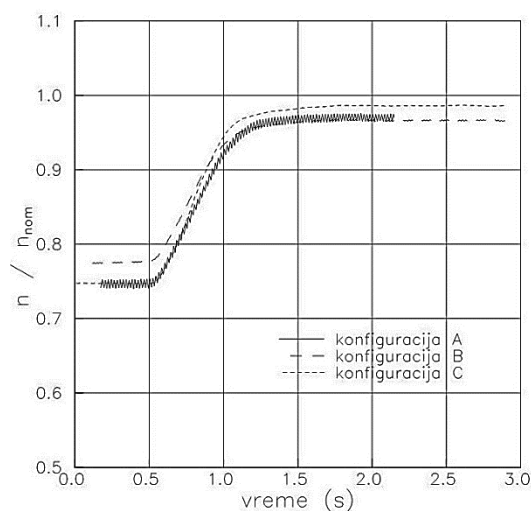
do poboljšanja snabdevanja motora vazduhom. Turbine su na ovim prelaznim režimima radile na parcijalnim opterećenjima tako da nije došlo do izražaja povećanje stepena iskorišćenja male u odnosu na veliku turbinu.

Sa promenom radnog režima dolazi i do promene u ponašanju različitih konfiguracija motora. U slučajevima ubrzavanja motora sa $n = 0,55 \cdot n_{nom}$ na $0,8 \cdot n_{nom}$ pri $M = 0,75 \cdot M_e(P_{e,nom})$ dobijeni su rezultati prikazani na slici br. 60. Kod hidrauličnih kočnica je vrednosti broja obrtaja na novom stacionarnom režimu veoma teško dovesti na isti nivo, pogotovu ako se ne radi o uzastopnim ispitivanjima. Zato je i došlo do nešto većih odstupanja broja obrtaja, a time i ostalih parametara za različite konfiguracije motora. Na osnovu dela dijagrama na kome se može vršiti korektna analiza može se zaključiti da je konfiguracija C dala najbolje rezultate, iako se tu prednost može meriti samo

desetim delovima sekunde. Na dijagramima se može uočiti razlika u karakteristikama gradijenata u odnosu na dijagrame prikazane na slici br. 59. Dok su tamo gradijenti bili u najvećem delu prelaznog režima linearni, na slici br. 60 posle prvog linearnog dela javlja se prevoj ka nelinearnom delu i povećanju ubrzanja motora. Prevojna tačka je na oko 0,25 s što ukazuje na turbokompresore i na njihov povećani uticaj na odvijanje prelaznog režima.



Slika br. 60 Uticaj turbokompresora na ubrzanje motora 12ČN 15/18 na povišenim režimima momenta u donjem području broja obrtaja na režimu $M=const$



Slika br. 61 Uticaj turbokompresora na ubrzanje motora 12ČN 15/18 na povišenim režimima momenta u gornjem području broja obrtaja na režimu $M=const$

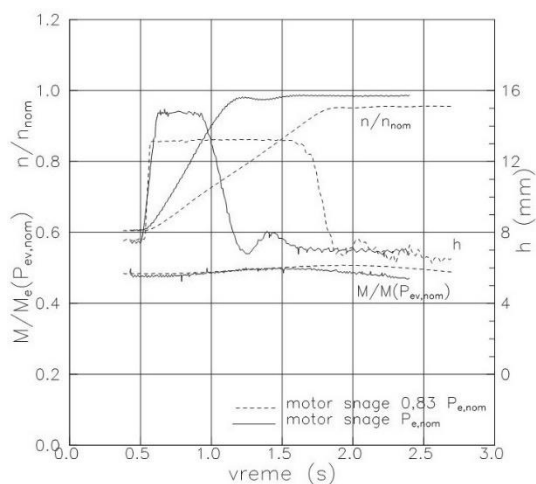
Ova pojava je primetna kod motora sa konfiguracijom C i pri radu motora na povišenim režimima momenta ($M=0,8 \cdot M_e(P_{e,nom})=const$) u gornjem području broja obrtaja (slika br. 61). Mali kompresor je na polaznom režimu radio u području visokog stepena prehranjivanja i visokih stepena iskorišćenja. Zbog toga je bilo i nešto više vazduha u cilindru u početnom trenutku, pa su i uslovi za sagorevanje povećane količine goriva bili povoljniji. Zbog rada kompresora u povoljnom području stepena iskorišćenja, veći deo porasta snage turbine je iskorišćen za ubrzanje rotora turbokompresora, nego što je to bio slučaj kod velikog kompresora. Zato se kod dijagrama promene broja obrtaja za konfiguraciju B i ne primećuje nelinearan deo ubrzanja. Konfiguracija A je u početnom periodu ubrzanja pokazala iste rezultate kao i konfiguracija C na račun nižeg momenta inercije, ali je kasnije posustala, jer su prednosti efikasnijeg rada kompresora nadmašile nedostatak povećanog momenta inercije rotora turbokompresora.

Poređenjem rezultata dobijenih stacionarnim i dinamičkim ispitivanjima uticaja turbokompresora na pogonske karakteristike može se izvući zaključak da se uz neveliki pad ekonomičnosti primenom nešto manjeg kompresorskog dela mogu ostvariti povoljniji rezultati dinamičnosti. Primena manjeg turbinskog dela ne donosi uvek pogodnosti u pogledu dinamičnosti motora. Ovaj zaključak je ograničen samo na slučajeve kada je turbokompresorski agregat korektno izabran za motor na koji se ugrađuje i kada je kao kriterijum izbora bio postavljen režim maksimalne snage motora. U ostalim slučajevima, kao i u slučajevima primene tzv. "by pass" ventila potrebno je izvršiti posebnu analizu.

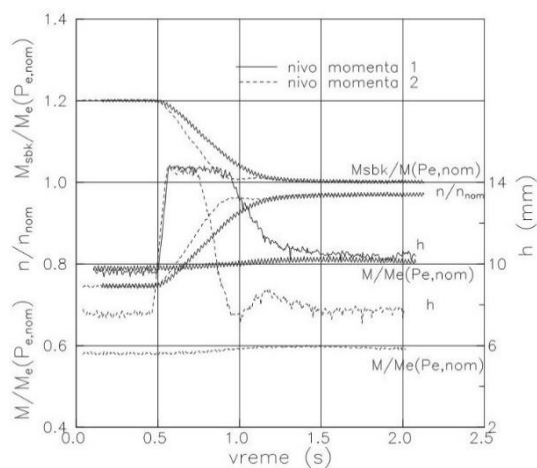
5.7 UTICAJ SNAGE MOTORA I NIVOA OPTEREĆENJA NA PRELAZNE REŽIME

Na prelaznim režimima je sistem za napajanje motora vazduhom znatno inerniji od sistema za napajanje motora gorivom. Rezultat ubrizgavanja povećane količine goriva u nedovoljnu količinu vazduha je povećanje dimnosti izduvnih gasova. Za isti motor, intenzitet dima zavisi od vrste prelaznog režima, željenog povećanja broja obrtaja motora na prelaznom režimu i od nivoa opterećenja motora na početnom režimu. Ito su veće razlike početnog i krajnjeg režima mogu se očekivati veće vrednosti dima. Pri ovome se podrazumeva da se opšte stanje motora i priključenih agregata ne menja.

Zbog toga je interesantno videti da li se povećanjem snage motora dobija proporcionalno poboljšanje karakteristika ubrzavanja motora. U tom cilju su izvršena ispitivanja ubrzavanja motora 12ČN 15/18 sa $n=0,6 \cdot n_{nom}$ na $n=0,95 \cdot n_{nom}$ na režimu $M=0,48 \cdot M_e(P_{e,nom})=const$. Prvi motor je bio optimiran na nominalnu snagu, a drugi na 17% manju. Kao posledica optimizacija javila se primena različitih turbokompresora i različitih pumpi visokog pritiska. Rezultati merenja su prikazani na slici br. 61. Pune linije odgovaraju prvom motoru. Na dijagramima se može videti da je kod rada motora sa 17% manjom snagom došlo do skoro dvostrukog produženja trajanja prelaznog režima. Pri tome je zupčasta letva pumpe visokog pritiska na graničniku provela skoro dva i po puta više vremena. Iz gradijenta pomeranja zupčastih letvi pumpi visokog pritiska se može videti da je kod motora sa manjom snagom odziv pumpe bio brži. Ovo je i logično, jer je kod motora sa manjom snagom za isti regulator primenjena pumpa sa manjim elementima, pa je i redukovani moment inercije zupčaste letve manji. Razlike u toku momenta, registrovanog na hidrauličnoj kočnici, su beznačajne u posmatranom periodu vremena, tako da se može zanemariti uticaj sistema za regulaciju kočnice.



Slika br. 62 Uticaj veličine snage motora na odvijanje prelaznog režima ubrzavanja motora 12ČN 15/18



Slika br. 63 Uticaj nivoa opterećenja motora na odvijanje prelaznog režima ubrzavanja motora 12ČN 15/18

Na osnovu dobijenih rezultata se može zaključiti da ima smisla povećavati snagu motora u cilju poboljšanja dinamičnosti i da su efekti veći od gubitaka zbog povećanog dimljenja.

Koliko skraćanju trajanja prelaznog režima odgovara povećanje snage motora, toliko mu odgovara i smanjenje nivoa momenta opterećenja na kome se odvija prelazni proces. Na slici br. 62 su prikazani rezultati dobijeni pri snimanju prelaznih režima motora 12ČN 15/18, optimiranog na nominalnu snagu,

sa $n=0,75 \cdot n_{nom}$ na $n=0,95 \cdot n_{nom}$ za dva nivoa momenta opterećenja. Vidi se da je smanjenje nivoa momenta za 34% dovelo do skraćanja trajanja prelaznog režima od 88%. Pri tome je zadržavanje zupčaste letve na graničniku smanjeno na polovinu. Ovakvi rezultati su, delom, i posledica rada motora na svim režimima sa visokim vrednostima koeficijenta viška vazduha, tako da se i pored naglog povećanja ubrizgane ciklusne količine goriva proces sagorevanja ne degradira drastično.

5.8 REZULTATI SIMULACIJE PONAŠANJA MOTORA MATEMATIČKIM MODELOM

Vozilski motor se u uslovima eksploatacije nalazi u bezbroj različitih situacija zavisno od terena, stepena prenosa prenosnika, režima ubrzavanja ili usporavanja vozila itd. Zbog toga je nemoguće naći jedan referentni režim koji bi mogao da da jednoznačnu ocenu kvaliteta nekog motora. Još je teže kod analize ponašanja motora na prelaznim režimima. Zato je neophodno da se izvrši niz ispitivanja motora u različitim situacijama sa različitim parametrima. Međutim, ni to nije dovoljno da bi se dala konačna ocena o jednom tipu, a pogotovu o celoj familiji motora. Vrlo često se kod različitih tipova motora dobijaju različiti, a ponekad i potpuno suprotni rezultati. Ukoliko se žele upotrebljivi rezultati, najekonomičnije je celokupnu pažnju posvetiti jednom motoru uz poštovanje osnovnih principa konstruisanja.

Matematički model prikazan u trećem poglavlju, formiran je za turboprehranjivani motor 12ČN 15/18 snage 735 kW. Program kojim je vršena simulacija obuhvata sve svoje module. Pri analizi, pažnja je posvećena elementima sistema turboprehranjivanja, jer njihova izmena ne zahteva izmene ostalih komponenata motora. Iako je veoma značajan, a može se reći i najznačajniji za rad motora, sistem za ubrizgavanje goriva nije obuhvaćen ovom analizom, jer matematički model u sebi, osim modula za regulator, ne poseduje module za definisanje dinamičkog ponašanja sistema za ubrizgavanje goriva. Uticaj elemenata regulatora na dinamičko ponašanje motora je isključen iz analize, jer ne postoji realna mogućnost njihove rekonstrukcije.

Analizirani su različiti radni režimi, a ovde će biti prikazani rezultati simulacije rada motora pri ubrzavanju motora naglom promenom položaja komande gasa uz održavanje približno konstantnog momenta otpora. Ovaj test je izabran zato što postoje odgovarajući eksperimentalni podaci dobijeni ispitivanjem motora na probnom stolu u sklopu sa hidrauličkom kočnicom (slika br. 15a).

Rezultati dobijeni ovom simulacijom označeni su sa „varijanta0“. Za utvrđivanje uticaja pojedinih elemenata sistema za turboprehranjivanje menjani su za njih karakteristični parametri, dok su ostali zadržavani na istom nivou kao u nultoj varijanti. Takav rad je zbog promene efektivnih karakteristika motora kod različitih konfiguracija motora dovodio do promene ponašanja regulatora i do razlika u hodovima zupčaste letve PVP. To se direktno odražavalo na izlazne karakteristike motora i sprečavalo razdvajanje uticaja posmatranih elemenata od uticaja promenjene ciklusne količine goriva. Zbog toga je u svim daljim analizama promena hoda zupčaste letve u vremenu uzimana ista kao u nultoj varijanti.

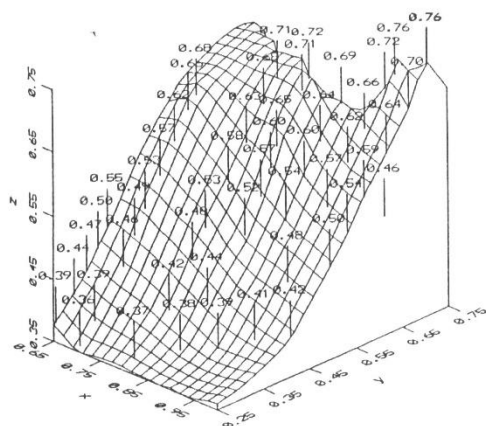
Kao ostale pretpostavke, pri simulaciji rada motora, su uzete:

- Konstantan pritisak vazduha na ulasku u kompresor
- Konstantna temperatura vazduha na ulasku u kompresor
- Konstantna temperatura vode na ulasku u međuhladnjak
- Konstantna temperatura goriva u magistrali PVP
- Konstantan pritisak izduvnih gasova na izlasku iz turbine.

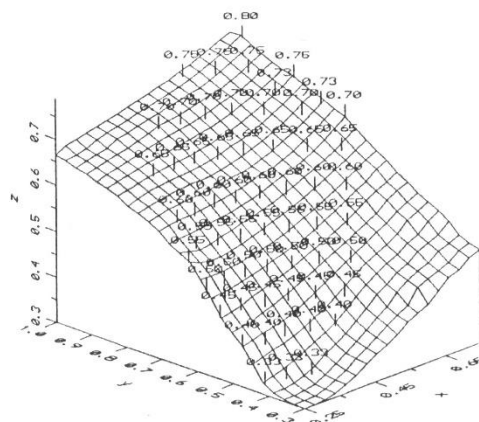
Ove pretpostavke su opravdane, jer se radi o:

- motoru koji usisava vazduh direktno iz atmosfere (bez prečistača vazduha)
- simulaciji kratkog vremena rada motora (najčešće ispod pet sekundi)
- izduvavanju bez otpora.

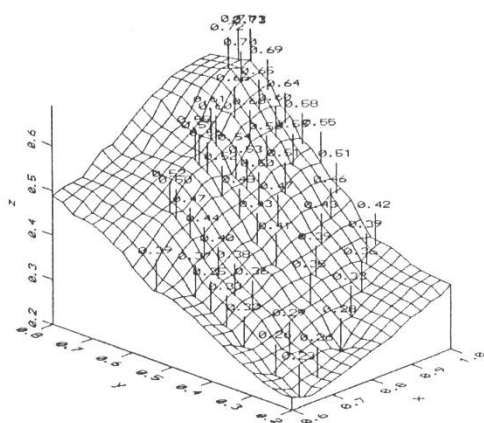
Za potrebe rada na usavršavanju motora i za potrebe matematičkog modela za simulaciju rada motora, izvršena su obimna ispitivanja stacionarnih motorskih karakteristika. Rezultati su grupisani tako da se mogu dobiti zavisnosti:



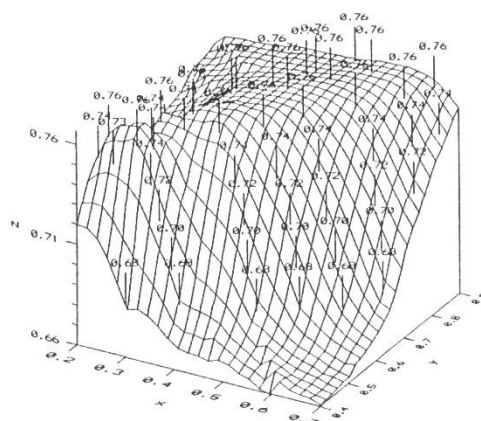
$$\pi_K = \pi_K(n, m_v^*) \quad \begin{aligned} x &= n / n_{nom} \\ y &= m_v^* \\ z &= \pi_K / 3 \end{aligned}$$



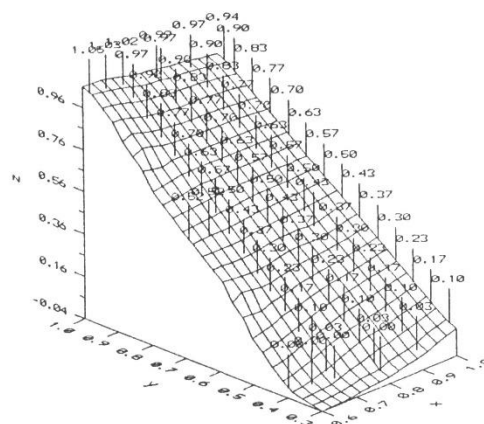
$$n_{TK} = n_{TK}(m_v^*, \pi_K) \quad \begin{aligned} x &= m_v^* \\ y &= \pi_K / 3 \\ z &= n_{TK} / 100000 \end{aligned}$$



$$m_v^* = m_v^*(n, n_{TK}) \quad \begin{aligned} x &= n / n_{nom} \\ y &= n_{TK} / 100000 \\ z &= m_v^* \end{aligned}$$



$$\eta_K = \eta_K(m_v^*, \pi_K) \quad \begin{aligned} x &= m_v^* \\ y &= \pi_K / 3 \\ z &= \eta_K \end{aligned}$$



$$b = b(n, h) \quad \begin{aligned} x &= n / n_{nom} \\ y &= h / 0,015 \\ z &= b / 3 \cdot 10^{-7} \end{aligned}$$

Slika br. 64 Osnovne karakteristike sistema za napajanje motora 12ČN 15/18 vazduhom i gorivom dobijene stacionarnim ispitivanjima motora

$$m_v = m_v(n, n_{TK})$$

$$\eta_K = \eta_K(m_v, \pi_K)$$

$$\pi_K = \pi_K(n, m_v)$$

$$n_{TK} = n_{TK}(m_v, \pi_K)$$

$$b = b(n, h)$$

gde su:

m_v – maseni protok vazduha kroz motor i kompresor
 η_K – stepen iskorišćenja kompresora
 π_K – porast pritiska u kompresoru
 b – ciklusna količina goriva
 n – broj obrtaja motora
 h – položaj zupčaste letve PVP

Grafički prikazi osnovnih karakteristika sistema za napajanje motora vazduhom i gorivom, dobijeni na osnovu rezultata stacionarnih ispitivanja motora, dati su na slici br. 64.

Brojevima i ukazivačima označene su vrednosti z – parametara na ispitivanim radnim režimima. Izvan označenog radnog područja vrednosti z – parametara su dobijene postupcima ekstrapolacije. Zbog toga je, u slučajevima kada je bila potrebna upotreba ekstrapoliranih vrednosti, modelom predviđeno da se svaki takav podatak manuelno potvrdi.

5.8.1 SIMULACIJA STACIONARNOG RADNOG REŽIMA

Modelom je predviđeno da simulacija prelaznih režima otpočinje simulacijom stacionarnog radnog režima kako bi se definisali početni parametri i uskladili efektivni pokazatelji sa očekivanim ili, čak, stvarno izmerenim.

Poređenje proračunom dobijenih rezultata sa stvarno izmerenim vrednostima na početnom režimu kod ovog testa dato je u tabeli 4.

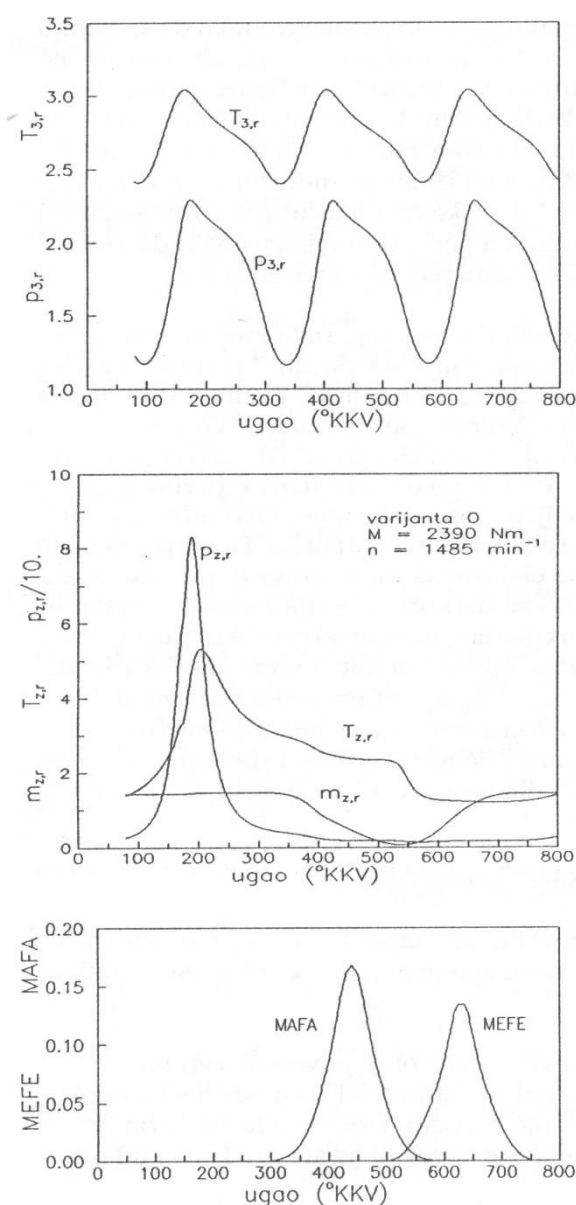
Tabela 4

Parametar	Jedinica	Početni režim $M=2390\text{Nm}$ $n=1485\text{min}^{-1}$	
		izmereno	izračunato
g_e	kg/kWh	0,233	0,224
p_2	bar	1,49	1,49
p_3	bar	1,45	1,47
$T_{v,2}$	K	345	348
$T'_{v,2}$	K	348	348
$T_{3,sr}$	K	780	785
$p_{z,max}$	bar	84	84
n_{TK}	min^{-1}	44400	44000
\dot{m}_v	kg/s	0,381	0,38

U tabeli prikazane izmerene vrednosti pojedinih parametara predstavljaju srednje vrednosti većeg broja uzoraka iz niza uzastopnih ciklusa.

Kao što se u tabeli vidi, postignuto je dobro poklapanje proračunom dobijenih rezultata sa izmerenim vrednostima. Ovo je omogućeno izborom pogodnih vrednosti parametara potrebnih za kompletiranje modela. Pri podešavanju parametara dopušteno je bilo odstupanje proračunatih od izmerenih vrednosti za ne više od 1%. Ovaj uslov je veoma oštar za posmatrani motor i posmatrani radni režim, jer se zbog veličine i konstrukcije motora javljaju veće neravnomernosti opterećenja pojedinih cilindara i zbog toga i veće rasipanje rezultata merenja.

Rezultati dobijeni simuliranjem radnog procesa posmatranog motora na početnom radnom režimu prikazani su na slici br. 65.



Na gornjem delu slike se vidi impulsni tok izduvavanja tri cilindara u jednu cev izduvne grane. Pritisak i temperatura izduvnih gasova su redukovani na spoljne, atmosferske, uslove.

Na srednjem delu slike br. 65 se vide tokovi redukovano pritiska ($p_{z,r}$) i temperature ($T_{z,r}$) u cilindru motora. Krive imaju izražene vršne vrednosti karakteristične za motore sa direktnim ubrizgavanjem. Kriva $m_{z,r}$ predstavlja trenutnu redukovanu masu u cilindru motora. Pritisak i temperatura su redukovani na isti način kao i kod izduvnih gasova, a masa je redukovana u odnosu na masu vazduha koja ispunjava cilindar motora pri atmosferskim uslovima.

Na donjem delu slike prikazani su redukovani efektivni protočni preseki izduvnih (MAFA) i usisnih (MEFE) ventila. Redukcija protočnih preseka ventila je izvršena u odnosu na površinu klipa motora.

Slika br. 65 Osnovni parametri radnog ciklusa motora 12ČN 15/18 na parcijalnom režimu
 $M = 2390 \text{ Nm}$ $n = 1485 \text{ min}^{-1}$

5.8.2 SIMULACIJA PRELAZNOG REŽIMA

Posle postizanja zadovoljavajućih rezultata na početnom stacionarnom režimu moguć je proračun prelaznog režima.

Eksperimentalno dobijeni rezultati daju vrednosti osnovnih parametara prelaznog režima za period od dve sekunde rada motora i tako su obrađeni da promena broja obrtaja motora počinje približno 0,5s posle početka registrovanja podataka. Vreme od dve sekunde je dovoljno da motor na probnom stolu bez zamajnih masa (slika br. 15a) uspostavi stacionaran režim po broju obrtaja, momentu i hodu zupčaste letve PVP. Ujedno, moguće je i registrovanje dovoljnog broja uzoraka za sve priključene merne kanale.

Dok je kod rada motora u stacionarnim uslovima relativno lako podesiti parametre tako da se dobiju rezultati bliski realnim, kod rada motora na prelaznim režimima situacija je znatno teža jer ne postoje tačne međuzavisnosti uticajnih veličina kao ni potrebne vrednosti koeficijenata u pojedinim jednačinama modela. Simulacija prvih 0,5s rada motora, kada se simulira gotovo stacionaran režim omogućava prvu kontrolu podešenosti parametara modela. U ovom radu je smatrano da je model dobro podešen ako relativno odstupanje izračunatog u odnosu na izmereni moment ne prelazi 1%.

Isto važi i za relativno odstupanje broja obrtaja motora. I pored ovako oštih uslova, zbog mogućnosti pojave odstupanja u oba smera, između dva uzastopna ciklusa i u periodu stacionarnog rada motora moguća su veća odstupanja. To se ogleda u skokovitim promenama pojedinih parametara.

Na slici br. 66 (a...m) oznakom "varijanta 0" obeleženi su rezultati simulacije rada motora u njegovoj standardnoj varijanti. Simuliranje prelazni režim sa $n=1485 \text{ min}^{-1}$ na $n=1950 \text{ min}^{-1}$ pri konstantnom momentu od $M=2390 \text{ Nm}$. Vrednost promene momenta otpora hidraulične kočnice u vremenu dobijena je eksperimentalnim putem, a trenutne vrednosti odstupaju od konstantne vrednosti zbog karakteristika primenjene kočnice. To nema negativan uticaj na analizu, jer se isti zakon promene zadržava kod svih razmatranih varijanti. Hod zupčaste letve PVP je takođe dobijen eksperimentalnim putem, a za proračun su korišćene trenutne vrednosti dobijene interpolacijom. Ovo utiče na oblik dijagrama i delimično na rezultate u oblasti naglog povećanja ciklusne količine goriva. Dosta je značajno da li se proračunska tačka nalazi na početku naglog porasta ciklusne dobave goriva ili pri vrhu, kada se ciklusna količina goriva približava maksimalnoj vrednosti za dati broj obrtaja motora. Greška se multiplicira činjenicom da se proračunate vrednosti za jedan cilindar automatski preslikavaju na ostale cilindre. Ovo se naročito dobro opaža na dijagramu promene ugaone brzine u vremenu. Izračunate vrednosti su translirane ulevo. Vidi se da proračun znatno brže reaguje na promenu ciklusne dobave goriva od stvarnog motora, što je i logično, jer se između dva uzastopna proračunata ciklusa dogodilo još jedanaest ciklusa u drugim cilindrima sa drugim ciklusnim količinama goriva. Problem translacije dijagrama se može prevazići proračunom svih dvanaest cilindara, ali bi to dovelo do još većih problema:

- i ovako obiman matematički model bio bi znatno obimniji i nepregledniji
- novi model ne bi bilo svrsishodno koristiti ako se ne bi primenili i modeli koji bi uzimali u obzir i geometrijske i strujne karakteristike kolektora i stvarno strujanje u njima, kao i u svim ostalim elementima sistema turboprehranjivanja
- i ovako veliki zahtevi postavljeni pred računsku mašinu višestruko bi se povećali, a vreme potrebno za računanje bi u sadašnjim uslovima postalo neprihvatljivo veliko u odnosu na ono što bi novi matematički model doneo. Ovaj problem bi bio naročito izražen u fazi testiranja programa i definisanja početnih parametara. Najslabije tačke novog bi ostale iste kao i kod postojećeg modela:
 - nemogućnost tačnog definisanja procesa sagorevanja u cilindru motora i
 - nemogućnost tačnog definisanja otpora trenja.

Olakšavajuća okolnost je da prelazni proces polazi kod svih posmatranih varijanti iz približno iste tačke (po vremenu), tako da i proračuni prvih, najkritičnijih, ciklusa padaju u približno istu tačku krive promene hoda zupčaste letve PVP pa se i ciklusne količine goriva neznatno razlikuju. Iako nije moguće direktno poređenje apsolutnih vrednosti, ostaje mogućnost analize gradijenata, tj. kvalitativnog uticaja pojedinih faktora (slike br. 66 i 67, varijante 0 do 7).

Analizom rezultata simulacije rada motora u standardnoj konfiguraciji (varijanta 0) može se videti da motor vrlo brzo dostiže novi zadati stacionarni režim (gledano prema broju obrtaja motora i momentu). Zupčasta letva vrlo brzo reaguje na sve promene, a inercija elemenata sistema za regulaciju PVP izaziva oscilovanje zupčaste letve oko nivoa koji odgovara novom stacionarnom režimu. Prigušen karakter oscilovanja je posledica trenja u regulatoru i elementima PVP. Karakter pomeranja zupčaste letve i, povezano sa njim, ubrizgana ciklusna količina goriva direktno se odražavaju na dijagram toka efektivnog momenta motora.

Prvi radni ciklus pri ubrzavanju motora

Na dijagramu b (slika br. 66) se vidi da se najveći skok momenta javlja u prvom radnom ciklusu brojeno od početka naglog pomeranja komandne ručice regulatora PVP, tj. u vreme intenzivnog pomeranja zupčaste letve ka položaju maksimalne dobave goriva. Za to vreme se ciklusna količina vazduha praktično ne menja, pa se može reći da ceo teret ubrzavanja motora i gonjenih mehanizama preuzima gorivo. Koeficijent viška vazduha drastično opada, a posledica su znatno promenjeni uslovi sagorevanja. Pošto je motor u prethodnom ciklusu radio sa vrlo visokim koeficijentom viška vazduha, povećanje ciklusne količine goriva je pozitivno uticalo na kvalitet sagorevanja, što se ogleda u nešto poboljšanoj specifičnoj efektivnoj potrošnji goriva. Povećanje srednjeg pritiska i srednje temperature izduvnih gasova u izduvnom kolektoru je veliko, ali vrednosti ne dostižu svoje maksimume, jer se izduvni kolektor zbog veličine svoje zapremine ponaša kao amortizer naglih promena. Zbog naglog povećanja pritiska i temperature izduvnih gasova na ulasku u turbinu, pri niskom broju obrtaja turbokompresora, dolazi do zagušenja turbine i velikog pada njenog stepena iskorišćenja. Pošto se na vazdušnoj strani ne dešavaju neke burne promene stepen iskorišćenja kompresora se u prvom periodu ubrzavanja ne menja bitno. Zato se može reći da je pad stepena iskorišćenja turbokompresora samo posledica smanjenja stepena iskorišćenja turbine.

Drugi i treći radni ciklus pri ubrzavanju motora

U trenutku početka proračuna drugog radnog ciklusa ubrzavanja motora zupčasta letva PVP je dostigla položaj koji odgovara maksimalnoj ciklusnoj dobavi goriva. Povećana količina goriva omogućava postizanje veće vrednosti efektivnog momenta motora koja je ujedno i maksimalna vrednost za celi prelazni režim. Ovo omogućava da motor dostigne približno polovinu potrebnog skoka broja obrtaja. Protok vazduha je zbog ubrzavanja turbokompresora neznatno porastao što je nedovoljno da kompenzuje dalji pad koeficijenta viška vazduha. Zbog veoma loših uslova sagorevanja opada vrednost maksimalnog pritiska u cilindru, a rastu pritisak i temperatura izduvnih gasova na ulasku u turbinu. Ovo dopunski opterećuje turbinu i stepen iskorišćenja turbokompresora nastavlja svoj pad iako se na kompresorskoj strani ne zapažaju neke bitne promene. Rezultat ovakve neregularnosti radnog procesa daje znatno povećanje specifične efektivne potrošnje goriva.

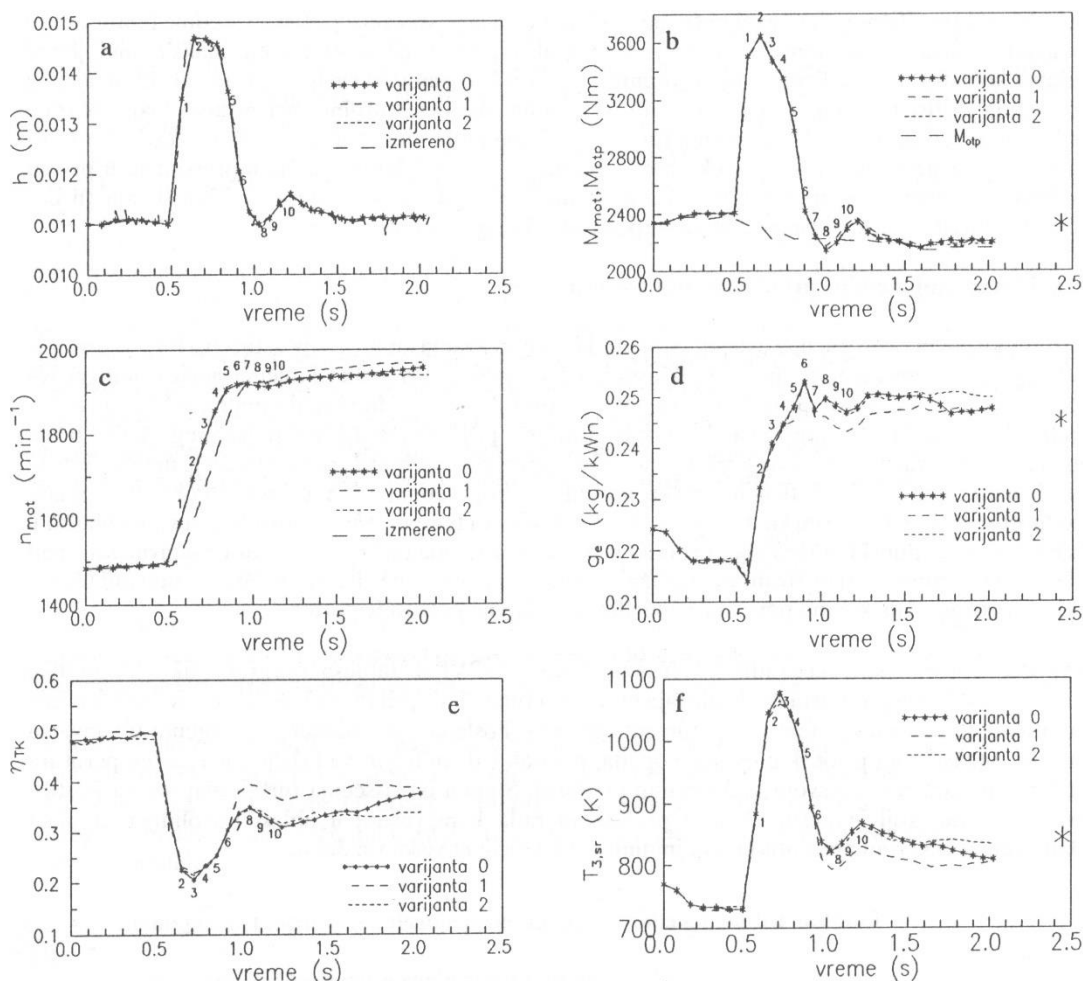
Na početku proračuna trećeg radnog ciklusa zupčasta letva PVP se stabilisala na graničniku maksimalne dobave goriva. Zbog porasta broja obrtaja motora, a time i PVP, ciklusna količina goriva se smanjuje što utiče i na smanjenje efektivnog momenta motora. Posledica je smanjenje gradijenta ubrzavanja motora. Maksimalni pritisak u cilindru opada, pritisak izduvnih gasova i dalje raste, a temperatura izduvnih gasova postiže svoju maksimalnu vrednost. Stepen iskorišćenja turbokompresora postiže svoj minimum, koji je nešto ublažen prelaskom rada kompresora u oblast povoljnijeg stepena iskorišćenja. Na svom apsolutnom minimumu je i koeficijent viška vazduha.

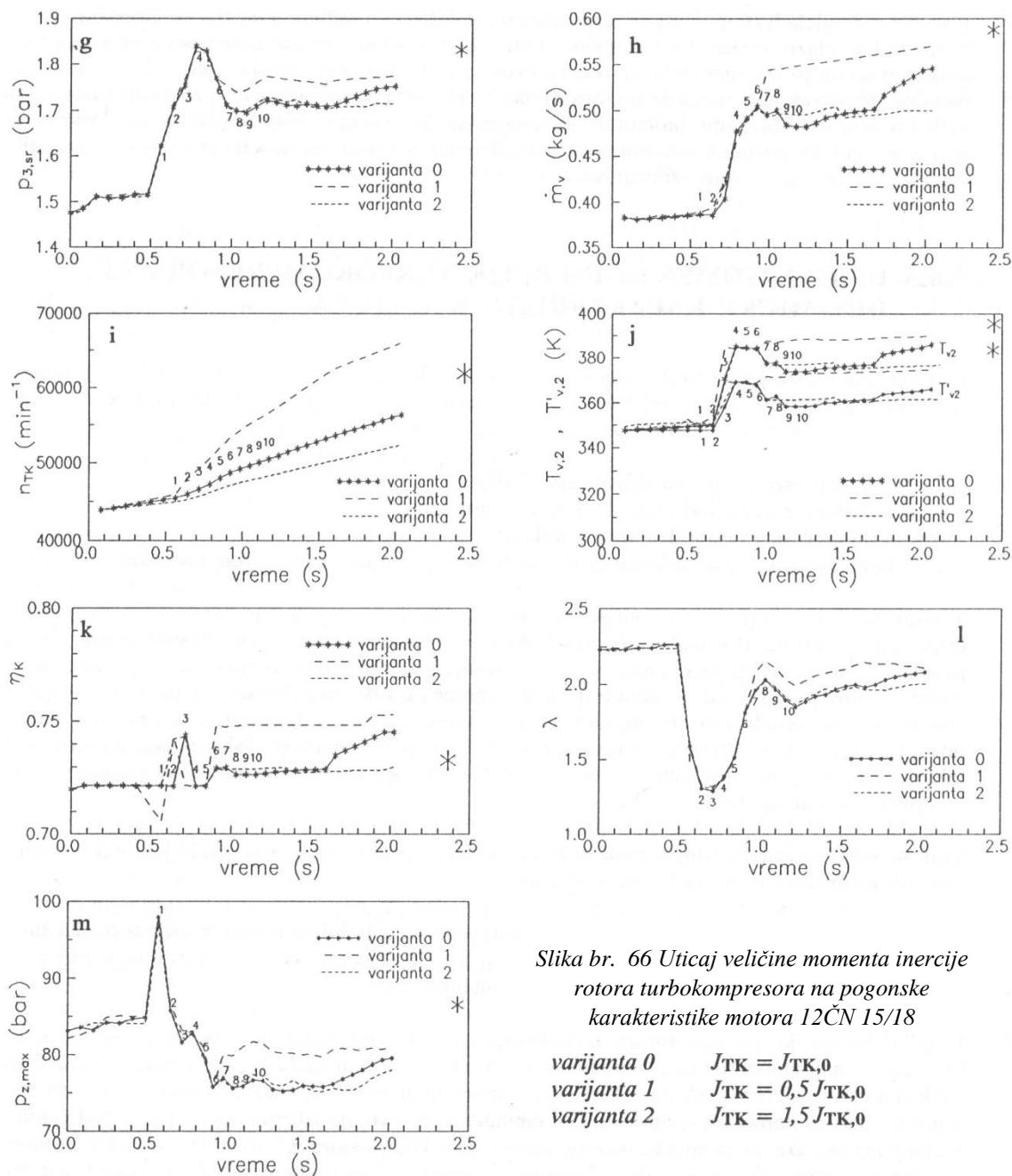
Od četvrtog do sedmog radnog ciklusa pri ubrzanju motora

Pre otpočinjanja proračuna četvrtog radnog ciklusa ubrzanja regulator je registrovao da položaj zupčaste letve PVP ne odgovara položaju komandne ručice i da treba izvršiti korekciju položaja zupčaste letve. To je dovelo do odvajanja zupčaste letve od graničnika maksimalne dobave goriva i do smanjenja ciklusne količine goriva. Posledica su pad efektivnog momenta motora i gradijenta ubrzanja motora sve do nivoa koji odgovara vrednostima režima otpora kočnice. Smanjenje ciklusne količine goriva i povećanje ciklusne količine vazduha pozitivno utiču na rast koeficijenta viška vazduha, sniženje maksimalnog pritiska u cilindru i temperature izduvnih gasova na ulasku u turbinu. Počevši od četvrtog ciklusa opada i pritisak izduvnih gasova. Step en iskorišćenja turbokompresora se poboljšava, ali je još uvek nepovoljniji od onog koji odgovara novom stacionarnom režimu. Posto se pri tome step en iskorišćenja kompresora neznatno poboljšava, glavni dobitak je na turbini. Specifična efektivna potrošnja goriva se relativno poboljšava, mada su apsolutne vrednosti veće nego kod odgovarajućih stacionarnih režima.

Stabilizacija

U trenutku početka proračuna sedmog radnog ciklusa ubrzanja motor je postigao uslove zadate momentom opterećenja i brojem obrtaja. Međutim, zbog inercije elemenata sistema za regulaciju goriva, zupčasta letva PVP produžava svoje kretanje u smeru smanjenja ciklusne količine goriva. Posledica je pad obrtnog momenta motora ispod nivoa momenta opterećenja, što izaziva i pad broja obrtaja motora i kočnice. Minimum hoda zupčaste letve i ciklusne količine goriva je u tački osam.





Nadalje regulator pokušava da obezbedi konstantan broj obrtaja motora malim korekcijama hoda zupčaste letve. U skladu sa smerom kretanja zupčaste letve ponašaju se i moment i broj obrtaja motora kao i temperatura izduvnih gasova na ulasku u turbinu, a obrnuto proporcionalno stepen iskorišćenja turbine, specifična efektivna potrošnja goriva i koeficijent viška vazduha. Broj obrtaja turbokompresora polagano raste težeći vrednosti koja odgovara novom stacionarnom režimu.

U zadnjih 0,3s simuliranog prelaznog režima kod izmerenih vrednosti hoda zupčaste letve PVP primećuje se blag porast, što je odgovor na blag porast momenta otpora hidraulične kočnice. Rezultat je porast pritiska izduvnih gasova, povećanje broja obrtaja i stepena iskorišćenja turbokompresora, protoka vazduha kroz kompresor, ujedno i povećanje koeficijenta viška vazduha, maksimalnog pritiska u cilindru i efektivnog momenta motora. Ovo izaziva povećanje broja obrtaja motora i hidraulične kočnice uz smanjenje specifične efektivne potrošnje goriva.

Pošto je iz modela isključen uticaj regulatora na stabilizaciju režima u novom stacionarnom stanju i pošto se kao ulazni podaci koriste stvarni hod zupčaste letve i stvarni moment opterećenja motora svaka netačnost proračuna utiče na treći kontrolni parametar, broj obrtaja motora. U ovom slučaju je na kraju druge sekunde moment motora za oko 80Nm veći od momenta otpora hidraulične kočnice, pa je i proračunati broj obrtaja motora na novom stacionarnom režimu za oko 20 min^{-1} veći od onog koji je dobijen eksperimentom. Postoje za analizu dinamičnosti motora bitan samo deo između dva stacionarna režima, ovo je prihvatljivo.

5.8.3 UTICAJ MOMENTA INERCIJE TURBOKOMPRESORA NA DINAMIČKE KARAKTERISTIKE MOTORA

O potencijalima za poboljšanje dinamičnosti motora bilo je reči u poglavlju 2.3. Kao potencijalna sredstva za poboljšavanje dinamičkih karakteristika turboprehranivanog motora 12ČN 15/18 javljaju se:

- turbokompresori sa promenljivom geometrijom
- turbokompresori sa dodatnom komorom sagorevanja
- turbokompresori sa tzv. "by pass" ventilom i
- turbokompresori sa smanjenim momentom inercije rotora i smanjenim otporima.

Turbokompresori sa promenljivom geometrijom se već dugo navode kao perspektiva za poboljšanje dinamičnosti motora, ali je mala verovatnoća da će ući u masovnu upotrebu kod vozilskih motora. Glavni problem je u regulaciji protočnog preseka turbine, jer, kao što se iz mnogih eksperimenata vidi, najinteresantniji deo se odvija unutar 0,5s, a najčešće i u kraćem vremenu. Za to vreme potrebno je izmeriti ulazne signale, obraditi ih, saopštiti izvršnim organima, izvršiti potrebno kretanje i kontrolu postignutog položaja. Pri tome ostaje i problem inercije gasne struje. Iako za ovu analizu nebitni, faktor cene i mogućnost otkaza sistema dopunski otežavaju primenu promenljive geometrije turbokompresorskih agregata.

Turbokompresori sa dodatnom komorom sagorevanja se već nalaze u upotrebi kod nekih vozila, ali važe isti problemi kao u prethodnom slučaju.

Primena turbine sa "by pass" ventilom omogućava postizanje boljih dinamičkih karakteristika na račun smanjenja ekonomičnosti motora. Međutim, ovaj postupak je uglavnom ograničen na manje motore, dok se kod motora iz klase motora 15/18 ne primenjuje.

U cilju smanjenja inercije rotora turbokompresora i poboljšanja dinamičnosti motora, u bližoj budućnosti, najperspektivnija je primena metalokeramičkih materijala. Pošto za motor 12ČN 18/18 još uvek ne postoji odgovarajući turbokompresor sa smanjenom inercijom rotora analiza se može izvršiti samo na bazi matematičkog modela. Za simulaciju su usvojeni isti parametri kao i kod simulacije realnog motora izuzev momenta inercije rotora turbokompresora. U prvoj varijanti je uzet moment inercije rotora kao polovina vrednosti momenta inercije rotora realnog turbokompresora, a u drugoj varijanti je uzeta vrednost za 50% veća nego kod realnog turbokompresora.

Rezultati simulacije su prikazani na slici br.66. Na dijagramima se može videti da u prvih 0,5s stacionarnog rada nema nekih većih razlika između sve tri varijante iako turbokompresor u varijanti 1 brže reaguje na mali višak energije turbine ubrzavajući se. Ni u fazi intenzivnog ubrzavanja motora se ne primećuju neke bitnije razlike u pogonskim karakteristikama motora. Najvidljivije su razlike u broju obrtaja turbokompresora, mada su i one unutar 10%. Tek od šeste tačke počinju da se zapažaju vidljive razlike. Maseni protok vazduha je u varijanti 1 porastao za 8% što je uzrokovalo i porast maksimalnog pritiska u cilindru, kao i porast pritiska, uz pad temperature, izduvnih gasova na ulasku

u turbinu. Step en iskorišćenja turbokompresora je porastao više od porasta step ena iskorišćenja kompresora što ukazuje na porast step ena iskorišćenja turbine. Zbog efikasnijeg rada motora, što se

vidi po nižoj specifičnoj efektivnoj potrošnji goriva, do završetka simulacije motor teži ka stabilizaciji na višem režimu broja obrtaja nego u varijanti 0.

U varijanti 2 se ne primećuju bitne razlike u odnosu na varijantu 0. Uticaj povećanog momenta inercije se ogleda samo u smirivanju oscilatornih pojava pri dostizanju krajnjeg stacionarnog režima. Zbog nešto veće specifične efektivne potrošnje goriva, nekvalitetnijeg radnog procesa motora, motor teži ka stabilizaciji na nešto nižem nivou broja obrtaja nego u varijanti 0.

Na osnovu rezultata simulacije može se zaključiti da je postojeći turbokompresor relativno inertan, ali i to da se ni znatnim smanjenjem momenta inercije rotora ne bi dobili primetno povoljniji rezultati dinamičnosti posmatranog motora. To znači da je, sa aspekta dinamičnosti, postojeći turbokompresor dobro izabran. Primena turbokompresora sa smanjenom inercijom i smanjenim otporima dala bi bolje rezultate u fazi stabilizacije motora na novom stacionarnom režimu.

5.8.4 UTICAJ VELIČINE IZDUVNOG KOLEKTORA NA DINAMIČKE KARAKTERISTIKE MOTORA

Kod motora 12ČN 15/18 izduvni sistem je baziran na primeni impulsnog prehranjivanja sa dva turbokompresora, po jedan za svaku stranu motora. Izduvne grane su tako formirane da obezbeđuju iste periode između izduvavanja pojedinih cilindara.

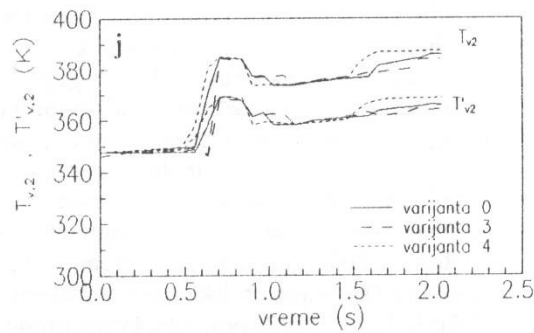
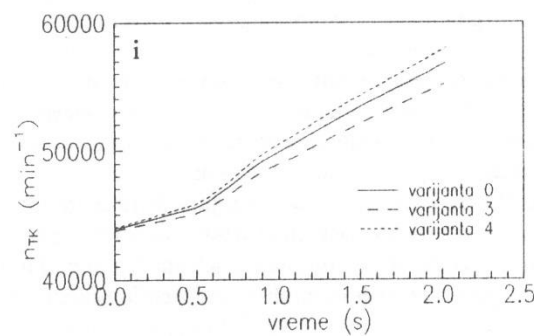
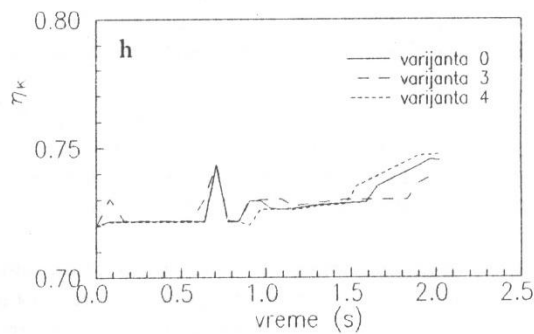
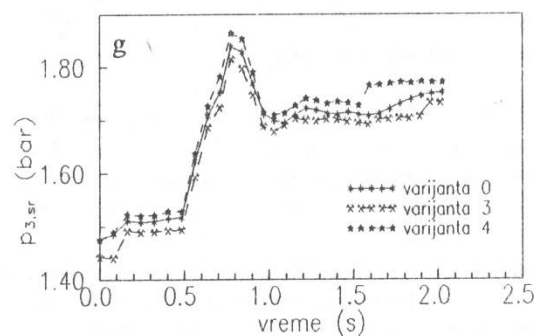
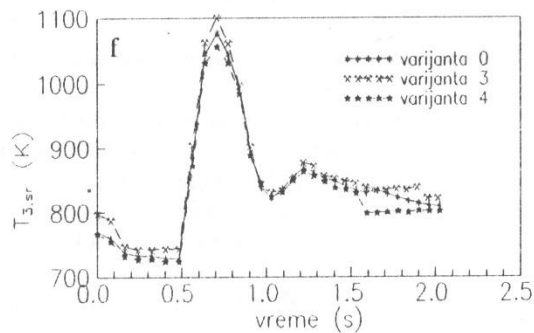
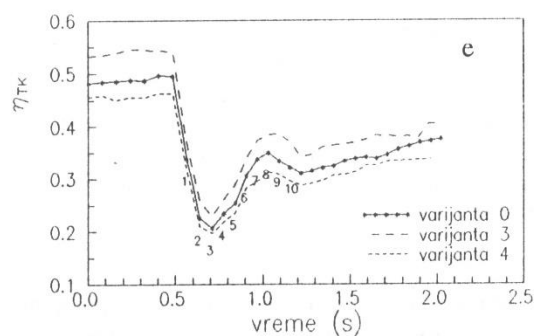
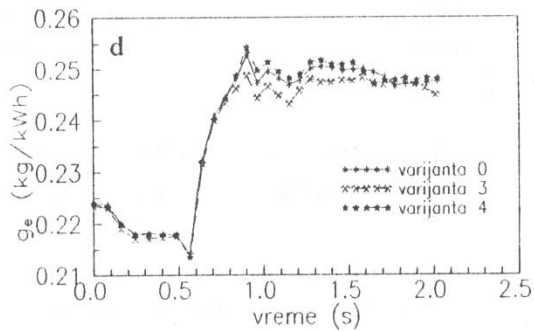
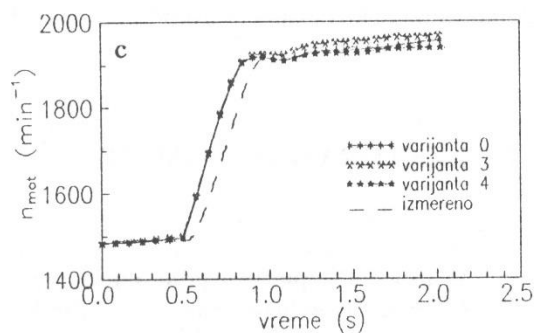
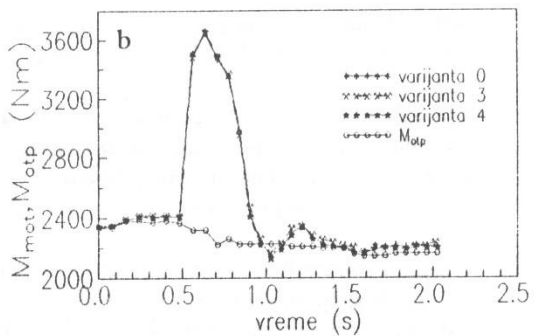
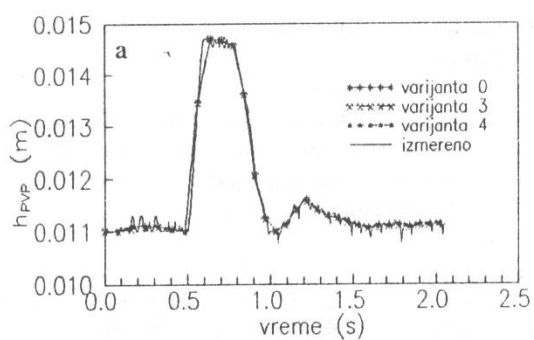
Matematičkim modelom za simulaciju rada motora uzeti su u obzir:

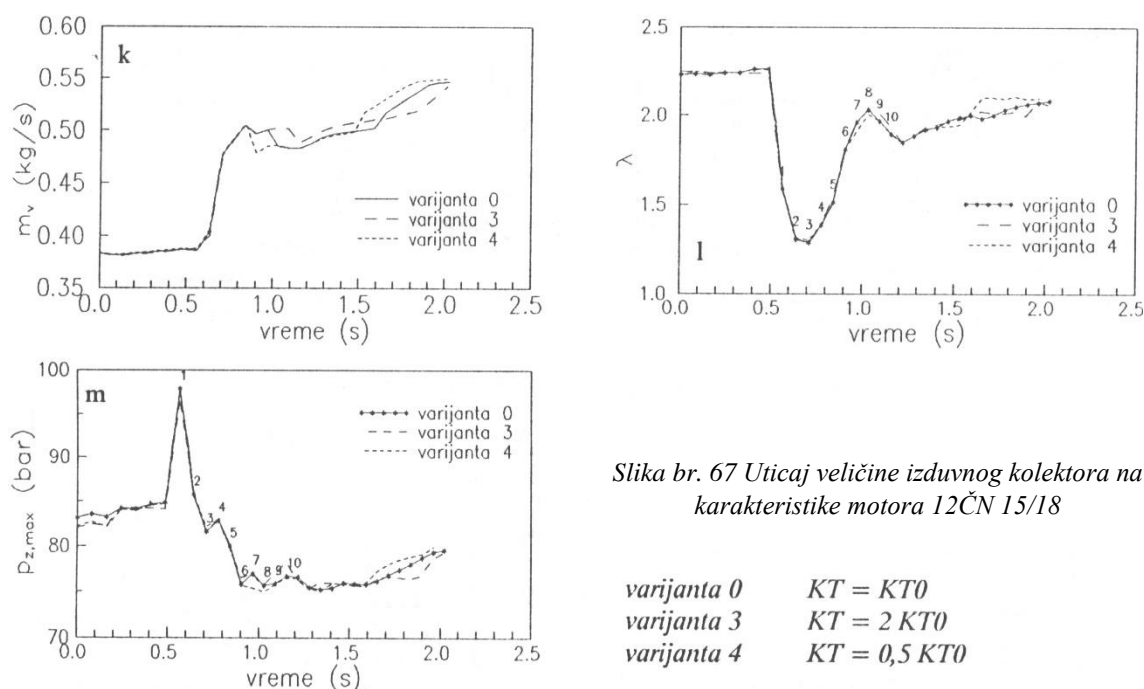
- broj cilindara vezanih za zajednički izduvni kolektor
- broj cilindara vezanih za zajednički ulaz turbine
- zapremina izduvnog kolektora
- karakteristika izlaza izduvnog kolektora
- prelaz toplote u izduvnom kolektoru.

Pošto model ne sadrži module za simuliranje različitih konfiguracija izduvnih kolektora, nije moguća analiza njihovog uticaja na dinamičke karakteristike, ali je moguća simulacija uticaja veličine kolektora. Mada nepotpuno i ovo je dovoljno, jer s obzirom na uslove ugradnje analiziranog motora 12ČN 15/18 praktično je nemoguće bitnije menjanje konfiguracije izduvnih kolektora.

Analizom su pored standardne verzije, varijanta 0, obuhvaćene i verzija kolektora dvostruko veće, varijanta 3, kao i verzija kolektora dvostruko manje zapremine, varijanta 4. Rezultati simulacije su prikazani na slici br. 67. U sve tri varijante zadržani su isti zakoni promene momenta otpora i hoda zupčaste letve PVP.

Na dijagramima b i c, slika br. 67, ne mogu se zapaziti neke bitnije razlike u fazi naglog ubrzavanja motora. Razlike se mogu zapaziti tek u fazi stabilizacije oko novog stacionarnog režima. Motor u varijanti 3 postiže stabilizaciju na nešto višem brzinskom režimu, zbog bolje ekonomičnosti, pri istoj ciklusnoj dobavi goriva (dijagram d). Na dijagramima g i f može se videti daje za sve vreme prelaznog režima srednji pritisak u izduvnom kolektoru manji što je veća zapremina kolektora. Slučaj je obrnut kod srednje temperature izduvnih gasova. U fazi naglog ubrzavanja ne primećuje se ni razlika u masenom protoku vazduha, a samim tim nema ni razlike u koeficijentu viška vazduha. U varijanti 4, dijagram i, turbokompresor ostvaruje veće ugaone brzine u odnosu na osnovnu varijantu i varijantu 3. Razlike su nesrazmerno male u odnosu na promenu zapremine izduvnog kolektora. Znatno veća je razlika u stepenu iskorišćenja turbokompresora. Pošto je stepen iskorišćenja kompresora gotovo jednak za sve tri varijante, glavne razlike se javljaju u stepenu iskorišćenja turbine. U slučaju primene izduvnog kolektora najveće zapremine, varijanta 3, turbokompresor radi najekonomičnije. Tu su i vrednosti srednjeg pritiska izduvavanja najniže, a to govori i o većem udelu podzvučnih strujanja kroz izlaz izduvnog kolektora, odn. kroz turbinu.





Slika br. 67 Uticaj veličine izduvnog kolektora na karakteristike motora 12ČN 15/18

varijanta 0 $KT = KT_0$
 varijanta 3 $KT = 2 KT_0$
 varijanta 4 $KT = 0,5 KT_0$

Na osnovu dobijenih rezultata može se zaključiti da bi za postojeću konfiguraciju motora i turbokompresora povoljnije bilo koristili izduvne kolektore veće zapremine.

5.8.5 UTICAJ VELIČINE USISNOG KOLEKTORA NA DINAMIČKE KARAKTERISTIKE MOTORA

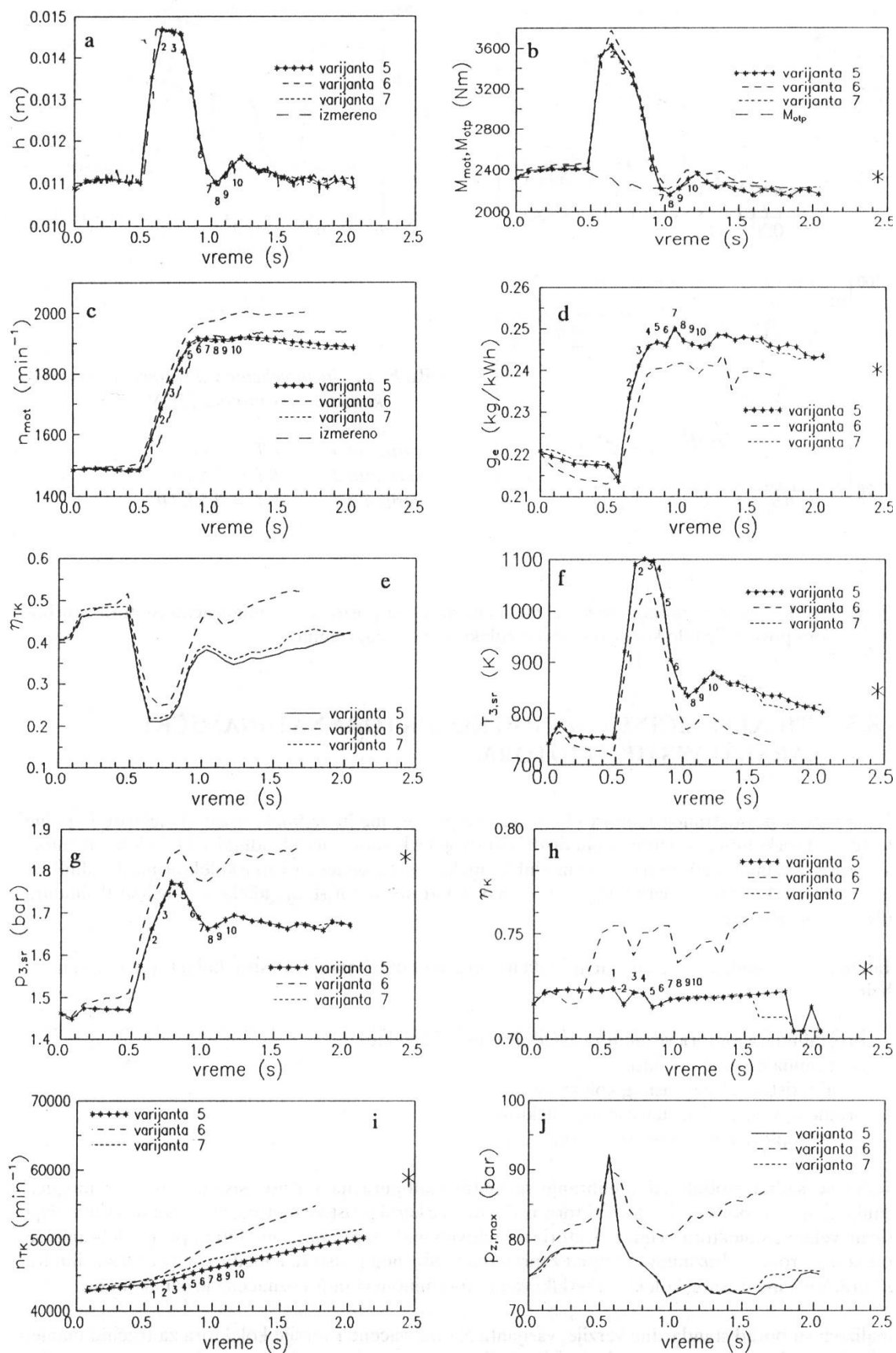
Usisni sistem posmatranog motora obuhvata kompresor, međuhladnjak, usisne kolektore i spojne elemente. Dva kompresora uduvavaju vazduh u odvojene komore međuhladnjaka. Ohlađeni vazduh se sakuplja u zajedničkoj izlaznoj komori međuhladnjaka i odatle odvodi usisnim kolektorima do cilindara motora. Usisni kolektori su izrađeni posebno za svaku stranu motora i zajednički su za svih šest cilindara jedne strane motora.

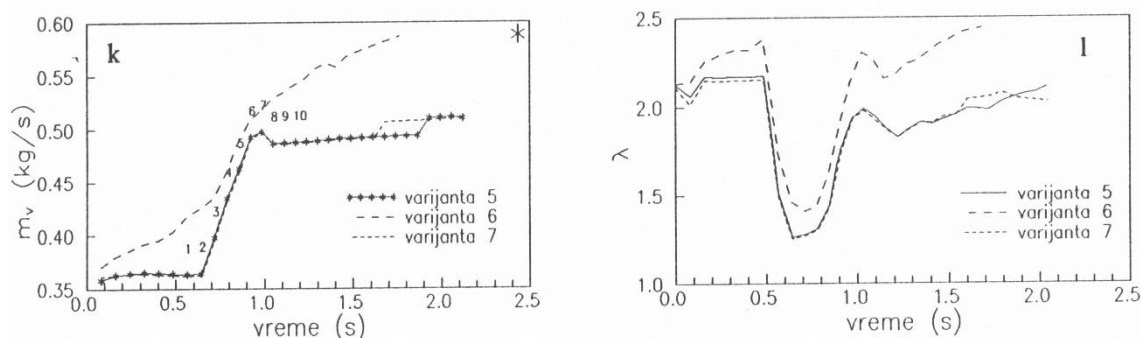
Matematičkim modelom za simulaciju rada motora, u delu vezanom za usisni kolektor, uzeti su u obzir:

- broj cilindara motora vezanih za zajednički usisni kolektor
- zapremina usisnog kolektora
- karakteristika ulaza usisnog kolektora
- promenljivost pritiska u usisnom kolektoru i
- prelaz toplote u usisnom kolektoru.

Model ne sadrži module za simuliranje različitih konfiguracija usisnog sistema, pa nije moguća simulacija uticaja oblika usisnih kolektora na dinamičke karakteristike motora, ali je moguća simulacija uticaja veličine kolektora. Sami kolektori su relativno male zapremine, međutim, pri modeliranju se pod kolektorom podrazumeva ukupna zapremina vazdušnog prostora između kompresora i cilindra motora. Veličina usisnog kolektora redukovana zapreminom cilindra označena je oznakom KS.

Analizom su pored standardne verzije, varijanta 5, obuhvaćene i verzije kolektora za trećinu manje, varijanta 6, odnosno veće zapremine, varijanta 7.





Slika br. 68 Uticaj veličine usisnog kolektora na karakteristike motora 12ČN 15/18

varijanta 5	$KS = KS_0$
varijanta 6	$KS = 0,67 KS_0$
varijanta 7	$KS = 1,33 KS_0$

Rezultati simulacije su prikazani na slici br. 67. U sve tri varijante zadržani su isti zakoni promene momenta otpora i hoda zupčaste letve.

Na dijagramima se ne zapaža neka veća razlika između varijanti 5 i 7. Ovo vazi naročito za period intenzivnog ubrzavanja motora. Izvesno razlike se javljaju tek u periodu stabilizacije motora na novom stacionarnom režimu, što je posledica kumulacije malih razlika parametara u prethodnom radu motora. Relativno poklapanje karakteristika motora u varijantama 5 i 7 ukazuje na to da je ukupna zapremina usisnih kolektora velika i daje postignuta vrednost iznad koje povećanje zapremine ne utiče na dinamičke karakteristike motora. Smanjenje zapremine usisnog kolektora za trećinu je teško ostvariti u praksi, ali je vidljivo da bi donelo niz prednosti u dinamičnosti motora. Naročito su vidljive prednosti u povećanju ekonomičnosti, bržem odzivu turbokompresora i povećanju stepena iskorišćenja turbokompresora. Motor u varijanti 6 brže dostiže broj obrtaja novog zadatog stacionarnog režima, a zatim ga prelazi i stabilizaciju postiže na većem broju obrtaja. Razlike u režimima stabilizacije su posledica razlika u ekonomičnosti motora. Pošto su zakon promene hoda zupčaste letve i zakon promene momenta otpora isti u svim varijantama veća ekonomičnost varijante 6 obezbeđuje veću razliku momenata motora i otpora pa se motor više ubrzava. Još veća je razlika u parametrima sistema za prehranjivanje motora vazduhom, jer setu radi o elementima sa mnogo manjom inercijom nego što je to slučaj kod motora. Ovo je posebno vidljivo u prvim 0,5 sekundi rada motora koje odgovaraju radu standardne varijante motora na stacionarnom režimu. Najočitiji je primer kod masenog protoka vazduha, dijagram k. Razlike se zatim relativno smanjuju u periodu naglog povećanja ciklusne količine goriva, da bi opet postale izražene u fazi stabilizacije na novom stacionarnom režimu.

Na osnovu izloženog može se zaključiti da pri konstruisanju usisnog sistema treba težiti minimalnoj mogućoj zapremini vazdušnog prostora kako bi se ostvarile bolje karakteristike dinamičnosti motora.

Namerno ostavljeno prazno

6 ZAKLJUČAK

S obzirom na najnovije zahteve u razvoju brzohodnih guseničnih vozila nije dovoljno da motor ima pogodne stacionarne karakteristike, već se od njega zahtevaju i dobre karakteristike na prelaznim režimima.

Za analizu rada motora na prelaznim režimima i za poboljšavanje dinamičkih karakteristika motora i vozila potrebni su i eksperimentalni rad i računsko modeliranje. Eksperimentalna istraživanja se moraju odvijati i u laboratorijama (stacionarna i, eventualno, dinamička ispitivanja) i na terenu (dinamička ispitivanja). Stacionarna ispitivanja su laboratorijska, odvijaju se u toku celog razvoja motora i omogućavaju formiranje baze podataka za postojeće i rekonstruisano rešenje motora. Dinamička ispitivanja se mogu započeti kada se u fazi razvoja dobije iole prihvatljivo rešenje motora, a koriste se za:

- definisanje kriterijuma za ocenu valjanosti vozila i motora sa aspekta dinamičkih karakteristika vozila,
- definisanje reprezentativnih režima opterećenja motora i vozila i
- proveru uticaja rekonstruisanih delova na dinamičke karakteristike vozila i motora.

Zbog problema koji se javljaju pri registrovanju podataka i u cilju omogućavanja ponovljivosti eksperimenta, povoljno je da se i dinamička ispitivanja izvode u odgovarajućim laboratorijama. Ovo, naročito, važi za fazu provere rekonstruisanih i novoizrađenih delova motora.

Modeliranje je neophodno u cilju smanjenja broja varijanti rekonstruisanog motora, skraćanja eksperimentalnog rada i pojeftinjenja razvoja motora i vozila u celini.

I pored niza praktičnih problema pri obezbeđivanju dovoljno pouzdane baze za izradu modela, predloženim modelom je omogućeno dobro modeliranje rada motora na prelaznim režimima. Zbog nemogućnosti modela da obuhvati sve relevantne parametre motora dobijene rezultate treba uvek posmatrati kvalitativno, a ne i kvantitativno. Ovo je moguće još potkrepiti činjenicom da i stvarni motori u serijskoj proizvodnji odstupaju od nominalnih karakteristika, pa je sasvim dovoljno da se modelom definišu smernice za rad na poboljšanju dinamičkih karakteristika motora.

Matematičkim modelom se najbolje mogu simulirati uticaji elemenata sistema za prehranjivanje na dinamičke karakteristike motora. Za simulaciju rada kompresora dovoljno je pouzdana i pogodna za upotrebu mapa koju proizvođači turbokompresora daju uz kompresor. Međutim, za simulaciju rada turbine nedovoljni su podaci iz radne mape turbine proizvođača. Neophodno je posedovanje znatno veće baze podataka, a to znači da je neophodno detaljno ispitivanje karakteristika turbine. Međuhladnjak se može uspešno modelirati računskim putem, ali je povoljno, ako je moguće, da se model prethodno verifikuje laboratorijskim ispitivanjima. Model omogućava uspešnu simulaciju uticaja koncepcije i veličine usisnih i izduvnih kolektora, dok se ostali parametri pri tome ne uzimaju u obzir.

Sistem za snabdevanje motora gorivom se može simulirati samo globalno, definisanjem ciklusne količine goriva. Ostali parametri se ovim modelom ne mogu simulirati.

Uticaj prostora sagorevanja na radni proces motora se uzima eksplicitno preko stepena kompresije, a iskustveno preko Vibeovih parametara. Oblik komore sagorevanja i karakteristike mlaza goriva nisu uzete u obzir.

Zbog nemogućnosti pouzdanog modeliranja zakona oslobađanja toplote u cilindrima višecilindričnih motora na različitim radnim režimima, kao i procesa u usisnim i izduvnim kolektorima, neopravdano je model opterećivati proračunom rada svih cilindara motora, već je dovoljno proračunavanje rada samo jednog cilindra i njegovo preslikavanje na ostale cilindre motora. Greške koje se pri tome javljaju su sistematske i pri poređenju različitih varijanti se lako mogu zanemariti.

Pored simulacije rada postojećeg motora, predloženim modelom je omogućena i simulacija rada novokonstruisanog motora i pre njegove fizičke izrade, dakle, nepostojećeg motora. Sa stanovišta modela nema prepreka, ali se zbog nedovoljno preciznog definisanja ulaznih podataka dobijeni rezultati moraju kritički posmatrati i koristiti samo kao orijentacioni. Što je bogatija baza podataka to su dobijeni rezultati realniji.

Na osnovu rezultata ispitivanja brzohodih guseničnih vozila može se zaključiti da pri vožnji u ravnici motori nisu opterećeni visokim momentima otpora, dok su znatno opterećeniji visokim brojevima obrtaja. Pri vožnji na usponima situacija se menja i opterećenje po momentu raste na račun smanjenja opterećenja po broju obrtaja.

Rezultati ispitivanja vozila sa motorom 12ČN 15/18 pokazuju da je motor dovoljno jak i da raspolaže dovoljnom rezervom momenta da omogući visoke srednje brzine i dobru pokretljivost vozila. Pošto je turbokompresor optimiran na režimu nižem od režima maksimalne snage, motor u celom radnom području radi sa visokim koeficijentom viška vazduha tako da se i pri naglom povećanju ciklusne količine goriva proces sagorevanja ne narušava drastično. Rezultati proračuna pokazuju da je moguće dobiti i povoljnije dinamičke karakteristike povećanjem zapremine izduvnog i smanjenjem zapremine usisnog kolektora. Povoljniji rezultati se mogu dobiti i smanjenjem inercije rotora turbokompresora. Pri svemu ovom sistem za ubrizgavanje goriva bi ostao neizmenjen.

LITERATURA

- /1/ Kostin AK, Larionov VV, Mihajlov LI.
Teplonapryazhennost' DVS: Spravochnoye posobiye
L.: Mašinstroenie, 1979.
- /2/ Kostin AK, Pugačev BP, Kočinev JuJu.
Rabota dizeley v usloviyakh ekspluatatsii: Spravochnik
L.: Mašinstroenie, 1989.
- /3/ Antonec DA, Borodič AM, Taškinov GA.
Vliyaniye nizkikh temperatur okruzhayushchey sredy na effektivnyye pokazateli dizel'nogo dvigatelya s neposredstvennym vpryskom
ISHI.-Irkutsk, 1972, Vip.29, T.2.-s.78-85.
- /4/ Patrahaljcev IN, Sokolov JuA.
Neustanovivshiesya rezhimy raboty dvigateley
M.: NIIinformtjažmaš, 1976.- No.4-76-34.
- /5/ Čekerevac Z.
Turbokompresori i turboprehranjivanje
VTI - Kumulativna naučnotehnička informacija, Beograd, 1988.
- /6/ Čekerevac Z.
Savremene tendencije razvoja motora za borbena i neborbena vozila
VTI - Kumulativna naučnotehnička informacija, Beograd, 1987.
- /7/ Čekerevac Z.
Određivanje vrednosti promenljive $z=z(x,y)$ metodom interpolacije
VTI-09-01-0076
- /8/ Čekerevac Z.
Proračun radnog procesa turboprehranjivanih dizel motora
VTI-09-01-0088
- /9/ Čekerevac Z, Mašić R.
Analiza hladnjaka za hlađenje usisnog vazduha motora snage 735 kW i njegovog uticaja na sistem za hlađenje motorske vode i ulja motora i transmisije
VTI-09-24-11
- /10/ Čekerevac Z.
Dinamički proračun regulatora R14 V
VTI-09-01-0078
- /11/ Spasić V.
Problem torzionih oscilacija kolenastog vratila motora SUS
Magistarski rad, Mašinski fakultet, Beograd, 1989.
- /12/ Jankov R.
Matematičko modeliranje strujno-termodinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel-motora
Naučna knjiga, Beograd, 1984.

- /13/ Jankov R.
Motori unutrašnjeg sagorevanja
Mašinski fakultet, Kragujevac, 1972.
- /14/ Vučić V, Ivanović D.
Fizika I
Naučna knjiga, Beograd, 1967.
- /15/ Čekerevac Z.
Proračun efektivnog protočnog preseka turbine na osnovu rezultata merenja
VTI-09-01-0090
- /16/ Černež A.
Izveštaj 11 - eksperimentalni deo
VTI-09-34-601
- /17/ Spasić V.
Stručni izveštaj o poseti firmi Bosch
VTI-09-240-18
- /18/ Milidrag S, Zagorac R, Petrović Z.
Izveštaj o ispitivanju turbokompresora
FAMOS RO Razvoj motora, 1988.
- /19/ Milošević D.
Izveštaj o ispitivanju uzoraka saća hladnjaka
VTI, izveštaj u izradi
- /20/ Schorn N, Pischinger F, Schulte
Computer Simulation of Turbocharged Diesel Engines Under Transient Conditions
SAE Paper 870723
- /21/ Štavljanin M, Mašić R, Đorđević R, Jelenković Z.
Izveštaj o dinamičkom ispitivanju
VTI-09-01-0059
- /22/ *Verstellregler R14V - Beschreibung*
Friedmann, FB - R 14 V (11/82)
- /23/ Čekerevac Z, Štavljanin M.
Neka iskustva iz razvoja motora za borbena vozila
VTI, Naučno-tehnički pregled br. 8-9, Beograd, 1990.
- /24/ Medica V.
Simulacija dinamičkih uvjeta rada dizel motora sa prednabijanjem kod pogona električnog generatora - Doktorska disertacija
Rijeka, Tehnički fakultet Rijeka, 1988.