



UNIVERZITET U NIŠU
MAŠINSKI FAKULTET U NIŠU



mr Boban D. Nikolić, dipl.maš.ing.

**ISTRAŽIVANJE KARAKTERISTIKA UBRIZGAVANJA
ULJA REPICE I NJегоVOG METILESTRA
POD VISOKIM PRITISCIMA U MOTORIMA SUS**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Niš, 2016.



UNIVERSITY OF NIŠ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING IN NIŠ



Boban D. Nikolić, MSc Mech. Eng.

**RESEARCH ON THE INJECTION CHARACTERISTICS
OF RAPESEED AND ITS METHYLESTER
AT HIGH PRESSURE IN IC ENGINES**

DOCTORAL DISSERTATION

Niš, 2016.

Podaci o doktorskoj disertaciji

Komisija za
ocenu i
odbranu
doktorske
disertacije:

dr Breda Kegl, redovni profesor, Univerzitet u Mariboru, Mašinski fakultet
dr Ivan Klinar, redovni profesor, Univerzitet u Novom Sadu, Fakultet tehničkih nauka
dr Gordana Stefanović, vanredni profesor, Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet
dr Goran Radenković, vanredni profesor, Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet
dr Miloš Jovanović, vanredni profesor, Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet

Naslov:

Istraživanje karakteristika ubrizgavanja ulja repice i njegovog metilestra pod visokim pritiscima u motorima SUS

Rezime:

U disertaciji su dati osnovni zahtevi koji se postavljaju alternativnim gorivima u vezi primene kao goriva za motore sa unutrašnjim sagorevanjem, analizirane su karakteristike biljnih ulja kao potencijalnih goriva za dizel motore i mogućnosti njihovog prilagođavanja zahtevima savremenih dizel motora, sa posebnim aspektom na ulje repice. Dat je pregled (sa osnovnim karakteristikama) sirovinske baze za dobijanje, najpre biljnih ulja, a potom i biodizela (metil ili etilestra biljnog ulja), kao i pregled ciljeva, trenutnog stanja i trendova u prethodnim godinama u Evropskoj Uniji u vezi udela sirovinskih baza u proizvodnji biodizela, potrošnje, proizvodnje, uvoza i zaiha biodizela i plan korišćenja biodizela u Republici Srbiji u narednom periodu. U procesu transformacije hemijske energije goriva u mehanički rad kod dizel motora, dominantan uticaj ima način i kvalitet obrazovanja smeše gorivo – vazduh, na šta veoma bitan uticaj ima sistem za ubrizgavanje goriva. Izvršena je analiza rada izabranog sistema ubrizgavanja goriva u cilju prepoznavanja i sagledavanja značaja i uticaja pojedinih fizičkih karakteristika goriva na rad sistema ubrizgavanja goriva, koja je ukazala na značaj poznavanja vrednosti brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti goriva. Za određivanje zavisnosti brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti izabranih goriva (UR, B100, B50 i dizel gorivo) od pritiska (od atmosferskog do 1600 bar), osmišljena je originalna eksperimentalna metoda i u tu svrhu izrađena posebna aparatura. Nakon određivanja pomenutih fizičkih karakteristika ispitivanih goriva, eksperimentalno su određivane karakteristike rada izabranih sistema za ubrizgavanje goriva, sa tri različita goriva (B100, B50 i dizel gorivo). Rezultati ukazuju na uticaj razlika vrednosti brzine zvuka, modula stišljivosti i gustine izabranih goriva na karakteristike sistema ubrizgavanja goriva, tako da pri korišćenju biodizela dolazi do ranijeg početka porasta pritiska ispred brizgača, ranijeg početka ubrizgavanja goriva, ranijeg postizanja maksimalnog pritiska ubrizgavanja, postizanja višeg pritiska ubrizgavanja, dužeg trajanje ubrizgavanja i povećanja ciklusnog doziranja goriva, u odnosu na rad sa dizel gorivom. Numeričkom simulacijom su određene karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja, izvršena je simulacija promene pritiska goriva iza pumpe visokog pritiska i ispred brizgača i simulacija hoda igle brizgača, sa implementacijom matematičkih zavisnosti za određivanje fizičkih karakteristika goriva, dobijenih na osnovu eksperimentalnih podataka. Vizuelizacijom mlaza ubrizganog goriva, pokazano je da je ugao širenja mlaza biodizela uži, dužina mlaza i dužina zone neprekidnog mlaza veća, a projektovana površina mlaza manja u odnosu na dizel gorivo.

Naučna
oblast:

Mašinsko inženjerstvo

Naučna
disciplina:

Motori SUS i motorna vozila

Ključne reči:	Biodizel, brzina zvuka, gustina, modul stišljivosti, ubrizgavanje goriva, mlaz goriva
UDK:	662.756.3:665.334.9]:621.436.038(043.3)
CERIF klasifikacija:	T 455 Motori i pogonski sistemi
Tip licence Kreativne zajednice:	CC BY-NC-ND

Data on Doctoral Dissertation

Dissertation
Committee
Members:

Breda Kegl, PhD, full professor,
University of Maribor, Faculty of Mechanical Engineering

Ivan Klinar, PhD, full professor,
University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences

Gordana Stefanović, PhD, associate professor,
University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering

Goran Radenković, PhD, associate professor,
University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering

Miloš Jovanović, PhD, associate professor,
University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering

Title:

Research on the Injection Characteristics of Rapeseed and its Methyl ester at High Pressure in IC Engines

Abstract:

The dissertation provides the basic requirements for alternative fuels with regard to their application as fuels for internal combustion engines, and it analyzes the characteristics of vegetable oils as potential fuels for diesel engines and the possibilities of adapting them to the requirements of modern diesel engines, with a particular focus on rapeseed oil. The thesis includes a review (with basic characteristics) of the raw material base for obtaining, first vegetable oils, and then biodiesel (vegetable oil methyl or ethyl-ester), as well as an overview of goals, the current state and trends in the previous period in the European Union concerning the ratio of raw material bases in biodiesel production, the consumption, production, import and supply of biodiesel, and a plan for future biodiesel exploitation in the Republic of Serbia. In the process of transformation of the chemical energy of fuel into the mechanical work in diesel engines, the manner and quality of fuel-air mixture formation has a dominant influence, which is in turn highly affected by the fuel injection system. The thesis analyzes the operation of a selected fuel injection system with the aim of identifying and observing the importance and effects of certain physical characteristics of fuel on the operation of the fuel injection system, which emphasizes the significance of the knowledge of the speed of sound, density and fuel bulk modulus. To determine the dependence on the speed of sound, density and bulk modulus of selected fuels (UR, B100, B50 and diesel) on the pressure (ranging from the atmospheric to 1600 bar), an original experimental method was conceived and a purpose-built apparatus was installed. After ascertaining the above physical characteristics of examined fuels, the operation characteristics of selected fuel injection systems were determined experimentally for three different fuels (B100, B50 and diesel). The results imply the influence of the differences in the speed of sound, bulk modulus and density of selected fuels on the characteristics of the fuel injection system, meaning that when biodiesel is used the pressure in front of the injector starts to increase earlier and fuel injection engages earlier as well, the injection pressure reaches its maximum earlier, a higher injection pressure is obtained, the injection time is longer and the fuelling is higher, compared to the operation with diesel. A numerical simulation was employed to determine the injection's characteristic and the integral injection's characteristic. Also simulated were the fuel pressure curves and the injector needle lift curves, with the implementation of mathematical dependences for determining the physical characteristics of fuels, obtained on the basis of experimental data. The visualization of the injected fuel spray showed that the biodiesel spray is narrower, the spray length is longer and the spray projected area is smaller in comparison with diesel.

Scientific
Field:

Mechanical Engineering

Scientific
Discipline:

Internal Combustion Engines and Motor Vehicles

Key Words:

Biodiesel, speed of sound, density, bulk modulus, fuel injection, fuel spray

UDC:

662.756.3:665.334.9]:621.436.038(043.3)

CERIF
Classification:

T 455 Motors and Propulsion Systems

Creative
Commons
License Type:

CC BY-NC-ND

Najlepši, najupečatljiviji ples, koji svaki muškarac može da doživi u svom životu je onaj kad ti priđe ta najlepša, najslađa dama na svetu, kad svoja mala stopala stavi na tvoja i kad sa njom zaplešeš ples svog i njenog života. I na kraju ti podari poljubac od koga se rasplineš, i još ti kaže: "ti si moj najbolji tata na svetu!"

Posvećujem svojoj porodici i roditeljima.

Boban D. Nikolić

ZAHVALNOST AUTORA

Ova doktorska disertacija predstavlja rezultat višegodišnjeg istraživačkog rada u oblasti primene alternativnih goriva u motorima sa unutrašnjim sagorevanjem, u okviru Katedre za termotehniku, termoenergetiku i procesnu tehniku Mašinskog fakulteta u Nišu.

Ovom prilikom, želim da se zahvalim preminulom prof. dr Aleksandru Stefanoviću, na bezrezervnoj podršci, usmeravanju i sugestijama tokom istraživačkog rada.

Posebno se zahvaljujem prof. dr Bredi Kegl na ukazanom poverenju, nesebičnoj pomoći i sugestijama u toku istraživačkog rada, kao i na ličnom angažovanju u obezbeđivanju neophodnih uslova eksperimentalnih istraživanja.

Takođe, zahvalan sam prof. dr Ivanu Klinaru, prof. dr Goranu Radenkoviću, prof. dr Gordani Stefanović i prof. dr Milošu Jovanoviću na podršci, dragocenim savetima i sugestijama tokom realizacije istraživanja i izradi disertacije.

Zahvaljujem se i ostalim, brojnim prijateljima i kolegama na pomoći i podršci.

Za neizmernu podršku, strpljenje i razumevanje, tokom svih ovih godina, posebno se zahvaljujem porodici i roditeljima.

U Nišu, decembra 2015.

Boban D. Nikolić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	i
SPISAK SLIKA	iv
SPISAK TABELA	xiii
SPISAK PRILOGA	xiv
SPISAK KORIŠĆENIH OZNAKA	xv
1. UVOD	1
2. KARAKTERISTIKE ULJA REPICE I NJEGOVOG METILESTRA KAO GORIVA ZA DIZEL MOTORE	7
2.1. BILJNA ULJA I DIZEL MOTORI - OPŠTI ZAHTEVI	7
2.2. KARAKTERISTIKE BILJNIH ULJA KAO GORIVA ZA DIZEL MOTORE	9
2.3. SIROVINSKA BAZA ZA DOBIJANJE BILJNIH ULJA	13
2.4. KARAKTERISTIKE BIODIZELA KAO GORIVA ZA DIZEL MOTORE	28
2.5. BIODIZEL I EVROPSKA UNIJA	40
2.6. BIODIZEL U REPUBLICI SRBIJI	45
2.7. OSNOVNE SMERNICE U VEZI PRIMENE BIODIZELA U MOTORIMA	47
3. ANALIZA RADA IZABRANOG SISTEMA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA	48
3.1. OSNOVNE KARAKTERISTIKE	48
3.2. OSNOVE NESTACIONARNOG STRUJANJA GORIVA U CEVIMA MALOG PREČNIKA	52
3.3. KARAKTERISTIKA UBRIZGAVANJA	59
4. ODREĐIVANJE BRZINE ZVUKA, GUSTINE I MODULA STIŠLJIVOSTI ISPITIVANIH GORIVA	62
4.1. BRZINA ZVUKA, GUSTINA I MODUL STIŠLJIVOSTI KAO KARAKTERISTIKE RADNOG FLUIDA	62
4.2. IZBOR METODE I TEHNIKE MERENJA	65
4.3. KARAKTERISTIKE ULTRAZVUČNOG ISPITIVANJA	66
4.4. ODREĐIVANJE BRZINE ZVUKA I GUSTINE ISPITIVANIH GORIVA	69
4.4.1. <i>EKSPERIMENTALNA LINIJA</i>	69
4.4.2. <i>PODEŠAVANJE I PRIPREMA EKSPERIMENTALNE LINIJE</i>	72
4.4.3. <i>MERENJE TRANSMISIONOG VREMENA I REZULTATI</i>	75

4.4.4. ODREĐIVANJE BRZINE ZVUKA ISPITIVANIH GORIVA	77
4.4.5. ODREĐIVANJE GUSTINE ISPITIVANIH GORIVA	79
4.4.6. ODREĐIVANJE MODULA STIŠLJIVOSTI ISPITIVANIH GORIVA	81
5. REZULTATI ISTRAŽIVANJA KARAKTERISTIKA SISTEMA	
ZA UBRIZGAVANJE GORIVA	84
5.1. CILJ MERENJA, IZBOR GORIVA I SISTEMA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA	84
5.2. OPIS EKPERIMENTALNE LINIJE	86
5.3. REZULTATI MERENJA KARAKTERISTIKA SISTEMA ZA UBRIZGAVANJE	90
5.3.1. KARAKTERISTIKE RADA SISTEMA UBRIZGAVANJA U OZNACI A6_MAN	90
5.3.2. KARAKTERISTIKE RADA SISTEMA UBRIZGAVANJA U OZNACI A6_TAM	100
5.3.3. KARAKTERISTIKE RADA SISTEMA UBRIZGAVANJA U OZNACI P4_MAN	110
5.3.4. KARAKTERISTIKE RADA SISTEMA UBRIZGAVANJA U OZNACI P4_TAM	120
5.3.5. KARAKTERISTIKA UBRIZGAVANJA I INTEGRALNA KARAKTERISTIKA UBRIZGAVANJA	131
5.3.6. SIMULACIJA PROMENE PRITISKA NA POČETKU I KRAJU CEVI VP I HODA IGLE BRIZGAČA	133
5.4. UTICAJ VRSTE GORIVA NA KARAKTERISTIKE MLAZA UBRIZGANOG GORIVA	135
5.4.1. OPIS EKSPERIMENTALNE LINIJE ZA VIZUELIZACIJU MLAZA GORIVA I TEHNIKE MERENJE	136
5.4.2. KARAKTERISTIKE MLAZA GORIVA – SISTEM UBRIZGAVANJA A6_MAN	139
5.4.3. KARAKTERISTIKE MLAZA GORIVA – SISTEM UBRIZGAVANJA A6_TAM	144
5.4.4. KARAKTERISTIKE MLAZA GORIVA – SISTEM UBRIZGAVANJA P4_MAN	147
5.4.5. KARAKTERISTIKE MLAZA GORIVA – SISTEM UBRIZGAVANJA P4_TAM	149
6. ZAVRŠNA RAZMATRANJA	152
6.1. ANALIZA REZULTATA ISTRAŽIVANJA I ZAKLJUČCI	152
6.2. PREDLOZI POBOLJŠANJA I DALJEG ISTRAŽIVAČKOG RADA	164

PRILOG 2-1. Informacije za opštu bezbednost	169
PRILOG 4-1. Brzina zvuka (po gorivima)	171
PRILOG 4-2. Gustina (po gorivima)	175
PRILOG 4-3. Modul stišljivosti (po gorivima)	179
LITERATURA	183
BIOGRAFIJA	194
IZVEŠTAJ KOMISIJE	195
IZJAVA O AUTORSTVU	206
IZJAVA O ISTOVETNOSTI ŠTAMPANE I ELEKTRONSKE VERZIJE	
DOKTORSKE DISERTACIJE	207
IZJAVA O KORIŠĆENJU	208

SPISAK SLIKA

Slika 2.1.	<i>Kinematička viskoznosti dizel goriva i biljnih ulja u zavisnosti od temperature</i>	9
Slika 2.2.	<i>Proizvodnja biljnih ulja (palmino, sojino, suncokretovo i ulje repice) u svetu period 1999/00-2014/15. god.</i>	13
Slika 2.3.	<i>Struktura proizvedenih biljnih ulja u svetu (palmino, sojino, suncokretovo, repice i ostala), u tonama, u 2013. god.</i>	14
Slika 2.4.	<i>Struktura potrošnje biljnih ulja u svetu u periodu 2007-2015. god. (obuhvaćeno ulje repice, palmino, sojino, pamukovo, kokosovo, suncokretovo i ulje kikirikija)</i>	14
Slika 2.5.	<i>Plantaža uljanih palmi, plod u grozdovima, mezokarpa i ulje</i>	15
Slika 2.6.	<i>Proizvodnja palminog ulja u svetu u 2013. god., ukupno preko 56 miliona tona</i>	15
Slika 2.7.	<i>Potrošnja palminog ulja u svetu, struktura po državama u periodu 2007-2011. god.</i>	16
Slika 2.8.	<i>Struktura potrošnje palminog ulja u drž. EU u 2006. i 2012. god</i>	16
Slika 2.9.	<i>Plantaža soje i plod-semenje (zrno) soje</i>	16
Slika 2.10.	<i>Proizvodnja sojinog ulja u svetu u 2014. god., ukupno oko 45 miliona tona</i>	17
Slika 2.11.	<i>Proizvodnja uljane repice u svetu u 2014. god., ukupno oko 72 miliona tona</i>	17
Slika 2.12.	<i>Najveći izvoznici uljane repice u 2014. god., ukupno oko 14.5 miliona tona</i>	18
Slika 2.13.	<i>Najveći uvoznici uljane repice u 2014. god., ukupno oko 14.5 miliona tona</i>	18
Slika 2.14.	<i>Plantaža uljane repice, cvet, plod i ulje</i>	18
Slika 2.15.	<i>Polje suncokreta i plod</i>	19
Slika 2.16.	<i>Jatropha plantaža, izgled: ploda u "grozdu" i ubranog, semenja i ulja</i>	19
Slika 2.17.	<i>Plantaža kikirikija, izgled korena, ploda i ulja</i>	20
Slika 2.18.	<i>Rudolf Diesel (1858-1913) i njegov originalni motor iz 1897. god. danas izložen u Deutsches Museum in Munich, Nemačka</i>	20
Slika 2.19.	<i>Plantaža kokosovih palmi, plodovi u grozdu, jezgro kokosa i ulje</i>	21

Slika 2.20.	Polje Mustard-a, tamnije i svetlije semenje i odgovarajuća ulja	22
Slika 2.21.	Plantaža konoplje, izgled semenja i ulja	22
Slika 2.22.	Drvo Mahua-e, cvet, plod, semenje i ulje	23
Slika 2.23.	Polje lana u cvetu, kapsule, braon i žuto semenje i ulja	23
Slika 2.24.	Pennciress u cvetu, mahune, žetva, izgled semenja i ulja	24
Slika 2.25.	Millettia Pinnata u cvetu, mahune, semenje i ulje	24
Slika 2.26.	Ricinus, oformljen "grozd", seme i ulje	25
Slika 2.27.	Polje pamuka, seme i ulje	26
Slika 2.28.	Plantaža susama u cvetu, kapsule sa semenjem, semenje i ulje	26
Slika 2.29.	Polje kukuruza, plod i ulje	27
Slika 2.30.a.	Plantaža algi, izgled algi i ulja	27
Slika 2.30.b.	Bioreaktorsko postrojenje za uzgoj algi	28
Slika 2.31.	EU standardi emisije NO _x , CO, HC i PM za dizel motore snage > 85 kW	36
Slika 2.32.	Integralni sistem za kontrolu izduvne emisije kod dizel motora	37
Slika 2.33.	EU i udeo energije iz obnovljivih izvora, ciljevi do 2020 godine i stanje u 2013. godini	41
Slika 2.34.	Obnovljivi izvori energije u EU-28 u 2013. godini	41
Slika 2.35.	Najveći proizvođači energije iz obnovljivih izvora u EU-28 u 2013. godini	42
Slika 2.36.	Potrošnja, proizvodnja, uvoz i zalihe biodizela u EU u milionima litara, period 2006.-2015. godina	42
Slika 2.37.	Najveći proizvođači biodizela u EU	43
Slika 2.38.	Udeo sirovinskih baza u proizvodnji biodizela u EU	43
Slika 2.39.	Najveći potrošači biodizela u EU	44
<hr/>		
Slika 3.1.	Shema sistema ubrizgavanja tipa "pumpa-cev-brizgač"	50
Slika 3.2.	Modul stišljivosti dizel goriva u funkciji pritiska i temperature	51
Slika 3.3.	Blok shema veze triju karakteristika	52
Slika 3.4.	Kontrolna zapremina	52
Slika 3.5.	Visoki zaostali pritisci i sporo smirivanje nakon ubrizgavanja (usled male rasteretne zapremine)	53
Slika 3.6.	Brzine zvuka za dizel gorivo D-2 u funkciji temperature i pritiska	54
Slika 3.7.	Elementarna zapremina $A_C \cdot \Delta z$, na koju nailazi talas Δw_v	57
Slika 3.8.	Vrednosti funkcije K za dizel gorivo u funkciji temperature i pritiska	59

Slika 4.1.	Komprimovanje fluida sa promenom zapremine fluida, $m=const.$	62
Slika 4.2.	Metode određivanja gustine fluida u zavisnosti od pritiska i temperature (primeri)	66
Slika 4.3.	Komprimovanje fluida sa promenom mase fluida, $V=const.$	69
Slika 4.4.	Sud VP izrađen za potrebe određivanja karakteristika goriva koja se ispituju na radnim pritiscima do 1600 bar	70
Slika 4.5.	Naponska stanja i dilatacije suda VP pri maksimalnom opterećenju (1600 bar)	71
Slika 4.6.	Ručna jednostepena klipna pumpa maks. pritiska 3000 bar	71
Slika 4.7.	Cev VP sa elementima za zaptivanje	71
Slika 4.8.	Ultrazvučni defektoskop UD2-12 sa kombinovanom ultrazvučnom sondom	72
Slika 4.9.	Određivanje transmisionog vremena za dance suda VP	73
Slika 4.10.	Određivanje transmisionog vremena za ispitivani fluid	74
Slika 4.11.	Shema eksperimentalne linije	75
Slika 4.12.	Uporedna transmisiona vremena ispitivanih goriva- - eksperimentalni rezultati -	76
Slika 4.13.	Brzina zvuka ispitivanih goriva za vrednosti pritiska do 1600 bar - eksperimentalni rezultati -	78
Slika 4.14.	Gustina ispitivanih goriva za vrednosti pritiska do 1600 bar - eksperimentalni rezultati -	80
Slika 4.15.	F-ja K za ispitivana goriva i vrednosti pritiska do 1600 bar temperatura goriva 20 °C	81
Slika 4.16.	Modul stišljivosti za ispitivana goriva za vrednosti pritiska do 1600 bar	82
Slika 4.17.	Koeficijent stišljivosti za ispitivana goriva za vrednosti pritiska do 1600 bar	83
Slika 5.1.	Prikaz mernog stola sa korišćenim uređajima i opremom za eksperimentalni rad	87
Slika 5.2.	Merni uređaji i oprema	88
Slika 5.3.	Merni uređaji i oprema – segment p_I	88
Slika 5.4.	Merni uređaji i oprema – segment p_{II}	89
Slika 5.5.a.	Pojačavač signala KISTLER 5007	89
Slika 5.5.b.	Pojačavač signala HBM 3085 i digitalni memoriskop DMS-6430	89

Slika 5.6.	A6_MAN_D, promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	91
Slika 5.7.	A6_MAN_B50, promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	92
Slika 5.8.	A6_MAN_B100, promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	93
Slika 5.9.	A6_MAN_D, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	94
Slika 5.10.	A6_MAN_B50, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	94
Slika 5.11.	A6_MAN_B100, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	94
Slika 5.12.	A6_MAN_D, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	95
Slika 5.13.	A6_MAN_B50, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	95
Slika 5.14.	A6_MAN_B100, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	95
Slika 5.15.	A6_MAN_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_I na 1100 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva i segment	96
Slika 5.16.	A6_MAN_D_B100, maksimalni pritisci na početku cevi visokog pritiska p_I za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva	97
Slika 5.17.	A6_MAN_D_B50_B100, pritisak na kraju cevi VP p_{II} na 1000 min^{-1} , uporedni dijagram i segmentl	97
Slika 5.18.	A6_MAN_D_B50_B100, hod igle brizgača h_i na 1000 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva	98
Slika 5.19.	A6_MAN_D_B50_B100, hod igle brizgača h_i na 1000 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva, segment	98
Slika 5.20.	A6_MAN_D_B100, maksimalni pritisci na kraju cevi visokog pritiska p_{II} za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva	99
Slika 5.21.	A6_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na ugao predubrizgavanja	99
Slika 5.22.	A6_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na trajanje ubrizgavanja	99
Slika 5.23.	A6_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na količinu ubrizganog goriva	100
Slika 5.24.	A6_TAM_D, promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	101

Slika 5.25.	A6_TAM_B50, promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	102
Slika 5.26.	A6_TAM_B100, promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	103
Slika 5.27.	A6_TAM_D, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	104
Slika 5.28.	A6_TAM_B50, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	104
Slika 5.29.	A6_TAM_B100, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	104
Slika 5.30.	A6_TAM_D, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	105
Slika 5.31.	A6_TAM_B50, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	105
Slika 5.32.	A6_TAM_B100, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	105
Slika 5.33.	A6_TAM_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_I na 400 min^{-1} uporedni dijagram za izabrana goriva i segment -18 do -12 °BV	106
Slika 5.34.	A6_TAM_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_I na 1000 min^{-1} uporedni dijagram za izabrana goriva i segment -22 do -8 °BV	107
Slika 5.35.	A6_TAM_D_B100, maksimalni pritisci na početku cevi visokog pritiska p_I za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva	107
Slika 5.36.	A6_TAM_D_B50_B100, pritisak na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na 1000 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva	108
Slika 5.37.	A6_TAM_D_B50_B100, hod igle brizgača h_i na 1000 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva	108
Slika 5.38.	A6_TAM_D_B50_B100, maksimalni pritisci na kraju cevi visokog pritiska p_{II} za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva	108
Slika 5.39.	A6_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na ugao predubrizgavanja	109
Slika 5.40.	A6_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na trajanje ubrizgavanja	109
Slika 5.41.	A6_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na količinu ubrizganog goriva	110
Slika 5.42.	Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_MAN i gorivo D, opseg broja obrtaja n od 400 do 1070 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	111

Slika 5.43.	Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_MAN i gorivo B50, opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	112
Slika 5.44.	Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_MAN i gorivo B100, opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	113
Slika 5.45.	P4_MAN_D, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	114
Slika 5.46.	P4_MAN_B50, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	114
Slika 5.47.	P4_MAN_B100, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	114
Slika 5.48.	P4_MAN_D, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	115
Slika 5.49.	P4_MAN_B50, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	115
Slika 5.50.	P4_MAN_B100, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	115
Slika 5.51.	P4_MAN_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_I na 500 min^{-1}	116
Slika 5.52.	P4_MAN_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_I na 1075 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva i segment -26 do -16 °BV (za D i B100)	116
Slika 5.53.	P4_MAN_D_B50_B100, maksimalni pritisci na početku cevi visokog pritiska p_I za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva	117
Slika 5.54.	P4_MAN_D_B50_B100, pritisak na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na 1075 min^{-1}	117
Slika 5.55.	P4_MAN_D_B50_B100, hod igle brizgača h_i na 1075 min^{-1}	117
Slika 5.56.	P4_MAN_D_B100, uticaj porasta pritiska na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na hod igle brizgača h_i , $n = 1075 \text{ min}^{-1}$, uporedni dijagram, segment	118
Slika 5.57.	P4_MAN_D_B100, uticaj porasta pritiska na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na hod igle brizgača h_i , $n = 700 \text{ min}^{-1}$, uporedni dijagram, segment	118
Slika 5.58.	P4_MAN_D_B50_B100, maksimalni pritisci na kraju cevi visokog pritiska p_{II} za različite brojeve obrtaja i goriva D, B50 i B100	119
Slika 5.59.	P4_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na ugao predubrizgavanja	119
Slika 5.60.	P4_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na trajanje ubrizgavanja	120
Slika 5.61.	P4_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na količinu ubrizganog goriva	120

Slika 5.62.	Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_TAM i gorivo D, opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	121
Slika 5.63.	Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_TAM i gorivo B50, opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	122
Slika 5.64.	Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_TAM i gorivo B100, opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} - eksperimentalni rezultati -	123
Slika 5.65.	P4_TAM_D, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	124
Slika 5.66.	P4_TAM_B50, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	124
Slika 5.67.	P4_TAM_B100, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}	124
Slika 5.68.	P4_TAM_D, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	125
Slika 5.69.	P4_TAM_B50, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	125
Slika 5.70.	P4_TAM_B100, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja	125
Slika 5.71.	P4_TAM_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_I na 400 min^{-1} i segment	126
Slika 5.72.	P4_TAM_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_I na 1075 min^{-1} i segment	126
Slika 5.73.	P4_TAM_D_B50_B100, maksimalni pritisci na početku cevi visokog pritiska p_I za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva	127
Slika 5.74.	P4_TAM_D_B50_B100, pritisak p_{II} i hod igle brizgača h_i na 500 min^{-1}	127
Slika 5.75.	P4_TAM_D_B50_B100, pritisak p_{II} i hod igle brizgača h_i na 1075 min^{-1} (segment)	127
Slika 5.76.	P4_TAM_D_B100, uticaj porasta pritiska na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na hod igle brizgača h_i , $n = 800 \text{ min}^{-1}$, uporedni dijagram, segment	128
Slika 5.77.	P4_TAM_D_B100, uticaj porasta pritiska na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na hod igle brizgača h_i , $n = 1075 \text{ min}^{-1}$, uporedni dijagram, segment	128
Slika 5.78.	P4_TAM_D_B50_B100, maksimalni pritisci na kraju cevi visokog pritiska p_{II} za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva	129
Slika 5.79.	P4_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na ugao predubrizgavanja	129
Slika 5.80.	P4_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na trajanje ubrizgavanja	130

Slika 5.81.	<i>P4_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na količinu ubrizganog goriva</i>	130
Slika 5.82.	<i>A6_MAN_D_B50_B100, karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja za brzinski režim $n = 600 \text{ min}^{-1}$</i>	131
Slika 5.83.	<i>A6_MAN_D_B50_B100, karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja za brzinski režim $n = 800 \text{ min}^{-1}$</i>	132
Slika 5.84.	<i>A6_MAN_D_B50_B100, karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja za brzinski režim $n = 1000 \text{ min}^{-1}$</i>	132
Slika 5.85.	<i>A6_MAN_D_B50_B100, promena pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za brzinske režime $n = 800$ i 1000 min^{-1}, eksperimentalni rezultati i numerička simulacija – uporedni prikaz</i>	134
Slika 5.86.	<i>Eksperimentalna linija korišćena za vizuelizaciju mlaza goriva</i>	137
Slika 5.87.	<i>Snimanje razvoja mlaza B100, 800 min^{-1}, $p_{amb}=40 \text{ bar}$</i>	137
Slika 5.88.a.	<i>Primer procedure obrade snimaka mlaza goriva</i>	138
Slika 5.88.b.	<i>Primer označavanja mlazeva brizgača TAM (m_1, m_2, m_3 i m_4)</i>	138
Slika 5.89.	<i>A6_MAN_D_B50_B100_600, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 600 min^{-1}, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	139
Slika 5.90.	<i>A6_MAN_D_B50_B100_800, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 800 min^{-1}, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	140
Slika 5.91.	<i>A6_MAN_D_B50_B100_1000, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 1000 min^{-1}, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	140
Slika 5.92.	<i>A6_MAN_D_B50_B100, domet mlaza, ugao širenja mlaza i projektovana površina mlaza za različita goriva i različite brojeve obrtaja BV, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	141
Slika 5.93.a.	<i>Eksperimentalni i numerički rezultati izgleda mlaza na 800 min^{-1} za dizel (levo) i biodizel (desno)</i>	142
Slika 5.93.b.	<i>Karakteristike mlaza goriva na punom opterećenju, 1100 min^{-1}, dužina mlaza $L_D=32.5 \text{ cm}$, $L_{B100}=33.8 \text{ cm}$</i>	142
Slika 5.94.	<i>A6_TAM_D_B50_B100_600, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 600 min^{-1}, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	144

Slika 5.95.	<i>A6_TAM_D_B50_B100_800, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 800 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	145
Slika 5.96.	<i>A6_TAM_D_B50_B100_1000, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 1000 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	145
Slika 5.97.	<i>A6_TAM_D_B50_B100, domet mlaza, ugao širenja mlaza i projektovana površina mlaza za različita goriva i različite brojeve obrtaja BV, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	146
Slika 5.98.	<i>P4_MAN_D_B50_B100_600, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 600 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	147
Slika 5.99.	<i>P4_MAN_D_B50_B100_800, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 800 min⁻¹, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz ..</i>	147
Slika 5.100.	<i>P4_MAN_D_B50_B100_1000, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 1000 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	148
Slika 5.101.	<i>P4_MAN_D_B50_B100, domet mlaza, ugao širenja mlaza i projektovana površina mlaza za različita goriva i različite brojeve obrtaja BV, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	148
Slika 5.102.	<i>P4_TAM_D_B50_B100_600, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 600 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	149
Slika 5.103.	<i>P4_TAM_D_B50_B100_800, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 800 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	149
Slika 5.104.	<i>P4_TAM_D_B50_B100_1000, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 1000 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	150
Slika 5.105.	<i>P4_TAM_D_B50_B100, domet mlaza, ugao širenja mlaza i projektovana površina mlaza za različita goriva i različite brojeve obrtaja BV, eksperimentalni rezultati - uporedni prikaz</i>	150
Slika 6.1.	<i>Brzina zvuka ispitivanih goriva, eksperim. vrednosti i predikcija</i>	155
Slika 6.2.	<i>Gustina ispitivanih goriva, eksperimentalne ne vrednosti i predikcija</i>	156
Slika 6.3.	<i>Modul stišljivosti ispitivanih goriva, eksperim. vrednosti i predikcija ...</i>	156

SPISAK PRILOGA

Prilog 2-1.	Informacije za opštu bezbednost	169
Prilog 4-1.	Brzina zvuka	
	<i>Brzina zvuka - ulje repice</i>	171
	<i>Brzina zvuka - biodizel</i>	172
	<i>Brzina zvuka - mešavina biodizel/dizel po 50%</i>	173
	<i>Brzina zvuka - dizel</i>	174
Prilog 4-2.	Gustina	
	<i>Gustina - ulje repice</i>	175
	<i>Gustina - biodizel</i>	176
	<i>Gustina - mešavina biodizel/dizel po 50%</i>	177
	<i>Gustina – dizel</i>	178
Prilog 4-3.	Modul stišljivosti	
	<i>Modul stišljivosti – ulje repice</i>	179
	<i>Modul stišljivosti – biodizel</i>	180
	<i>Modul stišljivosti – mešavina biodizel/dizel po 50%</i>	181
	<i>Modul stišljivosti – dizel</i>	182

SPISAK KORIŠĆENIH OZNAKA

A	- projektovana površina mlaza, m^2 ;
A_k	- površina čela klipa pumpe, m^2 ;
A_c	- površina poprečnog preseka cevi visokog pritiska, m^2 ;
A_b	- površina poprečnog preseka otvora brizgača, m^2 ;
a	- brzina zvuka, m/s ;
D_0	- spoljašnji prečnik cevi, m ;
d_0	- unutrašnji prečnik cevi, m ;
E	- modul stišljivosti (elastičnosti, kompresibilnosti), Pa ;
G_i	- maseni protok i -tog goriva, kg/s ;
h_i	- hod igle brizgača (mm);
K	- pomoćna funkcija, $m^2 s / kg$;
K_t	- koeficijent proporcionalnosti;
k	- faktor prigušenja;
L	- dužina cevovoda, dužina mlaza goriva, m ;
l	- dužina cevi, m ;
m	- masa, kg ; mlaz;
n_{BV}	- broj obrtaja bregastog vratila, min^{-1} ;
P	- pritisak, trenutni pritisak, nadpritisak, bar; Pa;
p_I	- pritisak iza pumpe visokog pritiska (na početku cevi visokog pritiska), bar; Pa;
p_{II}	- pritisak ispred brizgača (na kraju cevi visokog pritiska), bar; Pa;
p_d	- dinamički pritisak, bar; Pa;
p_r	- pritisak od talasa pritiska koji se prostiru suprotno smeru strujanja goriva, bar; Pa;
p_v	- pritisak od talasa pritiska koji se prostiru u smeru strujanja goriva, bar; Pa;;
p_z	- pritisak u radnom prostoru motora, bar; Pa;
p_0	- početni pritisak, atmosferski pritisak, bar; Pa;
r, R	- poluprečnik, m ;
r'	- faktor proporcionalnosti;
s	- koeficijent stišljivosti, Pa^{-1} ; pređeni put, m ;
T	- temperatura, K ;
t	- vreme, transmisiono vreme, s ;
t_g	- transmisiono vreme za izabrano gorivo, s ;
t_{pu}	- vreme predubrizgavanja, s ;
t_{ub}	- vreme ubrizgavanja, s ;
t_{Σ}	- ukupno transmisiono vreme, s ;
u	- komponenta brzine u pravcu u - ose, m/s ;
V	- zapremina, m^3 ;
V_b	- visokopritisni deo zapremine brizgača, m^3 ;

V_c	- zapremina cevi visokog pritiska, m^3 ;
V_c	- ciklusno doziranje, ubrizg. količina goriva po ciklusu i cilindru, ($m^3/cik.cil.$)
\dot{V}_{ct}	- ubrizgana količina goriva, karakteristika ubrizgavanja, m^3 / s ;
V_{kl}	- zapremina kućišta rasteretnog ventila, m^3 ;
V_s	- ukupna zapremina visokopritisnog sistema, m^3 ;
v	- komponenta brzine u pravcu v - ose, m / s ;
v_b	- trenutna brzina isticanja goriva iz brizgača, m / s ;
v_k	- brzina klipa pumpe, m / s ;
w	- komponenta brzine u pravcu w - ose, trenutna brzina, m / s ;
w_v	- brzina koja potiče od brzinskog talasa u smeru strujanja goriva, m / s ;
w_r	- brzina koja potiče od brzinskog talasa suprotno smeru strujanja goriva, m / s ;
Z	- spoljne sile i sile trenja po jedinici mase fluida, N / kg ;

GRČKI SIMBOLI

φ_{BV}	- ugao bregastog vratila, $^\circ BV$;
κ	- eksponent adijabatske promene stanja;
μ_b	- koeficijent isticanja goriva;
θ	- ugao širenja mlaza, ($^\circ$);
ρ	- gustina, kg / m^3 ;
ρ_o	- gustina na atmosferskom pritisku, kg / m^3 ;
ψ	- f -ja vremena ili ugla BV
ψ_p	- popravni faktor razlike pritiska;

DONJI INDEKSI (Subscript)

BV	- bregasto vratilo;
$B100$	- biodizel, metilestar biljnog ulja;
$B50$	- mešavina biodizela i dizel goriva sa po 50 % zapreminskih udela u smeši;
b	- brizgač;
c	- cev, cev visokog pritiska, čelik;
\check{c}	- čelik;
D	- dizel gorivo;
exp	- eksperimentalno(i);
g	- gorivo;
KV	- kolenasto vratilo;
k	- klip;
I	- iza pumpe visokog pritiska (na početku cevi visokog pritiska);
II	- ispred brizgača (na kraju cevi visokog pritiska);
MER	- metilestar ulja repice, biodizel;
NS	- numerička simulacija;
s, Σ	- ukupno, sumarno;
UR	- ulje repice;
z	- radni prostor motora, cilindar;
0	- početno stanje;
I	- pozicija iza pumpe;
II	- pozicija ispred brizgača;

GORNJI INDEKSI (Superscript)

κ - eksponent adijabatske promene stanja;

SKRAĆENICE

AOC	- amonijačni oksidacioni katalizator (Ammonia Oxidation Catalyst);
A6	- linijska šestocilindrična pumpa visokog pritiska proizvođača Bosch tip PES 6A 95D 410 LS 2542;
BV	- bregasto vratilo;
BXX	- mešavina biodizela i dizel goriva sa XX % zap. udela biodizela u smeši;
B100	- biodizel, metilestar biljnog ulja;
CFPP	- tačka filtrabilnosti (Cold Filter Plugging Point);
CP	- tačka stinjanja (zamućenja) goriva (Cloud Point);
CVP	- cev visokog pritiska;
D	- dizel gorivo;
DEF	- redukcionni reagens (Diesel Exhaust Fluid) ili Aqueous Urea Solution – AdBlue;
DPF	- prečistač (filter) čestica dizel motora (Diesel Particulate Filter);
DI	- dizel motorima sa direktnim ubrizgavanjem;
DOC	- dizel oksidacioni katalizator (Diesel Oxidation Catalyst);
ECU	- elektronska kontrolna jedinica (Electronic Control Unit);
EGR	- sistem za recirkulaciju izduvnig gasova (Exhaust Gas Recirculation);
EBB	- European Biodiesel Bord;
EU-28	- dvadeset osam država članica Evropske Unije;
FAME	- metilestri masnih kiselina (Fatty Acid Methyl Esters);
HCCI	- dizel motor sa homogenizovanom smešom (Homogeneous Charge Compression Ignition);
HVO	- hidrotretirani biodizel;
ILUC	- indirektni uticaj biogoriva na promene namene zemljišta (The Indirect Land Use Change Impacts of Biofuels);
KP	- karakteristika potiskivanja;
KR	- karakteristika refleksije;
KU	- karakteristika ubrizgavanja;
KV	- kanal veze, kolenasto vratilo;
LTC	- nisko-temperaturno sagorevanje (Low-Temperature Combustion);
MAN	- brizgač proizvođača Bosch sa oznakom $\varnothing 6x2x1040$ /Bosch DLLA25S834 1x $\varnothing 0.68$
mas. %	- maseni udeo u %;
MER	- metilestar ulja repice, biodizel;
NAPOI	- Nacionalnog akcionog plana za korišćenje obnovljivih izvora energije Republike Srbije;
NBB	- National Biodiesel Board;
nPAH	- azotni policiklični aromati (nitrated PAH);
NIS	- Naftna industrija Srbije;
OIE	- obnovljivi izvori energije;
PAH	- policiklični aromati (Polycyclic Aromatic Hydrocarbons);
PCCI	- dizel motor sa delimičnom pripremom smeše u usisnoj grani (Premixed Controlled Compression Ignition);
PM	- čestica u izduvnim gasovima (Particulate Matter);
PVP	- pumpa visokog pritiska;
P4	- linijska četvorocilindrična pumpa visokog pritiska proizvođača Bosch tip PES 4P 120A 720 RV 16307;
RED	- Direktiva o obnovljivoj energiji (Renewable Energy Directive);
SCR	- selektivni redukcionni katalizator (Selective Catalytic Reduction);
SMT	- spoljna (gornja) mrtva tačka;

- SUS - sa unutrašnjim sagorevanjem;
- SVP - sud visokog pritiska;
- TAM - brizgač proizvođača Bosch sa oznakom Ø6x2x600/Bosch DLLA 4xØ0.375;
- UCO - reciklirano (prethodno korišćeno) biljno ulje (Used Cooking Oil);
- UD - ultrazvučni defektoskop;
- ULSD - dizel gorivo ultra-niskog sadržaja sumpora (Ultra-Low Sulfur Diesel);
- UR - ulje repice, ulje uljane repice, repičino ulje;
- VP - visoki(og) pritisak(ka);

1.

UVOD

Mogućnost odgovora na raznovrsne zahteve primene kod lokomocionih sredstava i stacionarnih postrojenja, velikog broja razvijenih tipova i raznovrsnih konstruktivnih varijanti, omogućili su veoma široko polje primene motora sa unutrašnjim sagorevanjem (motori SUS). Klipni motori sa unutrašnjim sagorevanjem su daleko najvažniji pogonski agregat lokomocionih sredstava, što je proisteklo iz njihovih povoljnih osobina - mala specifična masa (kg/kW), odnosno visoka specifična snaga (kW/kg), kompaktnost (mala vrednost radne zapremine motora po snazi - m³/kW), brza spremnost za rad (i u hladnim uslovima), upravljivost, trajnost i dr. kao i činjenica da koriste gorivo velikog energetskeg potencijala (kJ/kg). Visoka koncentracija energije u nafti i relativno lak rad sa njom, učinila su naftu i njene derivate osnovnim pogonskim gorivom motora SUS. Nafta, kao univerzalno gorivo, razvojem industrije i saobraćaja postala je od strateškog značaja na globalnom nivou.

Težnja ka kontroli eksploatacije i cene sirove nafte sa elementima političke i vojne prinude obeležila je drugu polovinu dvadesetog veka. "Kolebljive" procene svetskih rezervi sirove nafte samo su išle u prilog tome. Dok državne rezerve zlata po strateškom značaju lagano odlaze u istoriju, tkz. "crno zlato" - nafta i prirodni gas nadmašuju državne strateške interese i postaju od globalnog značaja. Težnja ka kontroli eksploatacije i distribucije klasičnih fosilnih energenata uzrokuje, sa još većom žestinom, nove geopolitičke krize i u dvadesetprvom veku.

S druge strane, ukupna ljudska aktivnost na Zemlji, znatno je poremetila ekološku ravnotežu. Pomenuta situacija u vezi klasičnih energetskeg izvora, njena istorijska i futuristička dimenzija, zavisnost većine država od uvoza sirove ili prerađene nafte, finansijske, političke i

vojne krize koje iz toga proističu kao i jačanje ekološke svesti, dovele su do intenzivnog ispitivanja postojećih naftnih rezervi ali i intenziviranja istraživanja u oblasti dobijanja i primene alternativnih energenata. Posebna pažnja usmerena je na mogućnosti dobijanja i primene tečnih alternativnih goriva kao pogonskog goriva za motore SUS. Kao potencijalna alternativna goriva za dizel motore ili sirovine za njegovo dobijanje, to se posebno odnosi na biljna ulja. S obzirom da su biljna ulja obnovljive materije, dugoročno gledano predstavljaju potencijalni sigurni izvor energije.

Osnovni zahtevi koji se postavljaju alternativnim gorivima (i posebno alternativnim tečnim gorivima) u vezi primene kao goriva za motore SUS predstavljeni su u poglavlju 2. Analizirane su karakteristike biljnih ulja kao potencijalnih goriva za dizel motore, kao što su kinematička viskoznost, površinski napon, oksidaciona stabilnost, jodni broj, gustina, donja toplotna moć, cetanski broj, tačka filtrabilnosti i stinjanja itd. Dat je pregled istraživanja u vezi primene čistih biljnih ulja i različitih mešavina dizel goriva i biljnih ulja, kao goriva dizel motora. Istraživanja su vođena u dva osnovna pravca: prilagođavanje motora biljnom ulju i prilagođavanje biljnog ulja motoru.

Pokušaji u pravcu prilagođavanja biljnih ulja motoru predmet su istraživanja u kojima se biljnim uljima dodaju različite materije i aditivi kako bi se dobilo gorivo boljih fizičkih karakteristika i time doprinelo boljim karakteristikama rada sistema ubrizgavanja goriva i rada motora u celini, kao i kvalitetnijoj emisiji izduvnih gasova. Najbolji rezultati postignuti su hemijskim promenama biljnih ulja u pravcu smanjivanja molekula putem estrifikacije alkoholom. Katalitičkom razgradnjom strukture biljnih ulja alkoholom (estifikacijom ulja), moguće je dobiti gorivo sasvim drugih karakteristika u odnosu na osnovna ulja, sa nazivom u čijem prefiksu najčešće stoji etil ili metilestar (na.pr. metilestar ulja repice) – komercijalno poznato kao biodizel.

Date su osnovne karakteristike sirovinke baze za dobijanje, najpre biljnih ulja, a potom i biodizela, koja je prilično široka (posebno za biodizel prve generacije), kao što je plod (najčešće semenje): palmi, soje, uljane repice, *Canola-e*, suncokreta, *Jatropha-e*, kikirikija, *Mustard-a* (senf), konoplje, *Mahua-e*, lana, pamuka, *Pennycress-a*, *Pongamia pinnata-e* (*Karanja*) i ricinusa, kao i kukuruz, plod kokosa i alge, kao i pregledni podaci u vezi proizvodnje i potrošnje biljnih ulja u svetu.

Predstavljena je klasifikacija biogoriva na osnovu svojih proizvodnih tehnologija i održivosti razvoja uključujući sve implementirane uticaje i efekte od uzgoja, do i nakon upotrebe. Osim standarda koji se odnose na kvalitet dizel goriva i biodizela, na osnovu literaturnih podataka date su i neke uporedne karakteristike dizel goriva i biodizela dobijenih od različitih baznih ulja.

U ovom poglavlju dat je i pregled istraživanja u vezi efekta upotrebe biodizela i mešavina biodizela sa dizelom na parametre rada dizel motora, uključujući i emisiju izduvnih gasova i analize uticaja nekih zagađujućih materija prisutnih u izduvnim gasovima na zdravlje ljudi.

Uputstva i napomene u pogledu rukovanja i transporta biodizela, kao i lična iskustva autora data su u Prilog 2-1. - Informacije za opštu bezbednost.

Da bi se jasnije sagledali pravci razvoja i upotrebe biodizela, u ovoj disertaciji je napravljen pregled ciljeva Evropske Unije u pogledu udela alternativne energije do 2020. godine, trendova u prethodnim godinama, izveštaja sa trenutnim stanjem i očekivanjima u narednom periodu, kao i pregled najvećih proizvođača energije iz obnovljivih izvora u EU-28, prikaz potrošnje, proizvodnje, uvoza i stanja zaliha biodizela u EU u periodu 2006. – 2015. godine, pregled udela sirovinskih baza u proizvodnji biodizela, najvećih proizvođača i potrošača biodizela, kao i trenutna situacija u pogledu kapaciteta za proizvodnju “naprednih biogoriva” (*Advanced Biofuels*) u EU.

Za razliku od država EU, u Republici Srbiji je proizvodnja i korišćenje biodizela u nezavidnoj situaciji. Ipak, usvajanjem “Nacionalnog akcionog plana za korišćenje obnovljivih izvora energije Republike Srbije” (*NAPOIE*), utvrđeni su ciljevi korišćenja obnovljivih izvora energije do 2020. godine, kao i načini za njihovo dostizanje. Postojeći kapaciteti za proizvodnju biodizela u R Srbiji su dovoljni za postizanje ciljeva *NAPOIE*, ali postoje mogućnosti i povećanja kapaciteta i otvaranja novih postrojenja za proizvodnju biodizela, što će u narednom periodu zavisiti uglavnom od regulativnih akata.

Veoma je bitno da se regulatornih pravila i normi pridržavaju svi u lancu “uzgoj sirovina – prerada – upotreba biodizela”, da se detaljno istraže ne samo pozitivni već i mogući negativni efekti, a rezultati istraživanja implementiraju na odgovarajući način.

U prethodnom periodu, intenziviran je istraživački rad u svim oblastima od načina i tehnologija uzgoja sirovinske baze za dobijanje ulja, tehnologija prerade i dobijanja biodizela i konačno, primene u dizel motorima.

Sa aspekta primene biodizela kao goriva u dizel motorima, neophodno je da procesi koji se odvijaju u sistemima za dopremanje goriva, procesi ubrizgavanja, obrazovanja smeše i sagorevanja biodizela, kao i emisione karakteristike, budu potpuno proučeni i jasni. Takođe veoma je bitno da karakteristike biodizela (i mešavina) budu saglasne odgovarajućim standardima, a one koje nisu propisane standardima (brzina zvuka, gustina, modul stišljivosti, površinski napon i sl.) a veoma su bitne sa aspekta uticaja na procese ubrizgavanja, obrazovanja smeše, sagorevanja i emisiju izduvnih gasova, budu detaljno istražene.

Način dopremanja goriva i vazduha u cilju obrazovanja i pripreme smeše te njeno zapaljenje i karakteristike sagorevanja od vitalnog su značaja za energetske, eksploatacione i ekološke pokazatelje i karakteristike motora sa unutrašnjim sagorevanjem.

Sa aspekta dopremanja goriva kod dizel motora, savremene konstrukcije podrazumevaju direktno ubrizgavanje goriva u cilindar sa mogućnošću što preciznije kontrole i regulacije procesa ubrizgavanja. Zahtevi koji se postavljaju pred sistemom ubrizgavanja goriva u direktnoj su vezi sa zahtevima koji prate tendenciju razvoja dizel motora (poglavlje 3.),

međusobno su veoma povezani, ali često i konfliktni. Poboljšanje i razvoj sistema ubrizgavanja je jedan segment, ali nedovoljan. Rešenje treba tražiti u sklopu sa dopunskim regulacionim i drugim sistemima, odnosno integralno sa motorom u celini. Zahtevi koji se u tom smislu postavljaju ispred sistema ubrizgavanja goriva kod dizel motora i sve otežavajuće okolnosti, analizirani su u poglavlju 3. Predmet analize je sistem za ubrizgavanje goriva kod dizel motora, tipa "pumpa-cev-brizgač", uz napomenu da iste osnove važe i za druge sisteme i da saznanja osvojena na konvencionalnim sistemima pomažu i regulisanje i programiranje elektronski kontrolisanih sistema za ubrizgavanje.

Analiza rada izabranog sistema ubrizgavanja vršena je u cilju prepoznavanja i sagledavanja značaja i uticaja pojedinih fizičkih karakteristika goriva na rad sistema ubrizgavanja goriva i ukazuje na značaj poznavanja vrednosti brzine zvuka (odnosno brzine prostiranja talasa pritiska), gustine i modula stišljivosti goriva u zavisnosti od pritiska i temperature goriva.

Eksperimentalno određivanje vrednosti brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti ispitivanih goriva u f-ji pritiska, što je deo ovog rada (poglavlje 4.), je bitno za predviđanje ponašanja sistema za ubrizgavanje pri radu sa različitim gorivima, posebno onih koji rade sa višim pritiscima ubrizgavanja, kao i za programiranje i optimizaciju elektronski kontrolisanih sistema za ubrizgavanje. Odrediti pomenute fizičke veličine, označene od interesa za rad i predikciju rada sistema za ubrizgavanje goriva, podrazumeva da se na adekvatan način direktno izmere željene veličine ili indirektno odrede preko merivih veličina. Pokazaće se da je za merenje brzine zvuka i gustine za više radne pritiske (do 1600 bar) neophodno osmisliti metodu(e) merenja što dodatno doprinosi dopuni znanja u ovoj oblasti.

Za potrebe eksperimentalnih istraživanja u ovom radu korišćeni su uzorci ulja repice, biodizela i dizel goriva i to:

- ulje repice dopremljeno sa Univerziteta u Hoenhajmu (Nemačka), karakteristika po standardu DIN EN 51605,
- biodizel (metilestar repičinog ulja), sa Univerziteta u Hoenhajmu, Nemačka (za ispitivanja iz poglavlja 4.) i biodizel (metilestar repičinog ulja) proizvođača *Pinus*, Slovenija (za ispitivanja iz poglavlja 5.) oba standardnih karakteristika po EN 14214 i
- dizel gorivo standardnih karakteristika po EN 590.

Gorivo B50 dobijeno je mešavinom po 50 % zapreminskih udela biodizela i dizela.

U poglavlju 4. dat je pregled istraživanja na osnovi kojih je prepoznata kompleksnost eksperimentalnog određivanja vrednosti brzine zvuka i gustine sa povećanjem radnih pritisaka iznad 600 bar, nezavisno od vrste goriva. Najveći problem je zaptivanje i održavanje nepropusnosti elemenata aparature pri radu na višim pritiscima kod standardnih metoda koje rade na principu promenljive zapremine fluida, ali i zaštita pojedinih (osetljivih) mernih

elemenata koji dolaze u direktan dodir sa ispitivanim gorivom, od dejstva visokih radnih pritisaka a da se to ne odražava na tačnosti merenja. Uporedno merenje brzine zvuka i određivanje gustine izabranih goriva na višim pritiscima je dodatni otežavajući faktor u osmišljavanju načina merenja i izbora metoda i tehnika merenja. U ovom poglavlju je dat pregled metoda i tehnika merenja pomenutih fizičkih karakteristika goriva, sa posebnim osvrtom na metode ultrazvučnog ispitivanja.

Za određivanje zavisnosti brzine zvuka i gustine goriva (i mešavina) od pritiska osmišljena je originalna eksperimentalna metoda i u tu svrhu izrađena posebna aparatura. Za razliku od standardnih metoda koje rade na principu promenljive zapremine, a konstantne mase fluida, metoda koja je korišćena u radu je praktično inverzna standardnim – zasniva se na principu konstantne zapremine, a promenljive mase fluida. Opis eksperimentalne linije i načina merenja detaljno je dat u poglavlju 4.4. Na osnovu eksperimentalno dobijenih podataka o zavisnosti brzine zvuka i gustine goriva od pritiska, izračunavaju se vrednosti modula stišljivosti i generišu matematičke zavisnosti pomenutih fizičkih karakteristika goriva od pritiska u cilju predikcije rada sistema ubrizgavanja goriva. Ova grupa eksperimenata je realizovana u Laboratoriji za motore i motorna vozila Mašinskog fakulteta u Nišu.

Nakon analize rada sistema za ubrizgavanje goriva (poglavlje 3.) i određivanja fizičkih karakteristika goriva (brzina zvuka, gustina, modul stišljivosti) (poglavlje 4.), neophodno je eksperimentalno uočiti i potvrditi izrečene pretpostavke o različitim vrednostima pojedinih parametara rada sistema za ubrizgavanje goriva pri radu sa izabranim (različitim) gorivima, što je u poglavlju 5. ovog rada, osnovni zadatak. U tom cilju, za karakteristična merenja i analizu rada izabrane su dve pumpe visokog pritiska i dva brizgača, vršena su merenja i analiziran rad svake od pumpi sa svakim brizgačem i tri vrste goriva i to pri punom opterećenju i na različitim brojevima obrtaja bregastog vratila. Ova grupa eksperimenata je realizovana na Mašinskom fakultetu u Mariboru (Slovenija), u Laboratoriji za motore sa unutrašnjim sagorevanjem (*Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo, Laboratorij za motorje z notranjim zgorevanjem*), na eksperimentalnoj liniji detaljno opisanoj u poglavlju 5.2. Merenjima su određivane karakteristike rada sistema za ubrizgavanje goriva i to: pritisak iza pumpe visokog pritiska (PVP), pritisak ispred brizgača, hod igle brizgača, ciklusno doziranje goriva (količina ubrizganog goriva), vreme predubrizgavanja, vreme ubrizgavanja - sve u f-ji broja obrtaja bregastog vratila PVP i to za sve kombinacije PVP i brizgača i tri različita goriva. Rezultati i analize su dati u poglavljima 5.3.1. do 5.3.4.

Karakteristika ubrizgavanja (KU) i integralna karakteristika ubrizgavanja (integralna KU) dobijene su simulacijom korišćenjem softverskog paketa „*BKIN*“ razvijenog na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Mariboru. Istim softverskim paketom, izvršena je i simulacija promene pritiska goriva iza PVP i ispred brizgača i simulacija hoda igle brizgača, sa implementacijom matematičkih zavisnosti (za određivanje pomenutih fizičkih karakteristika goriva za opseg

pritiska od atmosferskog do 1600 bar) dobijenih na osnovu eksperimentalnih podataka iz poglavlja 4. i izvršeno upoređenje sa eksperimentalnim podacima za izabrani sistem ubrizgavanja – sve u cilju potvrde validnosti numeričke simulacije i rezultata dobijenih u poglavlju 4.

Uticao uočenih razlika u radu sistema ubrizgavanja, kada se kao gorivo koristi B100 (i B50) u odnosu na rad sa dizel gorivom, na karakteristike mlaza ubrizganog goriva, cilj je istraživanja opisanog u poglavlju 5.4. Pregled literaturnih podataka je dat na početku poglavlja 5.4. Da bi mogli da uporedimo makro karakteristike mlazeva ubrizganih goriva (domet, ugao širenja i projektovana površina mlaza), potrebno je izvršiti vizuelizaciju mlazeva različitih goriva, odnosno, uočiti (ili odrediti) konture mlaza, što je prilično otežano usled pojave raspršivanja goriva (posebno kod eksperimentalnih istraživanja, ali i kod numeričkih) i obrazovanja smeše sa okolnim vazduhom. Vizuelizacija mlazeva ubrizganih goriva je izvršena na način da se izbegnu pomenuti uticaji – snimanjem mlaza goriva ubrizganog u odgovarajuću tečnu sredinu. Ova ideja je eksperimentalno realizovana, takođe, na Mašinskom fakultetu u Mariboru (Slovenija), u Laboratoriji za motore sa unutrašnjim sagorevanjem (*Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo, Laboratorij za motorje z notranjim zgorevanjem*), na eksperimentalnoj liniji koja je detaljno opisana u poglavlju 5.2. sa dodatnim elementima i sklopovima opisanim u poglavlju 5.4.1., a rezultati su prezentovani u poglavljima 5.4.2. do 5.4.5.

U poglavlju 6. izneta je analiza sprovedenih istraživanja i dati su zaključci, i to po celinama i u kontinuitetu – uočavanjem uticaja ispitivanih fizičkih karakteristika goriva na parametre rada sistema ubrizgavanja goriva i potom na makro karakteristike mlaza ubrizganog goriva.

Dobijeni rezultati daju mogućnost optimizacije parametara rada sistema ubrizgavanja goriva u radu sa ispitivanim gorivima (čist biodizel, mešavina biodizela i dizel goriva).

U završnom poglavlju su dati i neki predlozi u vezi optimizacije rada sistema za ubrizgavanje goriva kod dizel motora, kada se kao gorivo koristi neko od ispitivanih alternativnih goriva, u cilju poboljšanja performansi postojećih i konstrukcijama novih sistema za ubrizgavanje goriva.

2.

KARAKTERISTIKE ULJA REPICE I NJEVOVOG METILESTRA KAO GORIVA ZA DIZEL MOTORE

2.1. BILJNA ULJA I DIZEL MOTORI – OPŠTI ZAHTEVI

Biljna ulja spadaju u grupu nezasićenih masnih kiselina sa složenom molekularnom strukturom i hemijskom formulom opšteg tipa kao $C_xH_yO_z$. Udeo ugljenika, vodonika i kiseonika je različit i zavisi kako od vrste sirovine i ulja tako i od sorte sirovine od koje se ulje dobija, načina uzgoja, zemljišta, meteoroloških uslova i sl. U smislu upotrebe kao pogonskog goriva motora SUS, u svetu su vršena istraživanja različitih biljnih ulja i goriva proizvedenih od biljnih ulja.

Sa šireg aspekta posmatrano, zahtevi koji se postavljaju alternativnim gorivima za motore SUS mogu se klasifikovati u nekoliko opštih:

- **kvalitet** alternativnog goriva – kroz saobraznost karakteristika alternativnog goriva sa propisanim standardima;
- **dostupnost i obnovljivost** sirovina za proizvodnju alternativnog goriva;
- odgovarajuća **cena** uzgoja sirovine i tržišno prihvatljiva cena alternativnog goriva i
- ispunjenje **ekoloških** standarda.

Sa aspekta upotrebe biljnog ulja, ili goriva koje se dobija od biljnog ulja, kao tečnog goriva alternativnog konvencionalnom dizel gorivu, prethodne zahteve možemo posmatrati kroz mogućnost da alternativno tečno gorivo u odnosu na konvencionalno dizel gorivo ili ima prednosti ili ne velike nedostatke. U tom smislu, kao osnovne zahteve koji se postavljaju ispred alternativnih tečnih goriva, možemo navesti sledeće [1]:

- karakteristike goriva sa aspekta korišćenja u dizel motorima moraju biti makar vrlo bliske kao kod konvencionalnog dizel goriva, kako pri samoj primeni tako i u pogledu "nus" efekata (talozi, koksne naslage, stvaranje lakova i sl.);
- gorivo bi trebalo da se koristi u dizel motorima bez konstruktivnih prepravki ili uz jednostavne prepravke motora;
- eventualna podešavanja koja bi motor prilagodila novom gorivu, trebalo bi da budu saglasna preprukama proizvođača motora, izvedena ili predviđena od strane proizvođača motora ili bi trebalo bi da budu takva da se mogu izvesti u radionicama, bez posebno komplikovanih i skupih operacija;
- bez posebnih zahteva, uslova ili mera sigurnosti kod tankiranja, opsluživanja i skladištenja, koje se inače ne preduzimaju kod klasičnih goriva;
- gorivo ne bi smelo da smanji životni vek motora, niti da kod njega izazove smanjenje sigurnosti i pouzdanosti;
- kompatibilnost novog goriva sa do sada korišćenim uljima za podmazivanje ili da ne iziskivanje nove tehnologije proizvodnje ulja ili skupih specifičnih aditiva;
- gorivo ne sme da bude otrovno za ljude, niti da izaziva alergijske efekte na koži ili disajnim organima;
- korišćenjem novog goriva ili prilikom njegovog skladištenja, životna sredina ne bi smela da bude ugrožena u većoj meri nego što je slučaj sa prvobitnim gorivom;
- gorivo ne bi smelo da bude agresivno prema metalima, zaštitnim premazima, gumi i zaptivkama motora;
- cena novog goriva morala bi da bude ili niža ili u rangu cene klasičnog goriva i
- sirovinska baza, proizvodni kapaciteti i distributivni sistemi moraju da obezbede kontinualnost i konstantnost prisustva alternativnog tečnog goriva u skladu sa administrativno propisanim zahtevima.

Da bi se alternativno tečno gorivo primenilo u dizel motorima, osnovne karakteristike koje se moraju proveriti su:

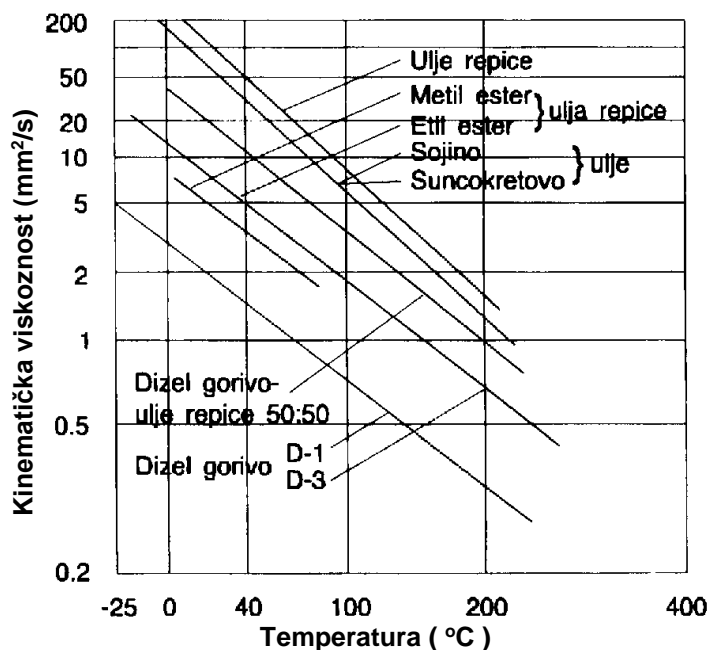
- donja toplotna moć,
- gustina,
- kinematička viskoznost,
- površinski napon,
- cetanski i jodni broj,
- destilaciona kriva i tačka paljenja,
- tačke filtrabilnosti i stinjanja,
- oksidaciona stabilnost,
- sadržaj sumpora, vode, fosfora,
- agresivnost na metal i gumu.

2.2. KARAKTERISTIKE BILJNIH ULJA KAO GORIVA ZA DIZEL MOTORE

Osnovni nedostatak čistog biljnog ulja, zbog kojeg je onemogućena njegova primena u klasičnim dizel motorima sa direktnim ubrizgavanjem, je upravo molekularna struktura ovog ulja - preveliki molekuli koji uzrokuju veliku kinematičku viskoznost i visok površinski napon. Prosečna molarna masa na pr. tipičnog ulja repice ili sojinog ulja je oko 900 g/mol i više od tri puta je veća od prosečne molarne mase dizel goriva (120-320 g/mol) [1, 2]. Pri tom, treba imati u vidu da se ulje repice, u poređenju sa drugim biljnim uljima, pokazalo kao jedno od najpogodnijih i sa stanovišta direktne upotrebe kao gorivo za motore, uz određene uslove i dodatne zahteve. Većina drugih ulja su manje oksidacione i termičke stabilnosti sa neodgovarajućim jodnim brojem (mera sadržaja nezasićenih masnih kiselina sa više dvogubih veza) [1]. Veličina molekula biljnih ulja i karakteristike ulja kao što su površinski napon, gustina i viskoznost od uticaja su, u procesu ubrizgavanja, na veličinu kapi goriva [3] a time i na kvalitet raspršivanja i kasnijeg sagorevanja goriva.

Kinematička viskoznost ulja repice, kao i drugih biljnih ulja, veća je u odnosu na kinematičku viskoznost dizel goriva pri odgovarajućim temperaturama (slika 2.1.). Iz tog razloga ulje repice, kao i ostala biljna ulja nisu primenljiva kao goriva za temperature ispod 10 °C bez predhodnog predgrevanja [1].

Radi smanjenja napora u sistemu napajanja gorivom kod motora, manjeg pada pritiska u filterima i sl., preporučuje se, čak i pri upotrebi u normalnim uslovima, dogrevanje biljnih ulja do temperature od 80-90 °C [1, 2, 4, 5]. Predgrevanje biljnog ulja (na 125 °C) je na pr. i kod gorionika postupak kojim se karakteristike obrazovanja smeše i sagorevanja, kao i nivo izduvne emisije poboljšavaju [6].



Slika 2.1. Kinematička viskoznosti dizel goriva i biljnih ulja u zavisnosti od temperature [1].

Veća viskoznost povećava otpore strujanju, odnosno povećava napor napojne pumpe. Viskoznost goriva ima bitan uticaj i na raspršivanje goriva u procesu ubrizgavanja: kod viskoznijih goriva (kao što su biljna ulja), radi dobijanja manjih čestica prilikom ubrizgavanja istog (što pogoduje homogenizaciji smeše i lakšem isparavanju), potreban je znatno viši pritisak ubrizgavanja [1].

Neke uporedne karakteristike dizel goriva i nekih biljnih ulja date su u tabeli 2.1.

Istraživanja koja su vršena sa primenom čistog ulja repice u konvencionalnim dizel motorima sa direktnim ubrizgavanjem [1, 4, 5] pokazala su da posle oko 50 sati rada dolazi do prekida rada motora kao posledica velikih koksni naslaga na klipovima motora, ventilima a naročito na brizgaljkama. Objašnjenje za pojavu koksni naslaga je sledeće: ispitivanja destilacione karakteristike su pokazala da čisto ulje repice destiliše pri višim temperaturama od dizel goriva, ostavljajući gust, lepljivi ostatak. Upravo taj ostatak se lepi na klipne prstenove i utiče da, u početku, klipni prstenovi motora više nisu slobodni, te stoga i ne vrše kvalitetno zaptivanje cilindra, usled čega se javlja opadanje snage motora i slabije sagorevanje. U daljem radu, zbog nezaptivanja klipnih prstenova, vreli sagoreli gasovi prolaze mimo klipa pregrevajući ga, dok u kućištu motora ulje intenzivnije oksidiše. U cilindru se, zbog loše isparljivosti ulja, teške frakcije lepe na površinu kompresionog prostora i brizgaljki, te se usled visokih radnih temperatura, vremenom pretvaraju u čvrste koksne naslage.

Tabela 2.1. Uporedne karakteristike dizel goriva i nekih biljnih ulja

Karakteristike	Jedinice	Dizel gorivo ^{a)}	Čisto ulje			
			repice ^{b)}	soje	suncokreta	palme
Molarna masa	g/mol	120-320 ^{d)}	~ 900 ^{d)}	~ 900 ^{d)}	~ 900 ^{d)}	-
Gustina na 15 °C	kg/m ³	820-845	900-930 ~914 ^{c)}	~918 ^{c)}	~917 ^{c)}	~910 ^{c)}
Kin. viskoznost na 20 °C na 40 °C	mm ² /s	3-8 ^{d)} 2-4.5	~78 ^{d)} , ~81 ^{c)} max 36	~78 ^{c)} ~29 ^{d)}	~76 ^{c)} ~30 ^{d)}	~96 ^{c)} -
Tačka paljenja	°C	min 56	min 220 ~246 ^{c)}	~254 ^{c)}	~274 ^{c)}	~330 ^{c)}
Jodni broj	mgJ/100g	-	95-125 94-102 ^{f)}	137-143 ^{f)}	119-135 ^{f)}	51.5-57 ^{f)}
Cetanski broj	-	min 51 ~51.7 ^{c)}	min 39 ~38 ^{c)}	~38 ^{c)}	~37 ^{c)}	~42 ^{c)}
Donja toplotna moć	MJ/kg	~42.5 ^{d)} ~43.1 ^{c)}	min 36 ~39.7 ^{c)}	~39.6 ^{c)}	~39.6 ^{c)}	~36.5 ^{c)}

^{a)} EN 590, sa sad. masnih kis. (FAME) max 7% zap., ^{b)} DIN EN 51605, ^{c)} [7], ^{d)} [1], ^{e)} [8], ^{f)} [9].

Donja toplotna moć ulja repice je ~10% niža u odnosu na dizel gorivo, ali to nije isključujući faktor za upotrebu, već se pre može sagledavati kao uticaj na smanjeni radius kretanja vozila, odnosno na veličinu rezervoara goriva.

Cetanski broj, kao pokazatelj upaljivosti goriva, je nešto niži kod biljnih ulja u odnosu na dizel gorivo, ali se ova karakteristika može popraviti dodavanjem odgovarajućih aditiva.

Tačka filtrabilnosti (CFPP – Cold Filter Plugging Point) je pokazatelj “hladne stabilnosti” goriva i podrazumeva temperaturu pri kojoj, u laboratorijskim uslovima, dolazi do začepjenja filtra čija je veličina pora 5 µm. Tačka filtrabilnosti i tačka stinjavanja (zamućenja) goriva (CP –

Cloud Point) su tipične za mineralna goriva, s obzirom na izdvajanje parafinskih sastojaka na niskim temperaturama, što nije slučaj sa biljnim uljima. Iz tog razloga ove karakteristike nisu najpogodnije za poređenje pomenutih goriva, ali se zbog karakteristika biljnih ulja na niskim temperaturama, u zimskim uslovima mora posvetiti posebna pažnja – instalacija se mora predgrevati a motor najčešće startovati dizel gorivom [1].

Uporedo sa istraživanjima primene čistih biljnih ulja, istraživana je i primena različitih mešavina dizel goriva i biljnih ulja u dizel motorima sa direktnim ubrizgavanjem (DI) [1, 2, 4, 5, 10]. Tako na pr., Forson i dr. [10] ispituju rad jednocilindričnog, četvorotaktnog dizel motora sa DI, sa vazдушnim hlađenjem, sa različitim mešavinama dizel goriva i ulja *Jatropha-e*. Praćena izduvna emisija je u rangu rada motora sa dizel gorivom, bez obzira na zapreminski sastav mešavina. Najbolje rezultate postižu sa mešavinom zapreminskog sastava 97.4% dizela i 2.6% čistog ulja *Jatropha-e*, gde beleže mali rast efektivne snage i stepena korisnosti uz malo smanjenje specifične potrošnje. Pri tom se ne izjašnjavaju o radu i stanju motora nakon dužeg vremenskog perioda u radu sa ovim gorivima. Korišćenje mešavine dizel goriva (zap.90 i 80%) i ulja od semena pamuka (*cotton seed oil* – 10 i 20%) na emisiju dizel motora sa DI [11] rezultuje malim porast emisije NO_x. Analiza sastava izduvnih gasova dizel motora pri radu sa mešavinama dizel goriva i četiri različita biljna ulja (zapreminskih udela od 10 – 20%), pokazuje izvestan porast nivoa emisije NO_x, CO i HC [8].

Hellier i dr. [7] istražuju karakteristike rada DI dizel motora, novije generacije sa pritiskom ubrizgavanja do 1600 bar, u radu sa šest različitih biljnih ulja i ulja od algi. Ulja se predgrevaju na 60 °C i prati se emisija izduvnih gasova. Autori dolaze do rezultata koji ukazuju na smanjenje nivoa NO_x, a povećanje nivoa CO, HC i PM u odnosu na rad motora sa dizel gorivom. Uočene su i razlike u uglu preubrizgavanja kao i u trajanju ubrizgavanja. Autori naglašavaju važnost određivanja fizičkih karakteristika biljnih ulja u objašnjenju i predikciji ponašanja sistema ubrizgavanja i rada motora u celini, pri korišćenju alternativnih goriva. Takođe, dovode u vezu odnos C:H u molekularnoj strukturi biljnih ulja sa prikazanim rezultatima.

Prilagođavanje motora za rad sa čistim uljem repice ukazuju na pozitivna iskustva kod motora koji rade po “*elsbett*” principu. Inovator i konstruktor *Ludwig Elsbett* je razvio i patentirao motor sa direktnim ubrizgavanjem koji je kao gorivo koristio čisto ulje repice. Osnovna ideja je da se postigne visoka temperatura u kompresionom prostoru, koji je sfernog oblika, smešten u klipnu motora, čime je omogućeno intenzivno vrtloženje vazduha i homogenizacija smeše goriva i vazduha. Gorivo se ubrizgava dvema nasuprot postavljenim brizgaljkama, tangencijalno u odnosu na oblik kompresionog prostora. Domet mlaza je regulisan da se čestice goriva ne lepe na zid kompresionog prostora. Hlađenje motora se vrši uljem. Iskustva u radu ovakvog motora sa dizel gorivom su takođe bila pozitivna (sredina osamdesetih godina prošlog veka), čak i bolja po performansama od konvencionalnih dizel motora iz tog vremena.

Jasno je da su ovakvi motori zahtevni u pogledu termičke opterećenosti komponenti i sklopova. Po uzoru na "elsbet motor", rađene su prepravke i prilagođavanja za rad sa čistim uljem repice i drugih dizel motora (i sa vihornom komorom, nadpunjenjem) [1], uglavnom sa zadovoljavajućim rezultatima u pogledu brzinskih karakteristika motora. U pogledu nivoa izduvne emisije, pri korišćenju čistog ulja repice zabeležena je redukcija CH (do -82%), CO (do -26%), PM (do -50%), značajno manje aromata i policikličnih aromata, nešto manje aldehida, ali i značajno povećanje nivoa NO_x (i do 47%). Istraživanje [12] pokazuje uticaj korišćenja čistog ulja repice (predgrevanog na 70°C i nepredgrevanog) na parametre rada komornog dizel motora u odnosu na rad sa dizel gorivom. Efekat predgrevanja čistog ulja repice se ogleda u smanjenju specifične potrošnje goriva na nižim opterećenjima motora, kao i povećanju maksimalnog pritiska u cilindru (oko 7%) u odnosu na rad motora sa dizel gorivom. Smanjenje nesagorelih ugljovodonika u izduvnim gasovima je značajno (i do 50%) pri korišćenju čistog ulja repice, uz neznatno bolju sliku kada se koristi predgrevano ulje u odnosu na nepredgrevano.

Sagledavajući istraživanja u vezi primene biljnih ulja u dizel motorima, može se zaključiti da je potrebno ili prilagoditi motor biljnom ulju ili prilagoditi biljno ulje motoru.

Pokušaji sa prepravkama motora bazirani su na zaključcima izvedenim iz neuspeha sa radom motora sa direktnim ubrizgavanjem. Iako je nakon prepravki uglavnom dolazilo do poboljšanja u radu motora, rezultati ili nisu bili u skladu sa očekivanjima ili su zahtevi i zahvati na motorima bili komplikovani i skupi. U svakom slučaju, čisto ulje repice (i dr. biljna ulja), ostaju kao alternativno gorivo samo za prilagođene motore i predmet su daljih istraživanja kako u oblasti optimizacije rada motora sa biljnim uljima, tako i u oblasti poboljšanja biljnih ulja kao goriva.

Pokušaji u pravcu prilagođavanja biljnih ulja motoru predmet su istraživanja u kojima se biljnim uljima dodaju različite materije i aditivi kako bi se dobilo gorivo boljih fizičkih karakteristika i time doprinelo boljim karakteristikama rada sistema ubrizgavanja goriva i rada motora u celini – kao na pr. istraživanje rada dizel motora sa DI sa mešavinama ulja od semena pamuka, biodizela, etanola i n-butanola [11]. Istraživanje karakteristika dizel motora sa DI pri radu sa gorivom (poznatog pod nazivom "Tessol-Nadi"), dobijenog kao mešavina čistog ulja repice (zap. 60 – 80%), benzina, alkohola i aditiva za poboljšanje upaljivosti [1, 13], pokazuje zadovoljavajuće rezultate, kao i gorivo dobijeno po "VEBA konceptu" (Vakuumski destiliran ostatak pri atmosferskoj destilaciji mineralnog ulja se meša sa 20-30% ulja repice, prolazi kroz postupak hidratisanja i krekovanja, i dobija gorivo po kvalitetu vrlo slično dizel gorivu) [1].

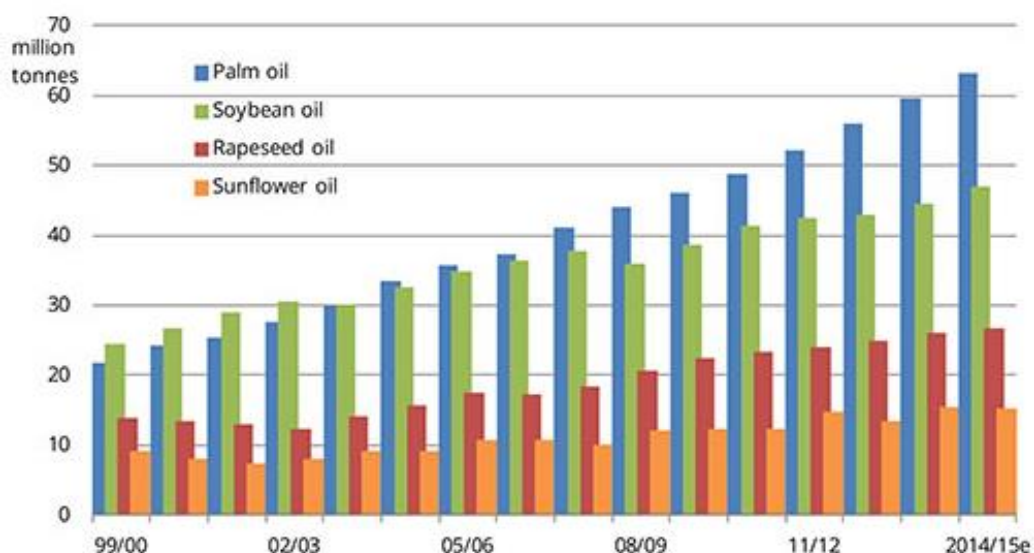
Najbolji rezultati postignuti su hemijskim promenama biljnih ulja u pravcu smanjivanja molekula (što je i osnovni problem kod biljnih ulja) putem estrifikacije alkoholom (etanol ili metanol). Katalitičkom razgradnjom strukture biljnih ulja alkoholom (najčešće etanol ili metanol), tzv. estrifikacijom ulja, moguće je dobiti gorivo sasvim drugih karakteristika u odnosu na

osnovna ulja, sa nazivom u čijem prefiksu stoji etil ili metilestar (na.pr. metilestar ulja repice) – komercijalno poznato kao biodizel.

Sličnim hemijskim postupcima se biodizel može dobiti i od otpadnog, već iskorišćenog i prerađenog jestivog ulja, kao i od ostataka životinjskih masnoća.

2.3. SIROVINSKA BAZA ZA DOBIJANJE BILJNIH ULJA

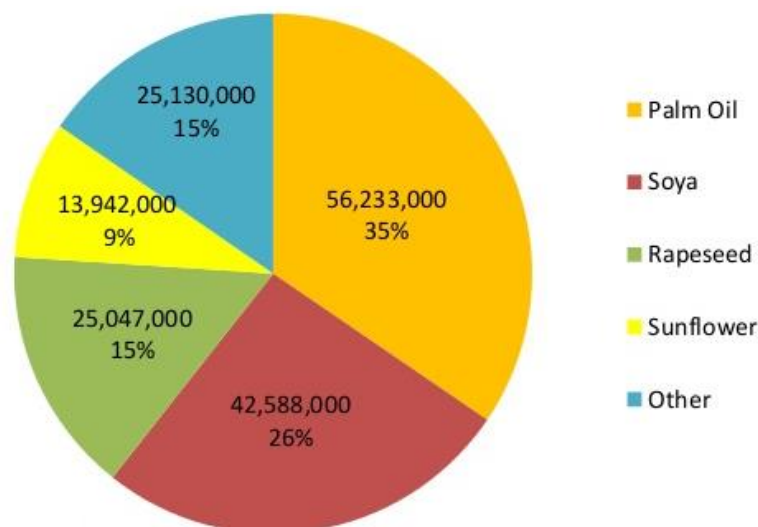
Sirovinska baza za dobijanje, najpre biljnih ulja, a potom i biodizela je prilično široka, uglavnom u zavisnosti od podneblja, klime, sastava i kvaliteta zemljišta i lokalnih, tradicionalnih navika i osobnosti. Teoretski, svaka organska materija čijom se ekstrakcijom može dobiti ulje, potencijalno je sirovinska baza. Praktično, to zavisi ne samo od sadržaja ulja u materiji, već i od prinosa koji se postižu po jedinici površine zemljišta, već pomenuto – zahtevanog kvaliteta i sastava zemljišta za uzgoj, a sa aspekta primene u motorima SUS – od karakteristika dobijenog ulja i goriva koje se dobija daljom preradom ulja, odnosno uticaja bio-goriva na radne parametre motora, uključujući i emisiju izduvnih gasova.



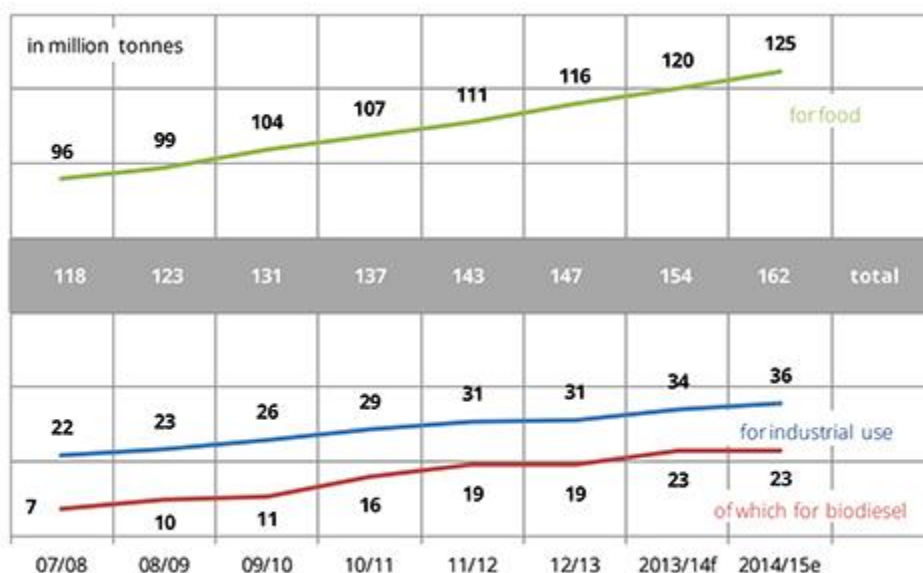
Slika 2.2. Proizvodnja biljnih ulja (palmino, sojino, suncokretovo i ulje repice) u svetu period 1999/00-2014/15. god., napomena: e-procena [14]

Za dobijanje biljnih ulja, od kojih se potom dobija biodizel, koristi se plod (najčešće semenje): palmi, soje, uljane repice, *Canola*-e, suncokreta, *Jatropha*-e, kikirikija, *Mustard*-a (senf), konoplje, *Mahua*-e, lana, pamuka, *Pennycress*-a, *Pongamia pinnata*-e (*Karanja*), ricinusa kao i kukuruz, plod kokosa, alge i dr. Na slikama 2.2.–2.4. prikazani su karakteristični podaci u vezi proizvodnje i potrošnje biljnih ulja u svetu. U ukupnoj proizvodnji biljnih ulja u svetu u 2013. godini, najzastupljenije je palmino ulje (oko 35%), sojino (oko 26%), ulje repice (oko 15%) i suncokretovo ulje (oko 9%) [15]. Primetan je trend rasta proizvodnje ovih ulja u periodu 2000. – 2015. godine, posebno izražen kod palminog i sojinog ulja (slika 2.2).

Trend rasta je prisutan i kod potrošnje biljnih ulja u svetu i to kako za potrebe ishrane, tako i za potrebe dalje industrijske prerade i upotrebe, kao i za proizvodnju biodizela (slika 2.4.).



Slika 2.3. Struktura proizvedenih biljnih ulja u svetu (palmino, sojino, suncokretovo, repice i ostala), u tonama, u 2013. god., napomena: 4 najzastupljenija biljna ulja = 85% proizvodnje [15]



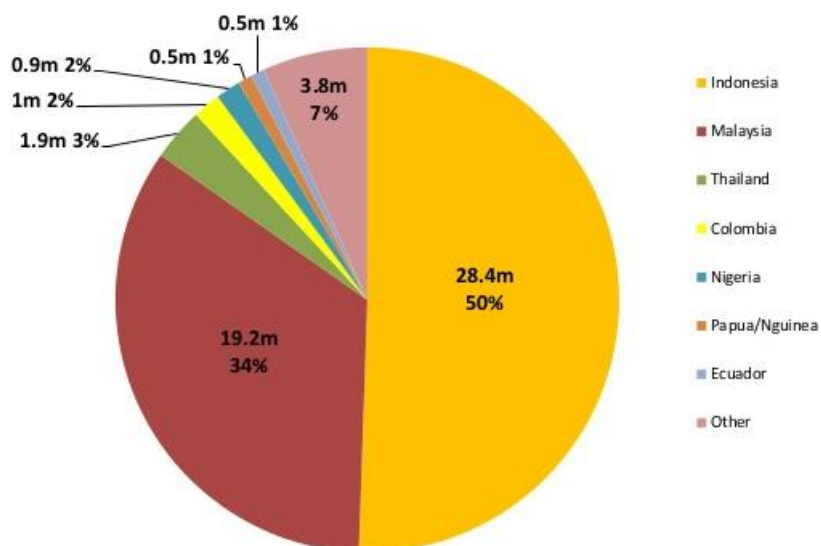
Slika 2.4. Struktura potrošnje biljnih ulja u svetu u periodu 2007-2015. god. (obuhvaćeno ulje repice, palmino, sojino, pamukovo, kokosovo, suncokretovo i ulje kikirikija), nap.: f-prognoza, e-procena [16]

Palmino ulje je jestivo biljno ulje i dobija se od mezokarpa (crvenkaste pulpe) od roda uljanih palmi, pre svega afričke sorte *Elaeis guineensis* i u manjoj meri od američkih sorti *Elaeis Oleifera* i *Attalea maripa*. Prirodno je crvenkaste boje zbog visokog sadržaja beta-karotena. Maseni udeo ulja u plodu je od 35 – 45%, sa prinosom ulja i do 5950 l/ha [17]. Proizvodnja palminog ulja beleži intenzivan rast u periodu 2000-2015. godine (slika 2.2.). Od 2004. godine to je biljno ulje koje se najviše proizvodi u svetu. U 2013. godini je udeo proizvedenog palminog ulja dostigao 35% od ukupne proizvodnje biljnih ulja (slika 2.3.), sa tendencijom daljeg rasta. Plantaža uljanih palmi, izgled ploda u grozdovima, mezokarpe i ulja, prikazani su na slici 2.5. Najveći proizvođači palminog ulja u svetu su Indonezija i Malezija, koji pokrivaju oko 84% svetske proizvodnje (slika 2.6.). Najveći svetska fabrika biodizela proizvedenog od palminog ulja

je finski pogon *Neste Oil*, biodizel postrojenje u Singapuru, otvoreno 2011. godine i proizvodi tkz. *NEKSBTL* biodizel. Organska materija (otpad) koji ostaje prilikom dobijanja palminog ulja, se koristi za proizvodnju peleta, koji se koristi kao biogorivo.



Slika 2.5. Plantaža uljanih palmi, plod u grozdovima, mezokarpa i ulje



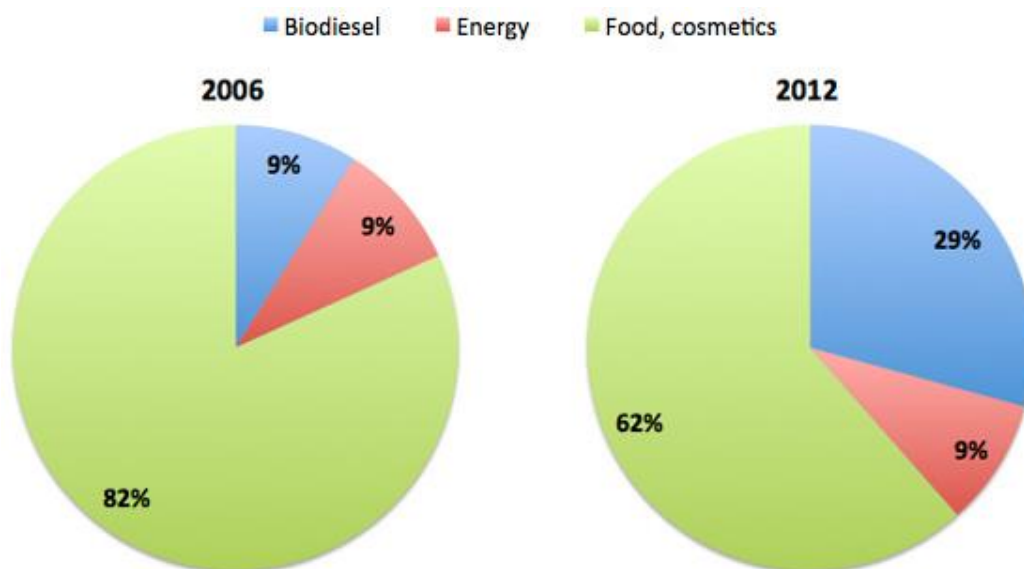
Slika 2.6. Proizvodnja palminog ulja u svetu u 2013. god., ukupno preko 56 miliona tona, [18]

Posmatrano po državama koje najviše koristi palmino ulje (generalno za sve namene), u periodu od 2007. do 2011. godine, prednjače Indija, Indonezija, Kina, države EU i Malezija (slika 2.7.). Da je palmino ulje veoma aktuelno za proizvodnju biodizela, potvrđuje i promena strukture potrošnje ovog ulja u državama EU u 2012. godini u poređenju sa 2006. godinom (slika 2.8.). Ukupan udeo potrošnje ovog ulja za potrebe ishrane i proizvodnju kozmetičkih

preparata, pao je sa 82% u 2006. god. na 62% u 2012.god., dok je potrošnja palminog ulja za proizvodnju biodizela porasla sa 9% u 2006. god. na 29% u 2012. god. Pri tom, se uvoz palminog ulja država EU povećao sa 4,34 miliona tona u 2006.god. na 6,8 miliona tona u 2012. god. Uvoz palminog ulja u 2014. godin. je bio na nivou uvoza iz 2012. god.[19].



Slika 2.7. Potrošnja palminog ulja u svetu, struktura po državama u periodu 2007-2011. god. [20]



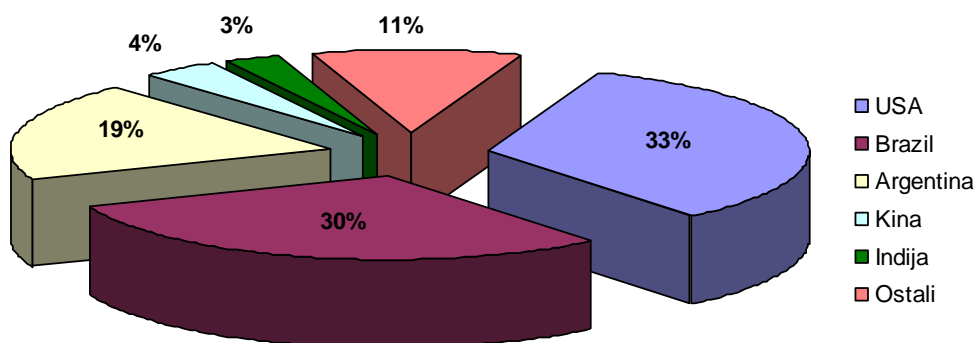
Slika 2.8. Struktura potrošnje palminog ulja u državama EU u 2006. i 2012. godini [21]

Soja je vrsta mahunarki poreklom iz istočne Azije. Danas se uzgaja širom sveta zbog brojne koristi ploda – semenja soje, bogatog proteinima (slika 2.9.).



Slika 2.9. Plantaža soje i plod-semenje (zrno) soje

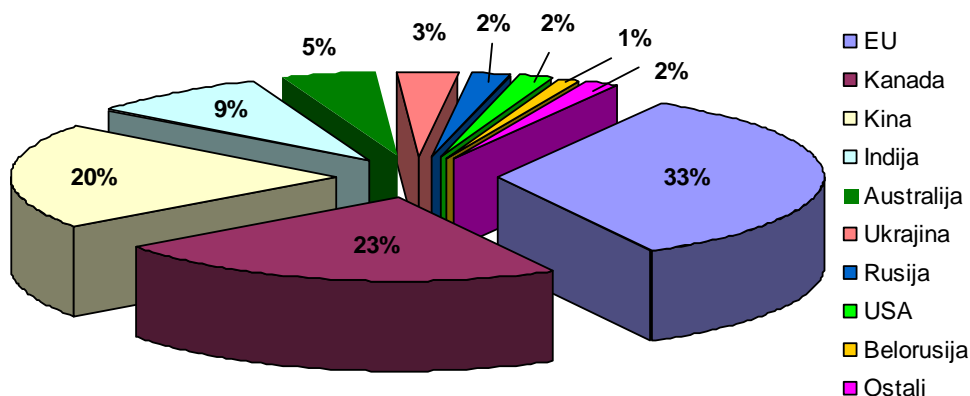
Najviše se uzgaja u USA, Brazilu i Argentini (slika 2.10.). Brojni su proizvodi od soje koji se koriste kao hrana ili u industriji. Klasifikuje se i kao uljarica (18 – 21% ulja u plodu).



Slika 2.10. Proizvodnja sojinog ulja u svetu u 2014. god., ukupno oko 45 miliona tona, [22]

U USA ima značaj strateškog proizvoda u poljoprivredi i glavna je sirovinaska baza za dobijanje biodizela, sa prinosom ulja oko 450 l/ha [17]. Čvrsta organska materija koji ostaje prilikom dobijanja sojinog ulja (sojina sačma), koristi se kao stočna hrana.

Uljana repica (*Brassica napus*) je uljarica iz porodice *Brassicaceae*, cveta svetlo žute boje. Uzgaja se za proizvodnju stočne hrane, biljnog ulja za ljudsku ishranu i proizvodnju biodizela i industrijske potrebe. Ulje repice se u 19. veku koristilo i kao lubrikant za parne motore (mašine). Sadržaj ulja u plodu se kreće od 39 – 45%, sa prinosom oko 1200 l/ha [17].



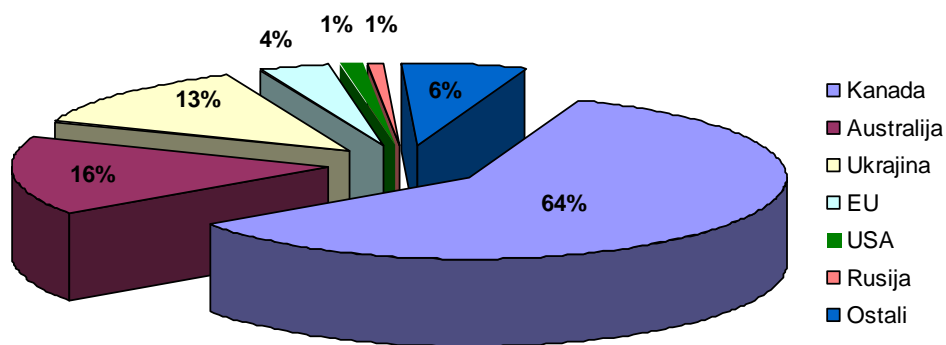
Slika 2.11. Proizvodnja uljane repice u svetu u 2014. god., ukupno oko 72 miliona tona, [23]

Biodizel proizveden u EU se u najvećem obimu proizvodi od ulja repice. Čvrsta organska materija koji ostaje prilikom dobijanja ulja koristi se i kao stočna hrana. Po podacima *USDA* (*United States of Agriculture*), vodeći proizvođači uljane repice u 2014. godini su bili EU, Kanada, Kina, Indija i Australija (slika 2.11.).

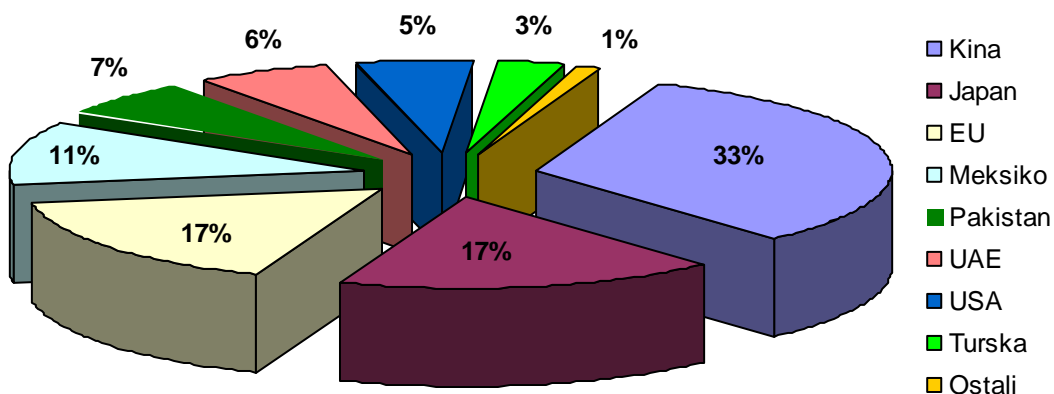
U istoj godini, najveći izvoznici su bili Kanada, Australija i Ukrajina (slika 2.12.), a najveći uvoznici Kina, Japan, EU i Meksiko (slika 2.13.).

Na slici 2.14. prikazano je polje uljane repice u cvetu, izgled cveta, semenja i ulja.

U literaturi se često sreće naziv *Canola* – dat određenim sortama uljane repice, ili ulju proizvedeno iz tih sorti. *Canola* je zaštitni znak za hibridne sorte uljane repice, u početku uzgajanih u Kanadi ("*Can - oil*" kao akronim za kanadsko ulje niske kiselosti).



Slika 2.12. Najveći izvoznici uljane repice u 2014. god., ukupno oko 14.5 miliona tona, [24]



Slika 2.13. Najveći uvoznici uljane repice u 2014. god., ukupno oko 14.5 miliona tona, [25]



Slika 2.14. Plantaža uljane repice, cvet, plod i ulje

Suncokretovo ulje se dobija od semena suncokreta - *Helianthus annuus* (slika 2.15.). Koristi se u ljudskoj ishrani (tradicionalno u istočnoevropskim kuhinjama) i industriji, posebno u izradi kozmetičkih preparata. Najvećih svetski proizvođači suncokretovog ulja su Ukrajina, Rusija i Argentina. Ulje je boje svetlog ćilibara, sa blagim i prijatnim ukusom. Rafinirano ulje je blede žute boje.

Sadržaj ulja u masi semena je do oko 36%, a u masi jezgra je od 45 – 55%, sa prinomom oko 950 l/ha [17]. Čvrsta organska materija koji ostaje prilikom dobijanja ulja koristi se i kao stočna hrana.



Slika 2.15. Polje suncokreta i plod

Jatropha je rod cvetnica iz familije *Euphorbiaceae*. Naziv potiče od grčkih reči *ιατρος* (iatros), što znači "lekar" i *τροφη* (trophe), što znači "ishrana". Kao i kod mnogih članova familije *Euphorbiaceae*, *Jatropha* sadrži jedinjenja koja su veoma otrovna. Goldman Saks je naveo *Jatropha curcas* kao jednu od najperspektivnijih kultura za buduću proizvodnju biodizela (slika 2.16.). Otporna je na sušu i štetočine, sa plodom koji sadrži 27 - 40% ulja i prinomom od oko 1900 l/ha [17].



Slika 2.16. *Jatropha* plantaža, izgled: ploda u "grozdu" i ubranog, semena i ulja

Ulje iz *Jatropha curcas* se uglavnom koristi za proizvodnju biodizela. Čvrsta organska materija koja ostaje nakon presovanja, može se koristiti za ishranu riba ili životinja (ako se prethodno detoksikuje), kao biomasa, za dobijanje biogasa ili visoko kvalitetnog organskog đubriva - kao bio-pesticid i u medicinske svrhe.

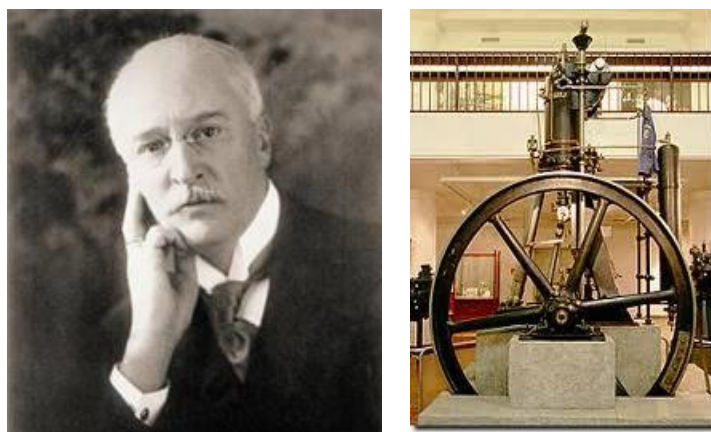
Jatropha curcas je zasađena i u sušnim i toplim regionima kao što su pustinjske oblasti Egipta, Indije i Madagaskara, sa dodatnim ciljem da doprinese smanjenju koncentracije CO₂ u atmosferi (redukuje i do 25 t CO₂ po hektaru godišnje).

Ulje od kikirikija je biljno ulje blagog ukusa dobijeno od ploda kikirikija - *Arachis hypogaea* (slika 2.17.). Koristi u kineskoj i kuhinjama jugoistočne Azije, kako za pripremu hrane tako i za dodatnu aromu. Plod kikirikaja sadrži 40 - 50% ulja sa prinomom oko 1050 l/ha [17].



Slika 2.17. Plantaža kikirikija, izgled korena, ploda i ulja

Na svetskoj izložbi u Parizu 1900. godine, Otto kompanija je, na zahtev francuske vlade, izložila dizel motor (pronalazač i konstruktor motora - *Rudolf Diesel* (1858 - 1913) – slika 2.18.), koji je kao pogonsko gorivo koristio ulje kikirikija, što je bila jedna od prvih zvaničnih demonstracija primene biljnih ulja kao goriva za dizel motore.



Slika 2.18. *Rudolf Diesel* (1858-1913) i njegov originalni motor iz 1897.godine, danas izložen u Deutsches Museum in Munich, Nemačka

Zaprepašćenje naučnika i inženjera je bilo toliko da se merilo sa “pompom“ koja je nepunu decenije ranije podignuta u vezi patentnog spora između *Rudolf Diesel*-a i *Herbert Akroyd-Stuart*-a u vezi dodele patentnog prava za motor sa kompresionim paljenjem.

Rudolf Diesel je još u to vreme imao viziju primene biljnih ulja kao pogonskih goriva: “*The use of vegetable oils for engine fuels may seem insignificant today, but such oils may become, in the course of time, as important as petroleum and coal tar products of the present time*” (1912). Mnogo godina nakon njegove smrti, primena biljnih ulja (i goriva proizvedenih od biljnih ulja) za pogon motora je postala stvarnost.

Kokosovo ulje je ulje izdvojeno iz jezgra (mesa) zrelih kokosa ubranih od kokosavih palmi - *Cocos nucifera* (slika 2.19.). Koristi se u ishrani i kozmetici. Mnoge zdravstvene organizacije savetuju da redovno konzumiranje kokosovog ulja, zbog svojih visokih nivoa zasićenih masti može da poveća rizik od kardiovaskularnih bolesti. Jezgro kokosa sadrži 50 - 65% ulja. Prinos ulja je oko 2700 l/ha [17].



Slika 2.19. Plantaža kokosovih palmi, plodovi u grozdu, jezgro kokosa i ulje

Filipini, Vanuatu, Samoa i nekoliko drugih tropskih zemalja koriste kokosovo ulje kao sirovinu za proizvodnju biodizela za pogon dizel motora i agregata.

Mustard (senf) su biljke iz familije *Brassica* i *Sinapis* (slika 2.20.). Seme senfa se uglavnom koristi kao začim. Presovanjem semenja dobija se ulje dok je lišće jestivo. Semenje senfa je okruglog oblika prečnika 1 - 2 mm i može biti od blede-žućkaste do crne boje i od uticaja je na boju ulja.

Sadržaj ulja u masi semenja je do 30% a prinos ulja oko 570 l/ha [17].



Slika 2.20. Polje Mustard-a, tamnije i svetlije semenje i odgovarajuća ulja

Konoplja (slika 2.21.) je naziv koji se obično koristi za sorte visokog rasta biljke *Cannabis* i njenih proizvoda: vlakna, semenja i ulja. Koristi se u farmaceutskoj i industriji hrane, za proizvodnju voska, smole, konopaca, tkanine, celuloze, papira i u manjoj meri za dobijanje biodizela.



Slika 2.21. Plantaža konoplje, izgled semenja i ulja

Semenje konoplje sadrži 25 – 30% proteina i do 45% ulja. Prinos ulja je oko 360 l/ha. Biodizel proizveden od konoplje je poznat i kao "*hempoline*". Konoplja se najviše uzgaja u Kini.

Mahua (*Madhuca Longifolia*) je indijski tropsko brzo-rastuće drvo koje može dostići visinu do 20 m i pripada familiji *Sapotaceae* (slika 2.22.).

Uzgaja se zbog semenja bogatog uljem (rod je između 20 i 200 kg semenja godišnje po stablu, zavisno od starosti i veličine drveta), cvetova i drveta. Ulje se koristi u ishrani, za negu kože, proizvodnju sapuna i deterdženata i kao lož ulje. Organska materija (nakon ekstrakcije ulja) koristi se kao đubrivo. Semenje Mahua-e sadrži oko 16% proteina i od 20 do 50% ulja. Cvetovi se koriste za proizvodnju alkoholnog pića, karakterističnog za tropske krajeve Indije.

Za određeni delove stabla i grana, uključujući i koru, smatra se da poseduju lekovita svojstva. Zbog svoje korisnosti, od strane mnogih plemenskih zajednica se smatra svetim drvetom.



Slika 2.22. Drvo Mahua-e, cvet, plod, semenje i ulje

Lan (*Linum usitatissimum*) je član roda *Linum* iz porodice *Linaceae* (slika 2.23.). Koristi se u ishrani, tekstilnoj, hemijskoj i drvnoj industriji. Vlakna lana iz stabljike biljke prirodno su glatka i ravna i dva do tri puta jača od pamučnih. Postoje dve osnovne varijante seminja – braon i žute (zlatne) boje. Koristi se za dobijanje ulja, kao nutritivnog dodatka (kao i braon semenje – posebno opna semenja). Laneno ulje je jedno od najstarijih komercijalnih biljnih ulja. Koristi se i u hemijskoj industriji boja i lakova kao i u slikarstvu. Lan se gaji i kao ukrasna biljka.



Slika 2.23. Polje lana u cvetu, kapsule, braon i žuto semenje i ulja

Semenje lana sadrži i do 42% ulja. Najveći svetski proizvođači lana su Kanada, Kina i Rusija.

Pennicress ili Thlaspi arvense je evroazijski biljka sa karakterističnim okruglim i ravnim mahunama, naturalizovana u USA gde se razvija kao uljarica za proizvodnju biodizela (slika

2.24.). Specifičnost ove biljke i vrlo bitna karakteristika je da ova vrsta može biti zasejana u jesen (na pr. nakon žetve soje u USA). Biljka klija i formira vegetativnu masu koja može prezimiti. Nakon prolećne žetve, za koju nije potrebna posebna mehanizacija, seme bogato uljem (oko 36%) se može koristiti kao sirovina za proizvodnju biodizela. Na mestu *Pennciress* strnjišta, može se odmah sejati soja. Ova ciklusna kompatibilnost omogućava dvostruku rodnost u istoj godini. Moguća je i rotacija kultura "kukuruz – *Pennciress* – soja" u dvogodišnjem periodu.



Slika 2.24. *Pennciress* u cvetu, mahune, žetva, izgled semenja i ulja

Pongamia ulje se dobija iz semenja ploda drveta *Millettia Pinnata* (slika 2.25.) poznatog i kao *Pongamia Pinnata* ili *Pongamia glabra*, poreklom iz tropskih i umerenih područja Azije.



Slika 2.25. *Millettia Pinnata* u cvetu, mahune, semenje i ulje

Biljka je poznata i kao indijska bukva, *Pongam*, *Karanja*, *Honge*, *Kanuga* i *Naktamala*. Rasprostranjena je širom sveta. Drvo biljke raste do 15 - 25 m visine sa krošnjom koja se prostire isto tolikom širinom. Biljka stvara mahune od oko pete godine uvećavajući prinose do oko desete godine. Semenje je težine od oko 1,1 do 1,8 g, a prinos po stablu varira od oko 10 do više od 50 kg u zavisnosti od uslova i starosti biljke. Plodovi i izdanci, zajedno sa semenom, koriste se u tradicionalnim medicinskim preparatima, dok ulje i ostatak biljke mogu izazvati mučninu i povraćanje ako se progutaju. Semenje sadrži 25 - 40% ulja.

Osim za proizvodnju biodizela, koristi se tradicionalno i kao ulje za svetiljke, izradu sapuna i kao lubrikant.

Ricinus (*Ricinus communis*) je skrivenosemenica iz familije *Euphorbiaceae*, autohtona na jugoistoku Mediteranskog basena, istočnoj Africi i Indiji, ali je široko rasprostranjena i u tropskim regionima a uzgaja se i na drugim mestima kao ukrasna biljka. Izgled biljke, ploda u "grozdu", semenja i ulja, prikazan je na slici 2.26.



Slika 2.26. *Ricinus*, oformljen "grozd", seme i ulje

Koristi se koren i list biljke kao i cvet, plod i ulje i to u medicini, farmaciji, kozmetici, za izradu nakita, proizvodnju boja, premaza, mastila, voskova, lakova, ishranu svilene bube (Indija). U starom Egiptu se ricinusovo ulje koristilo za lampe za osvetljenje (4000 godina p.n.e.). U periodu oko prvog svetskog rata ricinusovo ulje je korišćeno kao lubrikant za motore sa unutrašnjim sagorevanjem, uključujući i avionske. Bilo je popularno za podmazivanje dvotaktnih motora zbog visoke otpornosti na toplotu u odnosu na mineralna ulja, ipak - sa tendencijom ostavljanja naslaga ugljenika i lakova u motoru. Koristi se i kao ukrasna biljka u parkovima i drugim javnim površinama, može da dostigne visinu od 2 - 3 m. U oblastima koje su sklone mrazu, uzgaja se kao jednogodišnja biljka. U manjoj meri se koristi za proizvodnju

biodizela (Brazil – *Mamona* ulje). Semenje sadrži oko 50% ulja. Najviše se uzgaja u Indiji. Ricinus može biti izazivač alergija, astmi, osipa i smatra se toksičnim. Smatra se da je 4 – 8 semenki ricinusa smrtonosna doza kod odraslih. Ricinusovo ulje je komercijalno dostupno kao hladno ceđeno i nije toksično za ljude u propisanim dozama, bilo unutrašnje ili spoljne upotrebe.

Ulje semena pamuka je jestivo ulje dobijeno ekstrakcijom iz semena pamuka biljaka raznih vrsta, uglavnom *Gossypium hirsutum* i *Gossypium herbaceum* (slika 2.27.). Ova kultura se prvenstveno uzgaja zbog pamučnih vlakana (za potrebe tekstilne industrije), stočne hrane i dobijanja ulja.



Slika 2.27. Polje pamuka, seme i ulje

Semenje čini oko 15% mase useva, sa oko 20% proteina, 30-40% ulja i 3.5% skroba. Ulje se koristi i u prehrambenoj industriji i kozmetici.

Susam (*Sesamum indicum*) je biljka cvetnica roda *Sesamum*, autohtonog porekla iz subsaharske Afrike i Indije (*Sesamum indicum* - gajeni tip – slika 2.28.). Veoma tolerantan na sušu i raste gde mnogi usevi ne mogu uspeti. Široko je naturalizovan u tropskim regionima širom sveta i gaji se zbog svog jestivog semenja, koje raste i razvija se u kapsulama.



Slika 2.28. Plantaža susama u cvetu, kapsule sa semenjem, semenje i ulje

Semenje susama je jedna od najstarijih poznatih uljarica (oko 4000 godina). Semenje se uglavnom koriste u ishrani, dok se ulje semena susama, osim u ishrani, koristi i u medicini, kozmetici, hemijskoj industriji a ređe i za proizvodnju biodizela.

Najveći proizvođači susama su Mijanmar, Indija, Kina i Sudan najveći svetski uvoznik je Japan. Semenje susama sadrži oko 48% ulja kao i 17% proteina.

Susam je alergjen kod malog procenta ukupne ljudske populacije, ali je ozbiljan alergjen kod ljudi koji već pokazuju simptome alergije na drugim namirnicama.

Kukuruzno ulje se dobija od zrna kukuruza (slika 2.29.). Zrna kukuruza se koriste u ljudskoj i ishrani životinja, kao i u industriji - skrob od kukuruza se koristi u proizvodnji nekih plastika, tkanina, lepila, i mnogim drugim hemijskim proizvodima. Ulje se dosta koristi u pripremi hrane, ipak, zbog većeg odnosa nivoa omega-6 masnih kiselina u odnosu na omega-3 masne kiselina u svom sastavu (49:1), intenzivna upotreba ovog ulja u ishrani povećava verovatnoću pojave nekih bolesti (na pr. rak dojke, prostate, depresija). Ulje se, takođe, koristi i kao sastojak mnogih prehrambenih proizvoda.



Slika 2.29. Polje kukuruza, plod i ulje

Sadržaj ulja u zrnu kukuruza kreće se oko 30%. Po pitanju sirovine za proizvodnju alternativnih goriva, kukuruz je prilično zastupljen u proizvodnji etanola (US), biogasa (Nemačka) i generalno biomase a manje u proizvodnji biodizela. Najveći svetski proizvođači kukuruza su US, Kina i Brazil.

Alge su veoma respektabilan potencijalni izvor sirovinske materije za proizvodnju ulja i potom biodizela. Bogate su uljima (oko 50%), a prilikom rasta i razvoja, u procesu fotosinteze, koriste značajnu količinu CO₂, što ih čini još atraktivnijom potencijalnom sirovinskom bazom za proizvodnju biodizela. Na slici 2.30.a. prikazana je izgled tipične plantaža za uzgoj algi.



Slika 2.30.a. Plantaža algi, izgled algi i ulja

Početni viši kapitalni i operativni troškovi uzgajanja, tehnološkim napretkom u uzgoju i preradi kao i finansijskim olakšicama (od strane državnih institucija), godinama se umanjuju i doprinose da proizvodnja biodizela iz algi, u bliskoj budućnosti, postane ekonomski veoma komercijalna poljoprivredno-industrijska grana. Tehnološki savremena postrojenja za uzgoj algi omogućavaju proizvodnju ulja od koga se može dobiti 100 (i više) tona biodizela po hektaru angažovane površine zemljišta [26], koje pritom može biti zemljište nepodobno za druge poljoprivredne kulture, tehnološki sa minimalnim uticajem na resurse sveže vode, s obzirom da se može koristiti slani rastvor i otpadna voda. Na slici 2.31. prikazano je izgled bioreaktorskog postrojenja za uzgoj algi.



Slika 2.30.b. Bioreaktorsko postrojenje za uzgoj algi

2.4. KARAKTERISTIKE BIODIZELA KAO GORIVA ZA DIZEL MOTORE

Hemijski postupak estrifikacije biljnih ulja u cilju dobijanja biodizela nije komplikovan proces, a suštinski se svodi na razlaganje velikih i složenih molekula na jednostavnije, i po veličini manje. U osnovi, objašnjenje ovog procesa je: jedan mol triglicerida (ulja/masti) i tri mola alkohola pod dejstvom kalijum hidroksida (KOH), razlažu se na tri mola monoalkalnog estra i jedan mol glicerina uz ostatak reakcionih produkata [1]. Na pr. u reakciji 100kg ulja repice i 11 kg metanola uz dejstvo katalizatora (KOH – “živa soda”), dobija se 100 kg metilestra ulja repice i 11 kg glicerina. Tehnološki napredak je omogućio da efekat saponifikacije – stvaranje sapuna koji se izdvaja sa glicerinom, bude prevaziđen i da se tako dobijeni glicerin može koristiti u hemijskoj industriji.

Ukoliko je bazno ulje na pr. ulje repice, estrifikacijom metil estrom se dobija gorivo naziva *metilestar ulja repice* (MER, RME, ROME, FAME od *Fatty Acid Methyl Esters* – metil estri masnih kiselina), a estrifikacijom etilestrom - gorivo naziva *etilestar ulja repice* (EER, REE, ROEE, FAEE) i sl. Analogno, za biodizel od ulja soje, koriste se oznake SME ili SEE i sl.

Zbog karakteristika koje su po mnogo čemu slične karakteristikama konvencionalnog dizel goriva, ovakvo gorivo je dobilo naziv - “*biodizel*”, sa i u nazivu izraženom asocijacijom na sličnost sa konvencionalnim dizel gorivom i prefiksom koji jasno podseća na poreklo goriva.

Biogoriva, generalno, mogu generacijski da se klasifikuju (tabela 2.2.) na osnovu svojih proizvodnih tehnologija i održivosti razvoja uključujući sve implementirane uticaje i efekte od uzgoja do i nakon upotrebe [27, 28, 29]. Prva generacija biogoriva (u literaturi se često koristi i naziv "konvencionalna biogoriva") se obično proizvodi od sirovinske baze koja se koristi u ishrani. Povećanje korišćenja ovih sirovina za proizvodnju biogoriva izazvao je zabrinutost raznih institucija, kompanija i istraživača o održivosti i globalnog uticaja dobijanja biogoriva od kultura koje se inače koriste u ishrani i njihove primene, generalno. Brojne su analize vršene u tom smislu, često sa potpuno suprotnim zaključcima. Pri tom, po mišljenju autora, iako se po pravilu, često ne navode izvori finansiranja pomenutih analiza i istraživanja, veoma je veliki uticaj globalnih i lokalnih energetskih konglomerata, kompanija i drugih sfera uticaja i moći na pomenute analize, istraživanja i zaključke. Struktura potrošnje biljnih ulja u svetu u periodu 2007-2015. godine prikazana je na slici 2.4. Druga generacija biogoriva je trebalo da eliminiše ovaj potencijalni efekat i omogući proizvodnju biogoriva od, prevashodno, kultura koje se se ne koriste prvenstveno u ishrani.

Tabela 2.2. Generacijska klasifikacija biogoriva [27, 28, 29]

Generacija biogoriva	Sirovine	Postupak prerade	Primeri goriva
prva	šećerna trska, uljarice i dr. usevi koji se koriste i u ishrani, životinjske masti	fermentacija, estrifikacija	bioalkoholi, biljno ulje, biodizel, <i>biosyngas</i> , biogas
druga	usevi koji se ne koriste u ishrani, vegetacija pšenice, kukuruza i sl., drvo, otpad	fermentacija, estrifikacija, gasifikacija, piroliza i dr. termohemijski procesi	bioalkoholi, biljno ulje, biodizel, <i>bio-DMF</i> , biovodonik, <i>bio-Fischer-Tropsch</i> dizel
treća	brzorastuće i kulture uzgajane na "neobradivom zemljištu", alge, mikroorganizmi, kulture razv. teh. molekularne biologije	kao i kod II generacije, teh. molekularne biologije	bioalkoholi, biljno ulje, biogas, biovodonik, biodizel
četvrta	kao i III gen. i kulture razvijene genetičkim inženjeringom	kao i kod III gen., genetički inženjering, sve uz CCS efekat	kao i kod III gen. sva u okviru koncepta <i>BECS</i>

Treća generacija biogoriva, generalno, obuhvata biogoriva dobijena od brzorastućih kultura i kultura uzgajanih na zemljištu koje se inače ne koristi za uzgoj kultura koje se koriste u ishrani, algi, mikroorganizama i dr. kultura i organizama razvijenih tehnikama molekularne biologije. Četvrta generacija biogoriva uključuje i genetički inženjering u razvoju i postupcima prerade sirovinske baze koji omogućuje "Carbon Capture and Storage" (CCS), odnosno "hvatanje i skladištenje" ugljenikovih jedinjenja koja nastaju na nivoima uzgoja sirovina (alge i mikroorganizmi) i tehnologije prerade (a bila bi emitovana u atmosferu) i njihovo geološko skladištenje (na pr. u iscrpljenim gasnim i naftnim poljima) ili mineralno skladištenje (kao karbonata). Za bioenergiju koja se dobija iz biogoriva četvrte generacije, kaže se da zadovoljava koncept "Bionergy with Carbon Storage" (BECS).

Jasno je da zahtevi (vrsta sirovine, postupci prerade) treće, a pogotovu četvrte generacije biogoriva redukuju broj država koje bi potencijalno mogle biti proizvođači biogoriva,

na tehničko-tehnološke razvijene države, koje inače ili nisu previše zavisne od uvoznih konvencionalnih naftnih energenata ili je ta zavisnost kontrolisana ekonomskom, političkom a često i vojnom moći istih. Pri tom, ne treba zaboraviti, da je jedan od primarnih početnih ciljeva primene alternativnih izvora energije (uključujući i biogoriva) bio upravo smanjenje zavisnosti od fosilnih energenata.

Kada se govori o biodizelu kao gorivu za dizel motore, zahtevi o kvalitetu i karakteristikama koje ovo gorivo mora da ispuni definisani su standardima. U USA je to ASTM D 6751 a u EU je EN 14214. U Republici Srbiji je na snazi SRPS EN 14214 (tabela 2.3.), koji je identičan odgovarajućem u EU.

Tabela 2.3. Karakteristike biodizela po standardu SRPS EN 14214

Karakteristike	Jedinice	Metoda	Granična vrednost	
			min	max
Gustina na 15 °C	kg/m ³	EN ISO 3675	860	900
Kinematička viskoznost 40 °C	mm ² /s	EN ISO 3104	3.5	5.0
Stepen estrifikacije	mas. %	EN 14103	96.5	
Tačka paljenja	°C	EN ISO 3679	101	
Tačka filtrabilnosti (CFPP – Cold Filter Plugging Point)	°C	EN 116		+5 leti -15 zimi
Sadržaj sumpora	mg/kg	EN ISO 20884		10
Koksnostatak po Conradsonu (10% destilacionog ostatka)	mas. %	EN ISO 10370		0.3
Cetanski broj		EN ISO 5165	51	
Sadržaj sulfatnog pepela	mas. %	ISO 3987		0.02
Sadržaj vode	mg/kg	EN ISO 12937		500
Ukupna nečistoća	mg/kg	EN 12662		24
Korozija na bakar 3h na 50 °C	stepen kor.	EN ISO 2160		1
Neutralizacioni broj	mgKOH/g	EN 14104		0.5
Sadržaj metilestra linolenske kiseline	mas. %	EN 14103		12
Sadržaj metilestra masnih kiselina sa više od 3 dvočubne veze	mas. %			1
Ukupnan sadržaj alkalnih metala	mg/kg	EN 14108 EN 14109		5
Sadržaj metanola	mas. %	EN 14110		0.2
Monogliceridi				0.8
Digliceridi	mas. %	EN 14105		0.2
Trigliceridi				0.2
Slobodni glicerol	mas. %	EN 14105		0.02
Ukupni glicerol	mas. %	EN 14105		0.25
Sadržaj fosfora	mg/kg	EN 14107		10
Jodni broj	mgJ/100g	EN 14111		120
Oksidaciona stabilnost, 110 °C	h	EN 14112	6.0	

Prema [1] hemijska formula metilestra ulja repice (MER) je $C_{19}H_{35.2}O_2$ a molarna masa oko 296 g/mol, dok je na primer prema [30] hemijska formula MER-a $C_{21}H_{38}O_2$ a molarna masa 323.4 g/mol, što je posledica različitosti kako osnovnog ulja tako i samog procesa estrifikacije. U odnosu na bazno ulje, molarna masa metilestra ulja repice je oko 3 puta manja (tabele 2.1. i 2.3.). Kao što je već napomenuto, suština estrifikacije ulja repice je u razlaganju velikih i složenih molekula ulja na jednostavnije i po veličini manje molekule. Upravo zbog značaja

stepena estrifikacije ova veličina je propisana standardom – po SRPS EN 14214 (tabela 2.3.) stepen estrifikacije trebalo bi da bude najmanje 96.5%.

Kinematička viskoznost biodizela je nešto veća u odnosu na dizel gorivo ali je znatno manja u odnosu na bazno ulje što je, takođe, u direktnoj zavisnosti od stepena estrifikacije.

Upoređujući krive destilacije nafte i metilestra [1] može se zaključiti da je za biodizel kriva isparljivosti znatno nepovoljnija u odnosu na dizel gorivo. Sa aspekta primene u dizel motorima, poželjno bi bilo da je isparljivost veća u području nižih temperatura. Naime, 50% isparljivost biodizela postiže se na temperaturi koja je za oko 80 °C viša od odgovarajuće za dizel gorivo. To znači da se za istu homogenost smeše oba goriva, za biodizel mora teorijski obezbediti bar za toliko viša temperatura u kompresionom prostoru cilindra, što u principu ne predstavlja problem, s obzirom da je kod savremenih dizel motora ova temperatura znatno viša.

Neke uporedne karakteristike dizel goriva i biodizela dobijenih od različitih baznih ulja prikazane su u tabeli 2.4.

Tabela 2.4. Uporedne karakteristike dizel goriva i nekih biodizela

Karakteristike	dizel	Biodizel od:							
		uljane repice	soje	suncokreta	uljane palme	<i>Jatropha-e</i>	<i>Karanja-e</i>	<i>Mustard-a</i>	algi
Gustina (15 °C) (kg/m ³)	820-845	869-902 ^{b)}	876-925 ^{b)}	850 ^{b)} -884 ^{u)}	859 ^{k)} -883 ^{b)}	865 ^{q)} -882 ^{e)}	~894 ^{g)}	865 ^{k)}	820-890 ^{x)}
Kinematička viskoznost (40 °C) (mm ² /s)	2-4.5	4.4 ^{b)} -5.65 ^{u)}	4.1 ^{h)} , 4.4-4.9 ^{b)}	4.03 ^{u)} -4.9 ^{b)} 4.98 ^{w)}	3.7 ^{u)} , 4.8 ^{b)} -5.7 ^{h)}	4.84 ^{c)} -5.56 ^{u)}	4.41 ^{o)} -5.8 ^{g)}	5.66 ^{u)} -5.76 ^{k)}	3.68 ^{x)} -4.52 ^{u)}
Tačka paljenja (°C)	min 56	166-179 ^{u)}	171 ^{u)} -195 ^{b)}	89 ^{w)} -187 ^{b)}	167 ^{b)} -176 ^{u)}	170 ^{u)} -191 ^{c)}	114 ^{r)} -168 ^{o)}	150 ^{k)}	>160 ^{u)}
Cetanski broj	min 51	>51 ^{m)} -54 ^{r)}	48 ^{b)} -51.3 ^{p)}	49 ^{b)}	59 ^{k)} -64.6 ^{l)}	51-52 ^{c)}	50.8 ^{o)} -54.5 ^{r)}	54.9 ^{u)}	51-65.5 ^{x)}
Donja toplotna moć (MJ/kg)	~42.5 ^{d)}	36.3 ^{b)} -38.2 ^{m)}	36.7 ^{b)} -38.4 ^{f)}	~36 ^{b)} -38.4 ^{u)}	36.3 ^{k)} -37.5 ^{u)}	38.5 ^{c)}	35.9 ^{r)} -37.9 ^{o)}	~36.7 ^{k)}	33.3-36.5 ^{x)}
Tačka filtrabilnosti CFPP (°C)	max +5 leti max -15 zimi	-10 do -6 ^{u)} , -9 ^{s)}	-7 do -5 ^{b)} , -2 ^{s)}	-4 ^{u)} do -12 ^{w)}	10 do 14 ^{u)} , 12 ^{s)}	2 ^{s)}	3 ^{t)}	-5 ^{u)}	-2.6 do -11.7 ^{x)}
Tačka stinjanja CP (°C)	max +3 leti max -5 zimi	-3 ^{s)} , -1 do 8 ^{b)}	0 do 1 ^{b)}	-1 ^{b)} , 0 do 4 ^{u)}	6 do 8 ^{b)} , 16 ^{k)}	4 ^{s)} , 13 ^{q)}	6 ^{w)} -13.6 ^{g)}	4 ^{u)} , 5 ^{k)}	-5 ^{u)}
Jodni broj (mgJ/100g)	-	97.4 ^{u)} -114 ^{v)}	120-133 ^{u)}	132 ⁿ⁾	50 ^{v)} -59 ^{u)}	105 ^{u)}	83 ^{o)}	102 ^{k)}	65-109 ^{x)}
Oksidaciona stabilnost (110°C) (h)	max 2.5 ^{y)}	6.5 ^{v)}	7.1 ^{l)}	0.8 ^{u)} -2.7 ^{w)}	14.7 ^{v)}	2.3 ^{u)}	2.98 ^{w)}	1.1 ^{u)} -16 ^{k)}	5.6-95.7 ^{x)}

^{a)}EN 590, ^{b)}[31], ^{c)}[32], ^{d)}[1], ^{e)}[33], ^{f)}[34], ^{g)}[35], ^{h)}[36], ⁱ⁾[37], ^{k)}[38], ^{l)}[39], ^{m)}[40], ⁿ⁾[41], ^{o)}[42], ^{p)}[43], ^{q)}[44], ^{r)}[45], ^{s)}[46], ^{t)}[47], ^{u)}[48], ^{v)}[49], ^{w)}[50], ^{x)} granična(e) vrednost(i) za 9 vrsti algi sa cetanskim brojem ≥51 i CFPP <0°C [51], ^{y)} u mg/100ml po EN 590, ^{z)}[52].

Za cetanski broj, za oba goriva, odgovarajućim standardima je propisana ista minimalna vrednost. Takođe, povećanje stepena estrifikacije utiče i na povećanje cetanskog broja [1, 53]. Po potrebi, dodavanjem odgovarajućih aditiva, može se povećati cetanski broj biodizela.

Kao kvalitativno bitne činjenice o biodizelu kao gorivu dizel motora ističe se i maseni udeo kiseonika od oko 10% [54], odnosno 11-15% [37], kao i nepostojanje sumpora [55]. Prisustvo kiseonika u sastavu biodizela značajno je sa aspekta sagorevanja. Što se sumpora tiče, činjenica je da mnoga istraživanja potvrđuju da ga ni u sastavu biodizela ni u izduvnim gasovima nema. Pa ipak, u nekim istraživanjima [1] potvrđeno je prisustvo sumpornih oksida u izduvnim gasovima, što se objašnjava njegovim poreklom iz zemljišta na kome je sirovinska baza odgajana. Prisustvo sumpora u biodizelu predviđena je odgovarajućim standardima (pr. tabela 2.3.).

Biodizel od ulja repice se, u poređenju sa biodizelima dobijenih od drugih biljnih ulja, pokazao kao jedan od najpogodnijih sa stanovišta upotrebe kao gorivo za dizel motore [1]. Većina drugih biodizela su manje oksidacione i termičke stabilnosti sa neodgovarajućim jednim brojem ili neodgovarajućim tačkama filtrabilnosti (CFPP) i stinjanja (CP) (tabela 2.4.). Izuzetno, biodizel dobijen od algi je po svojim karakteristikama takođe visoko pozicioniran kao gorivo za dizel motore (tabela 2.4.), ali se kao relativno novo gorivo, sa specifičnom tehnologijom dobijanja, još uvek mnogo manje proizvodi i koristi u odnosu na biodizel od uljane repice, soje, uljanih palmi i td.

Vrednost jednog broja pokazatelj je stabilnosti biodizela na oksidaciju. Biodizel sa višim jednim brojem lakše oksiduje u dodiru sa vazduhom. Takođe, biodizel sa visokim jednim brojem teži da polimerizuje i formira naslage na brizgačima i klipnim prstenovima. Vrednost jednog broja zavisi od sirovine od koje se biodizel dobija i ograničen je standardima u različitim regionima sveta – u EU (EN 14214 – tabela 2.3.) i Japanu maksimalno do 120 (u EU do 130 za biodizel kao lož-ulje), do 140 u Južnoj Africi, u Brazilu nije limitiran a u USA, Australiji i Indiji nije ni uključen u standardima (da ne bi isključili sirovine poput ulja soje i suncokreta za proizvodnju biodizela).

U principu, sagorevanje biodizela ima svojstva vrlo bliska sagorevanju konvencionalnog dizel goriva i uz to sagoreva bez bitnih koksni ostataka. Upotreba biodizela kao goriva dizel motora može biti u formi čistog biodizela (B100) ili mešavine biodizela i klasičnog dizel goriva u različitim mešavinskim odnosima (najčešće B5, B7, B10, B20 i td). Oznakom B20 označava se gorivo mešavina biodizela i dizel goriva sa 20% biodizela i 80% dizela i sl. Mešavinama biodizela i dizel goriva, kao i čistom biodizelu, mogu se dodavati različite supstance u cilju poboljšanja karakteristika goriva i rada motora, o čemu će u nastavku biti više reči.

Pri upotrebi biodizela i mešavina biodizela sa dizelom, primećen je pad vrednosti efektivne snage i efektivnog momenta motora u odnosu na rad sa dizel gorivom [56]. Pad vrednosti raste sa povećanjem udela biodizela u mešavini sa dizelom. Najveći pad je uočen sa gorivom B100 i to na režimima rada motora koji odgovaraju maksimalnoj (nominalnoj) efektivnoj snazi i maksimalnom efektivnom momentu (5-10%). Autori ovo objašnjavaju nižom donjom toplotnom moći biodizela (RME) u odnosu na dizel gorivom. Pri tom dolazi do povećanja efektivne specifične potrošnje goriva i to maksimalno za oko 12% za gorivo B100. Autori [57] pri upotrebi mešavine biodizela od soje (SME) i dizela podjednakih zapreminskih odnosa (B50) nisu uočili bitnu promenu snage motora, ali ističu da dolazi do rasta specifične potrošnje goriva, takođe usled razlika donjih toplotnih moći goriva i veće gustine i viskoznosti B50 u odnosu na dizel gorivo. Do sličnih zaključaka došla je i grupa autora [39] u čijim rezultatima istraživanja je zabeležen pad efektivnog momenta motora od oko 1.5% (za B10) do oko 4.7% (za B100), uz rast efektivne specifične potrošnje goriva od oko 2% do oko 9% (sa porastom udela biodizela u mešavini), u odnosu na rad motora sa dizelom, zbog niže donje toplotne moći biodizela u

odnosu na dizel. Autori su uočili i pad temperature izduvnih gasova od oko 1.46% do 5% (sa porastom udela biodizela u mešavini). Pri upotrebi mešavine *Karanja* biodizela i dizela, pad vrednosti efektivnog momenta je primetan tek sa porastom udela biodizela u mešavini iznad 20% [35]. Eksperimentalna istraživanja performansi dizel motora u radu sa *Mustard* biodizelom [38] i mešavinama biodizela od ulja kokosa i dizela [58], takođe ukazuju na mali pad snage i momenta motora, uz povećanje specifične potrošnje goriva, zbog niže donje toplotne moći, a veće gustine i viskoznosti biodizela u odnosu na dizel. U preglednom radu [59], se naglašava da je u većini radova uočeni pad snage motora pri radu sa B100 u odnosu na dizel, procentualno manji, a porast specifične potrošnje goriva otprilike u rangu sa procentualnim razlikama toplotnih moći goriva. Zabeležena je i nešto veća časovna potrošnja goriva B100 u odnosu na rad motora sa dizelom. Niža donja toplotna moć, veća viskoznost i gustina, te lošije raspršivanje i veće kapi goriva i manje kvalitetno obrazovanje smeše, uzroci su malog pada snage i stepena korisnosti a povećanja specifične potrošnje goriva [3]. Analiza karakteristika ubrizgavanja goriva ukazuje na raniji početak ubrizgavanja, duže trajanje i rast pritiska ubrizgavanja, sa povećanjem udela biodizela u mešavini sa dizelom [60]. Zbog manje donje toplotne moći B100, efektivna snaga je manja za oko 5%, efektivna specifična potrošnja je veća za oko 10%, dok su temperatura izduvnih gasova i pritisci u cilindru niži u odnosu na rad motora sa dizelom. Ipak, moguće je naći optimalno vreme predubrizgavanja tako da efektivna snaga, efektivna specifična potrošnja goriva, temperatura izduvnih gasova, pritisci u cilindru i druge važne karakteristike rada motora budu na prihvatljivom nivou, pri upotrebi B100 u odnosu na dizel [61].

Uticao B100 na metalne površine sa kojima dolazi u dodir pri upotrebi u dizel motorima je u rangu uticaja dizel goriva na iste [60, 62], a zbog veće viskoznosti povoljno utiče na podmazivanje pokretnih delova sa kojima dolazi u dodir i usled toga na malo smanjenje nivoa buke, u odnosu na rad motora sa dizelom [58, 63]. Ipak, treba reći da uticaj biodizela na podmazivanje zavisi od sirovina od koje je proizveden. Biodizel proizveden od ulja *Jatropha-e* ima veći pozitivan efekat na podmazivanje, od na pr. biodizela od suncokretovog ulja, koji ima najmanji pozitivan efekat na podmazivanje. Za biodizel od ulja *Jatropha-e* (i sl.), može se konstatovati da već 1% zapreminskog udela ovakvih biodizela u mešavini sa dizel gorivom ultraniskog sadržaja sumpora (ultra-low sumpor diesel - ULSD), pruža mazivost koja ispunjava zahteve standarda u pogledu kvaliteta podmazivanja za komercijalno dizel gorivo [48].

Naslage ugljenika u komori za sagorevanje su prilično slične pri upotrebi B100 u odnosu na dizel (motor sa M-sistemom ubrizgavanja goriva) [62]. Autori [64] u svom istraživanju nisu uočili bilo kakav uticaj dve vrste biodizela (od soje i od životinjskih masnoća) na koroziju metala. U vezi uticaja B100 na metalne delove, primetno je prisustvo isparljivih elemenata koji izazivaju promenu boje na bakru i koja su u granicama tolerancije - *stepena korozivnosti 1a* [53, 65], što je u skladu sa zahtevima standarda SRPS EN 14214, dok čisto ulje repice izaziva koroziju, i to u

parnoj zoni, koja se može oceniti *stepenom korozivnosti* 2c (diskutabilno sa aspekta primene u motorima). Istraživanje uticaja biodizela i čistog ulja repice na sisteme površinske zaštite kod motora [53, 65], ukazuju na primer jednodimenzionalnog sistema na bazi alkidnih smola kao neadekvatnog premaznog sredstva i površinske zaštite (sa primetnim površinskim promenama i izraženom nepostojanošću boje na uticaj ulja repice i B100), dok su sistem na bazi modifikovanih alkidnih (sintetskih) smola i sistem na bazi poliuretana, dvodimenzionalni - u potpunosti zadovoljili postavljene zahteve.

U ranijem periodu eksploatacije (osamdesete i prva polovina devedesetih godina p.v.) javljale su se nedoumice i problemi kod dizel motora koji koriste čisto bazno ulje ili B100, usled uticaja istih na zaštitne premaze motora, gumene delove i zaptivke. Ovaj aspekt je obrađen u [53, 65], sa stanovišta mogućnosti nekih domaćih proizvođača da odgovore zahtevima čistog ulja repice i biodizela kao pogonskog goriva dizel motora. Inače, kod svetskih proizvođača motora i prateće industrije ovaj problem je rešen ili kroz poboljšan kvalitet serijski ugrađenih komponentata ili kroz naznake šta treba zameniti pri korišćenju pomenutih goriva (kod motora starijih generacija). Kod mešavina do 20% učešća biodizela (B20), ovaj problem se uglavnom i u ranijem periodu nije javljao.

U pogledu sastava izduvnih gasova dizel motora u radu sa biodizelom ili mešavinama biodizela i dizel goriva u odnosu na rad sa konvencionalnim dizel gorivom, vršena su mnogobrojna istraživanja. Generalno se može reći da se upotrebom biodizela (i mešavina) smanjuje ukupna toksičnost izduvnih gasova u odnosu na rad motora sa dizel gorivom i to je značajan ekološki potencijal biodizela kao goriva za dizel motore. Pa ipak, velika je difuzija dobijenih rezultata istraživača, što je posledica više faktora:

- dobijanje biodizela od različite sirovinske baze i različiti tehnološki procesi dobijanja biodizela mogu da budu uzrok i različitih pojedinih fizičko-hemijskih karakteristika goriva (iako gorivo zadovoljava regulacione standarde),
- ispitivanja se vrše na različitim tipovima dizel motora različitih proizvođača, jedno- i višecilindričnim motorima, pretkomornim, komornim i motorima sa direktnim ubrizgavanjem, sa različitim sistemima za napajanje gorivom i različitom (ne)mogućnošću regulacije rada istih i drugim različitim karakteristikama motora u celini (sistem dopremanja vazduha, karakteristike prostora za sagorevanje, postojanje i rad uređaja za tretman i recirkulaciju izduvnih gasova i dr.).
- ispitivanja se vrše na različitim režimima rada motora i različitim zapreminskim udelom biodizela u mešavini sa dizel gorivom i dr.

Istraživanja vršena u ovom pravcu [3, 11, 35, 37, 39, 40, 57, 59, 61, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73] nedvosmisleno ukazuje na značajnu redukciju **dimnosti** izduvnih gasova pri korišćenju biodizela u odnosu na dizel gorivo. Smanjenje se u svim zaključcima pomenutih istraživanja navodi kao "značajno" i kreće se od 35% [3] do 72% [68] pri upotrebi B100 u

odnosu na dizel gorivo. Istraživanja [3, 59, 68, 69] su pregledna i prezentuju i zaključke veće grupe istraživača. Kod upotrebe goriva različitog mešovinskog sastava biodizel-dizel, primetan je trend povećanja redukcije dimnosti sa povećanjem udela biodizela u smeši. Tako je na pr. kod [68] smanjenje dimnosti od 5.5% za B20 do 35% za B100 u odnosu na dizel gorivo, kod [39] pri radu motora sa B10, B20, B50, B100 redukcija dimnosti je 19.5%, 26%, 45.5% i 64.2% (respektivno). Autori [72] upotrebom goriva B30 postižu smanjenje dimnosti za oko 52% u odnosu na rad motora sa dizel gorivom. Pri korišćenju B100, dobijenog od palminog ulja, u radu dizel motora sa DI (sa "High Pressure Common Rail" sistemom), turbopunjačem sa varijabilnom geometrijom i sistemom za recirkulaciju izduvnig gasova ("Exhaust Gas Recirculation" - EGR), autori [66] beleže smanjenje dimnosti na svim režimima rad, dok pri radu istog motora sa B20 dolazi do "izolovanog slučaja" malog povećanja dimnosti uz smanjenje koncentracije NO_x, u odnosu na rad motora sa dizel gorivom.

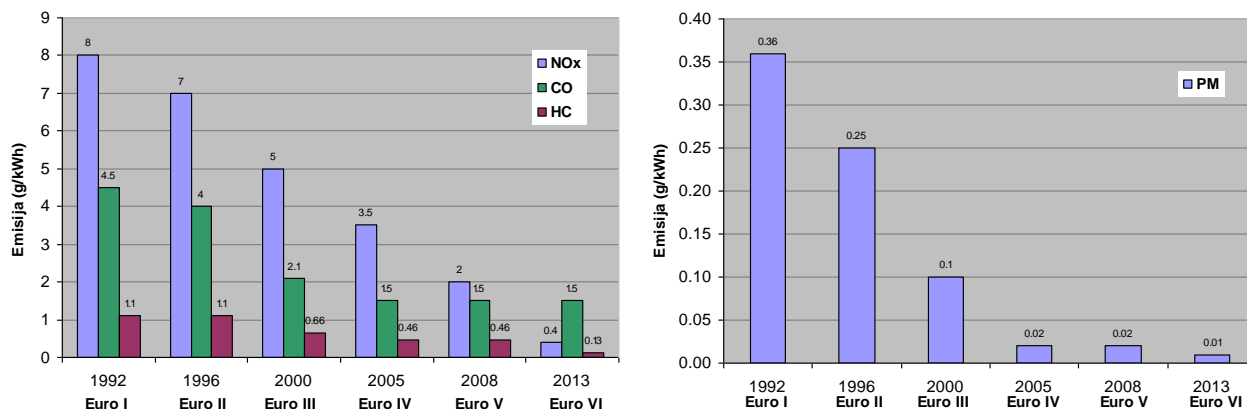
Saglasno smanjenju dimnosti, značajno se smanjuje i emisija **čestica** ("Particulate Matter" - PM) u izduvnim gasovima pri upotrebi biodizela u odnosu na dizel gorivo [40, 54, 59, 60, 63, 68, 69, 70, 74]. Redukcija čestica je i do 70% [74], dok u svom pregednom radu [68] autori navode redukcije čestica u opsegu od 50 do 69%, pa čak i ekstremne slučajeve od 75 do 91%, pri radu motora sa B100 u odnosu na rad sa dizelom.

Redukcija **ugljen monoksida** (CO), pri upotrebi biodizela i mešavina Bxx u odnosu na dizel, je takođe značajna [3, 11, 35, 38, 39, 40, 43, 54, 56, 58, 59, 61, 63, 67, 68, 69, 71, 73, 75] i kreće se od 19% za B10 (*Mustard* biodizel 10% i dizel 90%) [38], 25% za B100 (biodizel od uljane repice) [61, 40], 20-50% (biodizeli različitog porekla) [3], 70% za B100 (*Karanja* biodizel), pa do ekstremnih 73-94% za B100 (*Karanja* biodizel) [68]. Pri upotrebi goriva B30, na nižim režimima rada motora primetan je mali poras emisije CO, dok je na višim režima rada primetna redukcija oko 43% CO u odnosu na rad motora sa dizel gorivom [72]. Autori [68] u svom istraživanju navode da oko 84% israživača, čije su radove sagledali, nedvosmisleno zaključuje da je pri upotrebi biodizela (i mešavina) redukcija CO značajna u odnosu na upotrebu dizel goriva. Od ostalih 16%, navode i primere povećanja emisije CO pri radu motora sa biodizelom u odnosu na rad motora sa dizel gorivom i to u rasponu od 6.7% do 37%.

Emisija **CO₂** je posebno interesantna tema istraživanja i to ne samo sa aspekta upotrebe biodizela kao pogonskog goriva dizel motora, već i širem kontekstu, tkz. indirektnih uticaja biogoriva na promene namene zemljišta (*The Indirect Land Use Change Impacts of Biofuels*), poznat kao *ILUC*. Ovo se odnosi na posledice promene namene zemljišta širom sveta izazvane povećanjem površine zemljišta pod usevima koji se koriste za proizvodnju etanola ili biodizela i oslobađanja veće količine CO₂ (i ugljenika generalno u procesima proizvodnje biogoriva), kao odgovor na povećanu globalnu potražnju za biogorivima.

Istraživanja [76, 77] o uticaju primene biodizela na "efekat staklene bašte" na globalnom nivou, ukazuju na mogućnost ukupne redukcije CO₂ od 50-80%.

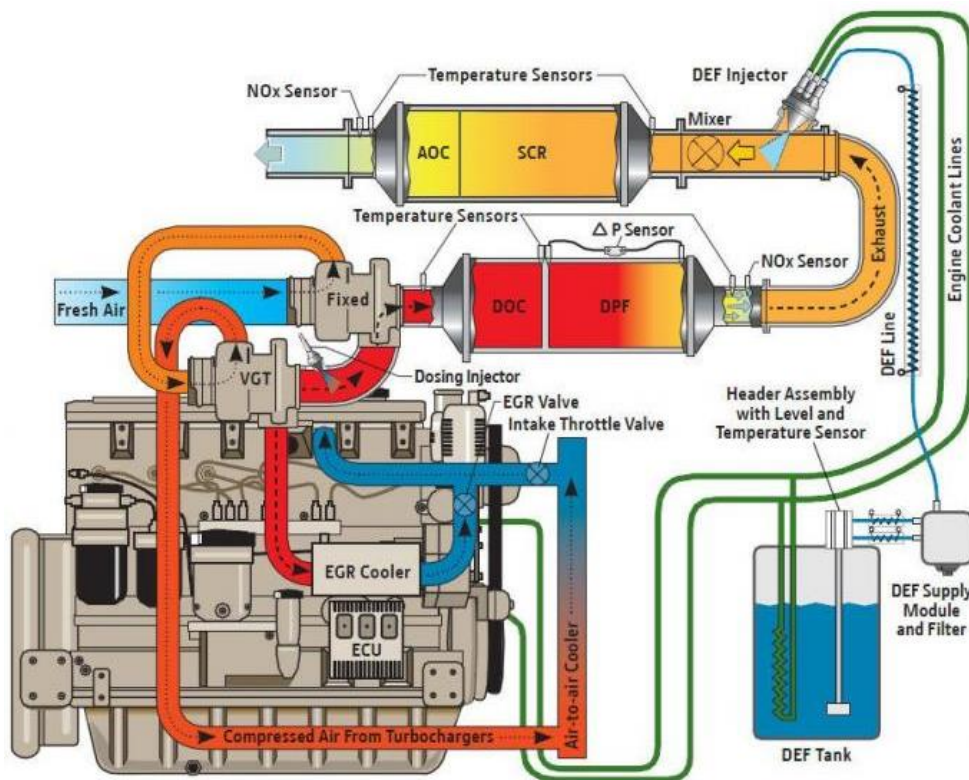
Po pitanju emisije CO₂ pri upotrebi biodizela kao pogonskog goriva, u preporuci NBB ("National Biodiesel Board" – USA) [55] o korišćenju biodizela kao zamene za dizel gorivo iznose se sledeći podaci: sagorevanjem biodizela umesto dizel goriva, u sastavu izduvnih gasova smanjuje se prisustvo ugljendioksida (CO₂) do 80%, sumpora do 100%, ukupno nesagorelih ugljovodonika (CH) preko 90% a smanjenje aromatičnih ugljovodonika je između 75 i 90%, uz značajno smanjenje emisije čestica (PM) i ugljenmonoksida (CO). Zamena jedne tone dizel goriva jednom tonom biodizela rezultuje smanjenjem oko tri tone CO₂ u atmosferi [78]. Povećanje prisustva CO₂ u sastavu izduvnih gasova pri radu motora sa B100 u odnosu na dizel gorivo, primećeno je kod autora [67]. Pri radu motora sa mešavinama B5 i B15 (biodizel od ulja kokosa) autor [58] je konstatovao povećanje CO₂ od 2.5 do 4.6%. Upoređujući emisiju izduvnih gasova kada motor radi sa gorivima B5, B20, B50 i B100 (poreklom od soje), autori [39] konstatuju povećanje CO₂ od 1, 1, 2.8 i 5.6% (respektivno) u odnosu na rad motora sa dizel gorivom. U najvećem broju radova, beleži se značajna redukcija nesagorelih ugljovodonika (CH), kada se izvrši supstitucija dizel goriva biodizelom i njihovim mešavinama [3, 35, 38, 39, 40, 58, 59, 63, 67, 68, 69, 71, 72]. Redukcija CH se kreće oko 30% [40], do 42% [38], do 55% [3] i do 66% [35]. Pri upotrebi mešavina B10, B20, B50 i čistog biodizela (od soje) B100, redukcija CH je 20, 23, 31 i 44% (respektivno) [39]. Grupa autora [68], u svom preglednom radu navodi da redukcija CH može biti i do 89%, i izolovani slučaj kada je zabeležen porast emisije CH oko 10% (*Jatropha* biodizel) pri upotrebi biodizela u odnosu na dizel gorivo.



Slika 2.31. EU standardi emisije NO_x, CO, HC i PM za dizel motore snage > 85 kW [79, 80]

Postoji raznolikost rezultata istraživanja u vezi emisije azotnih oksida (NO_x). Za različite motore i uslove ispitivanja, biodizele različitog porekla i različite mešavine biodizela i dizel goriva, emisija NO_x može biti manja oko 20% ali i veća oko 26% [68], ili kod [3] – manja oko 26%, odnosno veća oko 14% pri upotrebi biodizela u odnosu na dizel gorivo. Povećanje emisije NO_x je prisutno u rezultatima istraživanja [58, 59, 67, 73, 75, 81, 82], a kod radova autora [43, 54, 60, 74] je povećanje emisije NO_x: 5, 10, 15 i 16 % (respektivno) pri upotrebi biodizela u odnosu na dizel gorivo. Pri upotrebi B30, emisija NO_x je veća na nižim režimima rada motora (oko 8%) nego na višim (oko 1%), u odnosu na rad motora sa dizel gorivom [72]. Do sličnog zaključka je došla i grupa autora [57]. Pri upotrebi goriva B100, B75 i B50 uočen je pad emisije

NO_x, dok je kod goriva B25 primećen porast emisije NO_x i to na višim režimima rada, u odnosu na rad motora sa dizelom [56]. Uticaj do 15% zapreminskog udela biodizela u mešavini sa dizel gorivom je bez uticaja na emisiju NO_x, a ista se povećava sa daljim porastom udela biodizela u mešavini i za gorivo B20 za oko 18%, a za B100 za oko 29% u odnosu na rad motora sa dizelom [35].



Slika 2.32. Integralni sistem za kontrolu izduvne emisije kod dizel motora - John Deere Integrated Emissions Control system, uključuje recirkulaciju izduvnih gasova sa pothlađivanjem (Cooled Exhaust Gas Recirculation - EGR), oksidacioni katalizator (Diesel Oxidation Catalyst - DOC) sa prečištačem (filterom) čestica (Diesel Particulate Filter - DPF), selektivni redukcion katalizator (Selective Catalytic Reduction - SCR), rezervoar sa aditivom (urea, Diesel Exhaust Fluid – DEF tank,), filterom i dozerom DEF i amonijačni oksidacioni katalizator (Ammonia Oxidation Catalyst – AOC) [83].

Porast emisije NO_x sa porastom udela biodizela u mešavini sa dizel gorivom jedan je od zaključaka istraživanja [39], tako da se upotrebom goriva B10, B20, B50 i B100, emisija NO_x povećava za oko 7, 11, 12 i 18% (respektivno). Grupa autora [63, 69] u svojim preglednim radovima zaključuje da je kod većine istraživanja (66.5% istraživanja [63]) uočen trend povećanja emisije NO_x kod biodizela u odnosu na dizel gorivo. Odstupanje od sastava referentnog goriva za koje je motor predviđen i optimiziran, može dovesti do toga da emisija izduvnih gasova prelazi dopuštene limite. Ovo je potencijalni problem u korišćenju biodizela u budućnosti. Čini se da su se problemi po pitanju emisije izduvnih gasova pri korišćenju biodizela pojavili sa uvođenjem strožih propisa o emisiji izduvnih gasova od Euro III normi (EU standardi emisije izduvnih gasova za dizel motore snage > 85 kW prikazani su na slici 2.31.). To zahteva da se motor mora prilagoditi za rad sa biodizelom i nekim mešavinama biodizel/dizel. Uz pomoć recirkulacije izduvnih gasova (EGR) postignuto je smanjenje emisije NO_x uz mali porast

dimnosti, pri radu motora sa gorivom B20 u odnosu na dizel [66]. Redukcija emisije NO_x je postignuta optimizacijom vremena predubrizgavanja B100 i to za 25% u odnosu na rad motora sa dizelom [40, 61]. Na sličan način i uz 17% EGR takođe je postignuta redukcija emisije NO_x a bez bitnih uticaja na emisiju CO i HC [71]. Dodavanjem odgovarajućih supstanci biodizelu, moguće je redukovati emisiju NO_x u odnosu na rad sa čistim biodizelom – autori [84] u dodavanju *bioetanol*a biodizelu vide mogućnost i potencijal za smanjenje emisije NO_x, odnosno dodavanjem *etanola* i *n-butanola* [11]. Redukciju emisije NO_x do 9 % u odnosu na rad sa dizelom, postigli su autori [72] dodavanjem *pentanola* mešavini B30. Dodavanjem aditiva *AdBlue* izduvnim gasovima ispred SCR katalizatora, postignuto je značajno smanjenje emisije NO_x u odnosu na rad motora sa ispitivanim gorivima (dizel, B7, B20, B50 i B100) bez pomenutog aditiva [70]. Emisija NO_x pri radu motora za svim ispitivanim gorivima je bila saglasna sa *Euro IV* normom, izuzev pri radu sa B100 gde je zabeležena nešto veća emisija NO_x od dozvoljene. Primer dizel motora opremljenog savremenim sistemima za kontrolu i regulaciju izduvne emisije (*Engine Aftertreatment System*), prikazan je na slici 2.32. (*John Deer*).

Upotrebom emulzije 20% vode i 80% biodizela postignuta je redukcija NO_x od 41% u odnosu na rad motora sa B100 i oko 30% u odnosu na dizel gorivo, uz istovremenu redukciju emisije CH (3.5% manje u odnosu na B100), dimnosti (9.6% manje u odnosu na B100) i pad stepena korisnosti od oko 4% (u odnosu na B100) [85]. Upotrebom različitih test aditiva (između ostalih i antioksidante - vitamin C i E), grupa autora [44] je postigla redukciju NO_x, ali uz porast emisije CO i HC.

Tabela 2.5. Granične promene sastava izduvnih gasova pri korišćenju biodizela umesto dizel goriva kod dizel motora

Komponente u izduvnim gasovima	za B100 u odnosu na dizel	
	smanjenje u %	povećanje u %
Dimnost (<i>Smog</i>)	35 do 72	-
Čestice (<i>PM Particulate Matter</i>)	50 do 70(90)	-
Ugljenmonoksid CO (<i>Carbon Monoxide</i>)	20 do 50(90)	6 do 37
Ukupno nesagorelih ugljovodonika HC (<i>Total Unburned Hydrocarbons</i>)	44 do 66(89)	do 10
Azotnih oksida NO _x (<i>Nitrogen Oxides</i>)	do 26	do 29
Sumpora (<i>Sulfates</i>)	do 100	-
Policikličnih aromata (<i>PAH Polycyclic Aromatic Hydrocarbons</i>)	do 80	-
Azotnih policikličnih aromata (<i>nitrated PAH</i>)	do 90	-

Na osnovu prethodne analize podataka iz literature u vezi emisije izduvnih gasova, u tabeli 2.5. su prikazane granične promene sastava izduvnih gasova pri upotrebi biodizela u odnosu na dizel gorivo. Osim zagađujućih materija pomenutih u tabeli 2.5., treba napomenuti da se u sastavu izduvnih gasova dizel motora (pri radu sa dizel gorivom), nalaze i druge komponente (iz grupe tkz. “nereguliranih štetnih komponenti” - *Unregulated Harmful Components*), kao što su azotni policiklični aromati (*nitrated PAH*), amonijak (oko 1.25 mg/km),

cijanidi (oko 0.625 mg/km), benzeni (oko 3.75 mg/km), tolueni (oko 1.25 mg/km), aldehidi i dr [86], koji su takođe sa izuzetno nepovoljnim uticajem na zdravlje ljudi i životnu sredinu.

Kao što je već napomenuto, u svetu su vršena mnogobrojna istraživanja o upotrebi biljnih ulja i njegovih metil i etil-estara kao goriva motora SUS i to sa različitih aspekata. U početku je bilo tipično da se intenzitet ovih istraživanja pojačavao sa pojavama energetske krize, nestašica fosilnih goriva (u smislu neusaglašenosti potražnje i ponude) i skoka cena sirove nafte (bez obzira na razloge), kao i nestabilnim prognozama o realnim rezervama fosilnih goriva. Globalno, sa razvojem ekološke svesti, tehnologija i tehnika proizvodnje i prerade, impuls ovim istraživanjima se pojačao, a upotreba biodizela (i drugih alternativnih goriva) povećala, u mnogome usled postavljenih regulatornih zahteva u pogledu minimalnog ukupnog učešća alternativnih izvora energije (primer za države EU – slika 2.33.).

Osnovne prednosti upotrebe biodizela u odnosu na fosilno dizel gorivo, mogu se sagledati preko sledećih aspekata:

strateški – biodizel je obnovljivo gorivo, karakteristika vrlo sličnih dizel gorivu. Za uzgoj sirovinske baze biodizela (poglavlje 2.3.) nije potrebno zemljište posebnog kvaliteta, već je dovoljno zemljište srednjeg pa i nižeg kvaliteta. Ekonomska a sve više i politička stabilnost svake države u obrnutoj je srazmeri sa uvoznom zavisnosti države u pogledu fosilnih goriva i energenata, generalno.

ekonomski – povećanje proizvodnje sirovinske baze za dobijanje biodizela, povećava zaposlenost i procenat obradivosti zemljišta srednjeg i nižeg kvaliteta. Povećanje zaposlenosti ogleda se i kroz upošljavanje ljudi u pogonima za preradu sirovina u biodizel kao i u razvoju i širenju distribucijske mreže biodizela. Ne treba zanemariti i efekat izrade komponenata prerađivačkih pogona od strane metalskog i drugih industrijskih kompleksa.

ekološki – u mogućnosti smanjenja ukupne emisije izduvnih gasova. Na osnovu "Ames Mutagenicity tests" (USA), upotreba biodizela obezbeđuje smanjenje opasnosti od pojava raka kod ljudi različitih oblika čak za 90%, u odnosu na rizik koji nosi upotreba dizel goriva, upravo zbog razlika u sastavu izduvnih gasova [55]. Istraživanje [87] koje je vršeno u cilju analize i mogućnosti smanjenja zagađenja vazduha od strane putničkih i teretnih vozila, potvrdilo je da je aerozagađenje od izuzetnog uticaja na zdravlje ljudi. Aerozagađenje je predstavljeno kao značajan faktor i izazivač astme, raka, bolesti srca, srčanih udara, poremećaja u radu srca, visokog krvnog pritiska, pojave urođenih defekata i oštećenja mozga. Primećen je značajan porast pojave astme u USA, a direktna prisutnost sastojaka izduvnih gasova od vozila pronađena je u organizmima obolelih od astme, kako odraslih osoba tako i kod dece. Prisustvo aerozagađivača potvrđeno je i u organizmima osoba iznenadno preminulih, bez obzira na uzrast ili pol populacije. Istraživanjem je potvrđeno da je uticaj aerozagađenja na pojave pomenutih bolesti, posebno pojačan u blizini visoko frekventnih saobraćajnica.

Uticaj nekih zagađujućih materija, prisutnih u izduvnim gasovima, na zdravlje ljudi prikazan je tabelom 2.6.

Tabela 2.6. Emisija izduvnih gasova i uticaj na zdravlje ljudi

Izduvna emisija	Uticaj na zdravlje ljudi
PM	Bolesti i rak pluća, kardiovaskularne bolesti [88, 68, 69].
NO_x	Iritacija pluća, edem, bronhitis i upala pluća, dovodi do povećane osetljivosti na prašinu i polen kod astmatičara [68, 69]; povećavaju sklonost ka respiratornim i virusnim infekcijama, smanjuju plućnu f-ju, povećavaju sklonost ka alergijama, u reakcijama sa CH dovode do povećanja koncentracije ozona koji može da iritira disajne puteve, izaziva kašalj, pogoršava stanje oštećenog plućnog tkiva, može da pogorša hronične bolesti srca, astme i bronhitisa [89].
CO	Utiče na rast fetusa kod trudnica i razvoj tkiva od male dece, ima sinergijski efekat sa drugim zagađivačima i povećava smrtnost kod ljudi sa respiratornim problemima i cirkulacijom [68, 69].
CH	Iritacija očiju, kihanje, kašalj, pospanost i simptomi nalik na pijanstvo, mogu doprineti oboljenju pluća [68, 69].
Policiklični aromati PAHs <small>(Polycyclic Aromatic Hydrocarbons)</small>	Iritacija očiju i nosa, kašalj, mučnina i problemi sa disanjem [90, 68, 69].
Formaldehidi	Iritacija očiju i nosa, kašalj, mučnina i problemi sa disanjem [91, 68, 69].

Biodizel je bezbedniji od dizela u pogledu rukovanja i transporta (prilog 2-1. - Informacije za opštu bezbednost), prirodno se raspada brzinom kao dekstroza (test šećer kada se kontroliše biorazgradivost), 10 puta manje je toksičan od kuhinjske soli i ima tačku paljenja i do 2.5 puta veću od dizel goriva. Kada sagoreva u dizel motoru, biodizel zamenjuje smrad fosilnog dizel goriva prijatnim mirisom kokica ili pomfrita (*French fries*).

2.5. BIODIZEL I EVROPSKA UNIJA

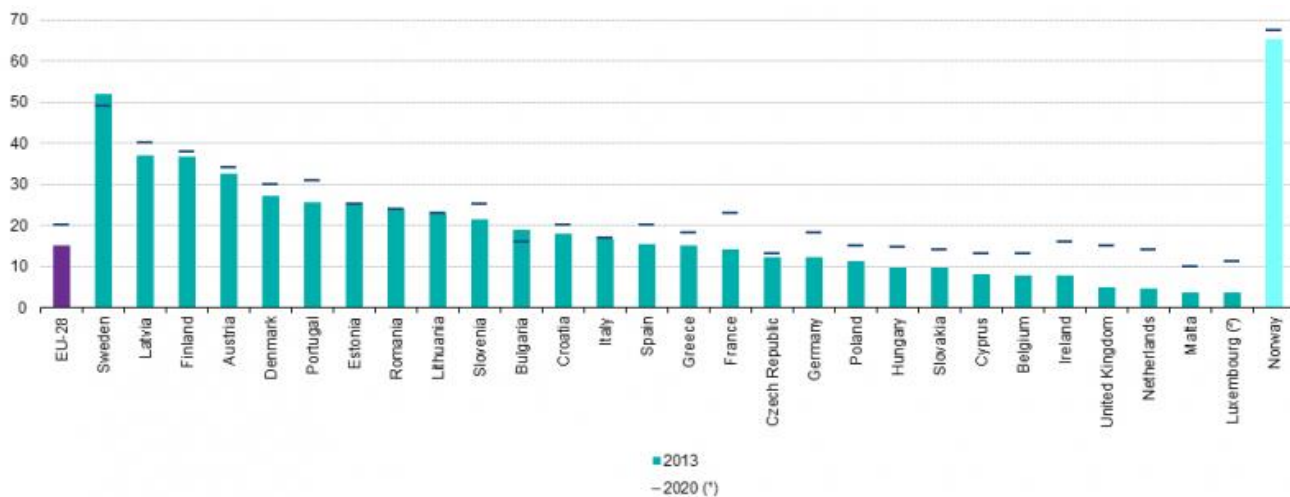
Smanjenje uticaja na globalno zagrevanje (efekat staklene bašte), smanjenje toksičnosti izduvnih gasova motornih vozila, energetska nezavisnost i pozitivan uticaj na poljoprivredu, kao suštinske prednosti biodizela kao goriva dizel motora u odnosu na dizel gorivo, uticale su na Evropsku Uniju da od 1992. godine da mnoge pozitivne signale i preduzme mere u pravcu povećanja upotrebe biodizela kao goriva dizel motora.

Predviđeno je da do 2020. godine udeo alternativne energije u EU, u konačnoj potrošnji, bude 20% [78, 92], a u sektoru transporta 10%. Države EU su se obavezale da ostvaruju svoje sopstvene nacionalne ciljeve u pogledu potrošnje energije iz obnovljivih izvora u rasponu od 10% na Malti do 49% u Švedskoj (slika 2.33.).

Izveštaji iz 2013. godine pokazuju da je većina zemalja EU, u pogledu potrošnje energije iz obnovljivih izvora, na putu da ostvari svoje ciljeve za 2020. godinu [92].

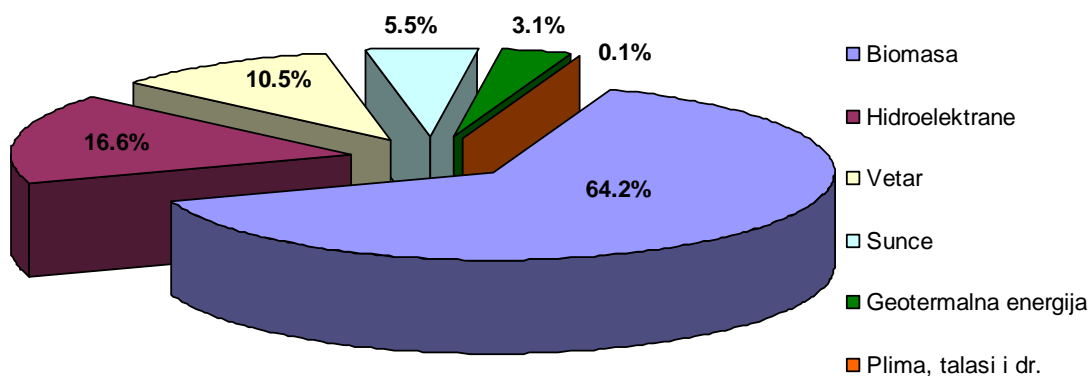
Na slici 2.33. je prikazano i stanje u Norveškoj iako nije članica EU, ali sa EU ima više specijalnih sporazuma. Visok udeo potrošnje energije iz alternativnih izvora u odnosu na ukupnu potrošnju energije, u Norveškoj je posledica velikog hidroenergetskog potencijala i udela u proizvodnji energije od obnovljivih resursa (88.7%).

Obnovljivi izvori energije će nastaviti da igraju bitnu ulogu u energetskej (i klimatskej) politici EU i strukturi proizvedene (i utrošene) energije i posle 2020. godine, s obzirom da su se države EU već dogovorile o narednom cilju na nivou EU od najmanje 27% udela obnovljive energije u ukupnoj potrošnji do 2030. godine.



Slika 2.33. EU i udeo energije iz obnovljivih izvora, ciljevi do 2020 godine i stanje u 2013. godini [92]

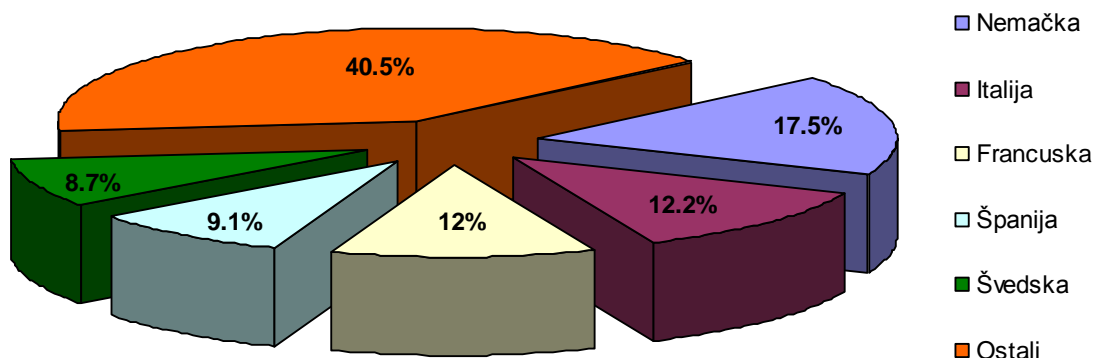
Prema podacima Eurostata [92, 93], ukupan udeo obnovljivih izvora energije u EU u 2012. godini bio je 14.1%, u odnosu na 8.7% u 2005. godini. Količina energije proizvedene od obnovljivih izvora u EU-28, ukupno je porasla za 84.4% u periodu od 2003. do 2013. godine, što je ekvivalentno prosečnom povećanju od 6.3% godišnje.



Slika 2.34. Obnovljivi izvori energije u EU-28 u 2013. godini [92]

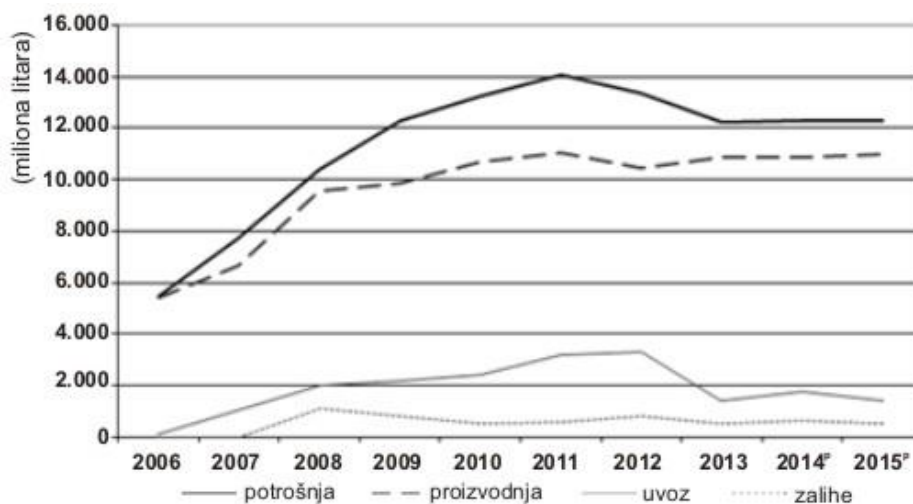
Primarna proizvodnja energije od obnovljivih izvora u EU-28 u 2013. godini je ekvivalentna energiji od 192 miliona tona nafte. Od obnovljivih izvora energije, najvažniji izvor u EU-28 je biomasa i “obnovljivi” otpad, što čini nešto manje od dve trećine (64.2%) od primarne proizvodnje energije od obnovljivih izvora u 2013. godini (slika 2.34.) [92], a potom hidroelektrane (16.6%). Iako su njihovi nivoi proizvodnje relativno niski, zabeležena je i ekspanzija energije vetra (10.5%) i solarne energije (5.5%). Proizvodnja energije od geotermalnih izvora je sa učešćem od 3.1%, a energija proizvedena od energije plime, talasa, okeana (Francuska i Velika Britanija) i dr. 0.1% od ukupno proizvedene energije iz obnovljivih izvora.

Najveći proizvođači energije iz obnovljivih izvora u EU-28, u 2013. godini, bili su Nemačka, sa udelom u ukupnoj proizvodnji u EU-28 od 17.5%, Italija (12.2%), Francuska (12%), Španija (9.1%) i Švedska (8.7%) (slika 2.35.) [92].



Slika 2.35. Najveći proizvođači energije iz obnovljivih izvora u EU-28 u 2013. godini [92]

Na slici 2.36. dat je prikaz potrošnje, proizvodnje, uvoza i stanja zaliha biodizela u EU u periodu 2006. – 2015. godine [94]. Podaci preuzeti od [94] zasnovani su na statistici *European Biodiesel Board-a (EBB)*. Ukoliko nije navedeno drugačije, u statističkim podacima koji važe za EU, termin biodizel uključuje tradicionalno prvu generaciju biodizela i hidrotretirano biljno ulje (HVO).

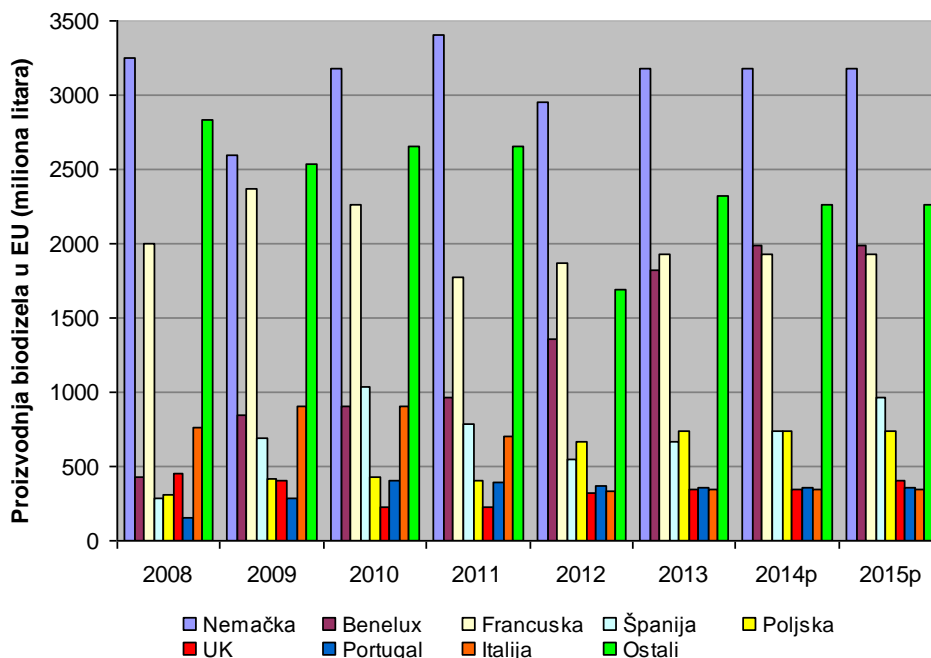


Slika 2.36. Potrošnja, proizvodnja, uvoz i zalihe biodizela u EU u milionima litara, period 2006.-2015. godina [94]; p-procena; 1 tona biodizela ~ 1136 litara biodizela

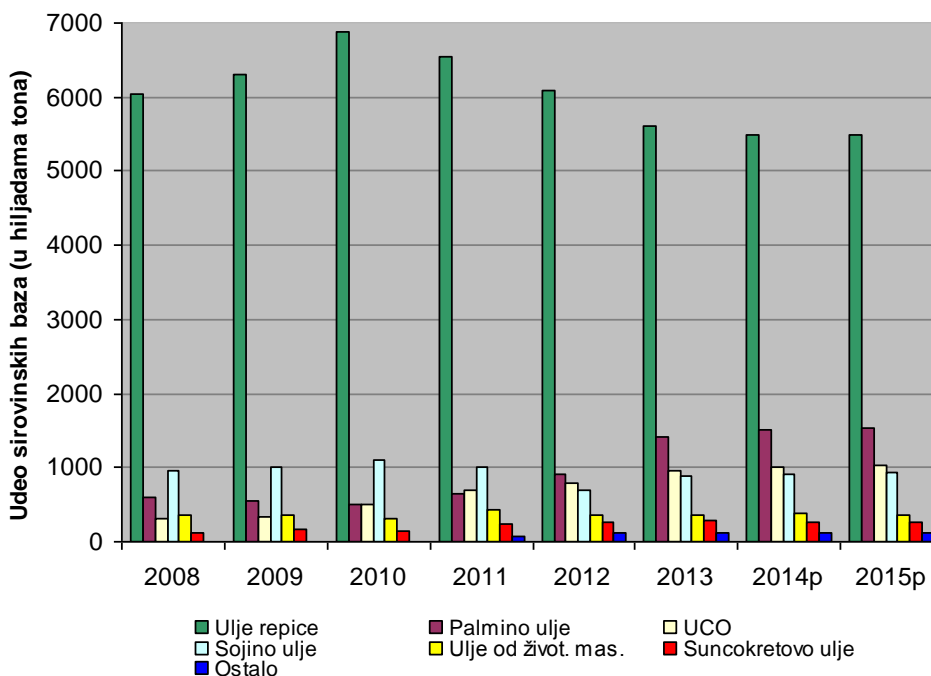
Nemačka je, može se reći – tradicionalno, najveći proizvođač biodizela u Evropi. Prikaz najvećih proizvođača biodizela u EU dat je na slici 2.37. [94]. Države *Benelux-a* (Belgija, Holandija, Luksemburg) beleže značajan rast proizvodnje biodizela od 2008. godine i procene su da će u 2014/15. godini biti drugi najveći proizvođač biodizela u EU. Na trećem mestu je Francuska koja beleži izvestan pad u proizvodnji biodizela u odnosu na 2009/10. godinu.

Ulje repice je i dalje dominantna sirovina za dobijanje biodizela u EU sa učešćem oko 58% u ukupnoj sirovinskoj bazi za dobijanje biodizela u 2013. godini (slika 2.38). Udeo ulja repice u ukupnoj količini sirovinske baze je smanjen u odnosu na 66% u 2012. godini, uglavnom zbog porasta korišćenja palminog ulja i recikliranog (prethodno korišćenog) biljnog ulja (*Used*

Cooking Oil - UCO). Palmino ulje je postalo druga najvažnija sirovina u EU, ubrzo nakon početka rada postrojenja *Neste Oil* u Singapuru 2011. godine (poglavlje 2.3.). Pored toga, u 2013. godini, proizvođači biodizela iz EU su povećali upotrebu palminog ulja zbog značajnog pada cene ovog ulja u poređenju sa drugim sirovinama. Trenutno, palmino ulje se u proizvodnji biodizela najviše koristi u zemljama Beneluksa, Španiji, Nemačkoj, Italiji i Finskoj.



Slika 2.37. Najveći proizvođači biodizela u EU [94], p – procena

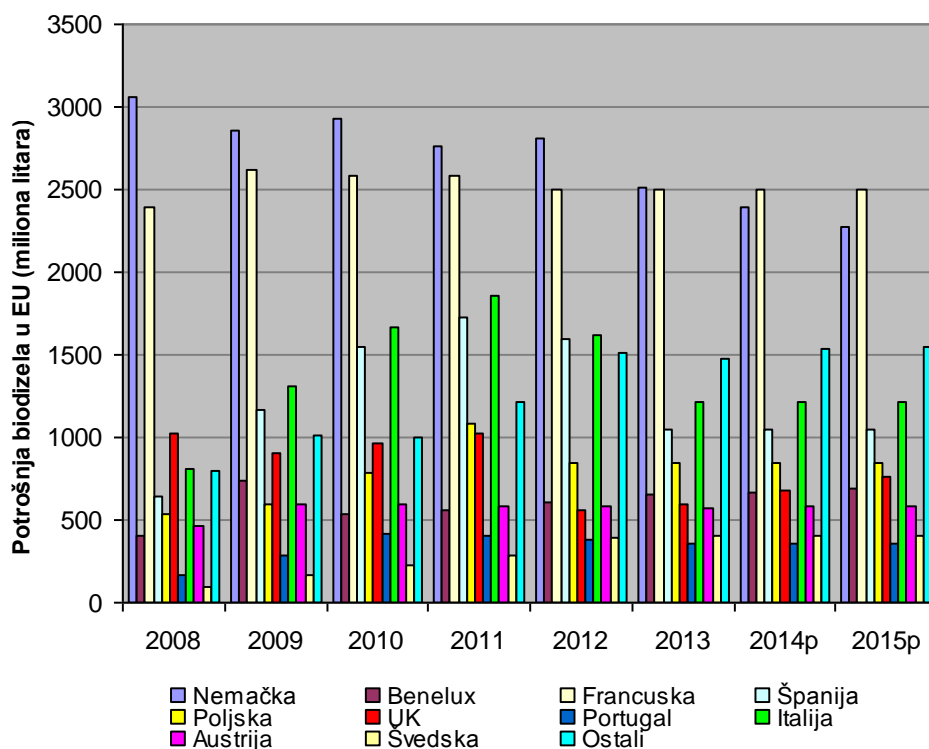


Slika 2.38. Udeo sirovinskih baza u proizvodnji biodizela u EU [94], p – procena
1 tona ulja ~ 1100 litara ulja

Upotreba biodizela od sojinog i palminog ulja (čistog, bez mešanja sa drugim biodizelima) u EU je onemogućena pojedinim zahtevima standarda EN 14214 (tab. 2.3. i 2.4.).

Biodizel isključivo od soje nije u skladu sa standardom EN 14214 u pogledu vrednosti jednog broja. Biodizel od palminog ulja ne zadovoljava eksploatacione zahteve u zimskim mesecima (posebno u severnoj Evropi) usled nepovoljnih karakteristika u pogledu tačke filtrabilnosti (CFPP) i stinjavanja (CP) (tabele 2.3. i 2.4.). Ispunjavanje pomenutih zahteva standarda EN 14214, u pogledu primene biodizela od sojinog i palminog ulja, postiže se mešavinom istih sa biodizelom od ulja repice.

Na slici 2.39. dat je prikaz potrošnje biodizela po državama članicama EU [94].



Slika 2.39. Najveći potrošači biodizela u EU [94], p - procena

Nakon višegodišnjeg značajnog rasta potrošnje biodizela u EU, u 2011. godini je dostignut vrhunac (slika 2.36.), nakon čega je došlo do opadanja potrošnje u 2012. i 2013. godini, od oko 5 i 9 %, respektivno. Manja potrošnja u EU u 2013. godini bio je uglavnom zbog smanjene potrošnje u Španiji, Italiji i Nemačkoj (slika 2.39.). Za 2014/15. godine, očekuje se da potrošnja ostane nešto iznad 12 milijardi litara biodizela. Slabljenje potražnje u Nemačkoj kompenzuje se povećanjem u Velikoj Britaniji (UK), zemljama Beneluksa, Irske i u Rumuniji.

U martu 2009. godine, Evropska komisija (EK) je uvela kompenzatorne (CvD) i anti-damping (AD) dažbine na uvoz biodizela/dizel mešavine iz USA (za B20). U maju 2011. godine, dažbine su proširena na goriva svih mešavinskih odnosa, uključujući i B100. To je značajno smanjilo uvoz biodizela EU iz USA. Nade industrije biodizela u EU da će to smanjiti pritisak na tržištu, nisu ispunjene jer je nastala praznina na tržištu ubrzo popunjena povećanim uvozom biodizela iz Argentine (uglavnom) i Indonezije. U pokušaju da suzbije uvoz biodizela iz Argentine i Indonezije, EK sprovodi antidampinške (AD) dažbine na uvoz biodizela iz tih država u prvoj polovini 2013. godine. Kao rezultat, uvoz iz obe zemlje je znatno opao [94] i generalno se odrazio na pad uvoza biodizela u 2013. godini (slika 2.36.).

Na osnovu "Direktive o obnovljivoj energiji" (*Renewable Energy Directive - RED*) u EU, "napredne" generacije biodizela (*Advanced Biodiesel*) i "napredne" generacije biogoriva u celini (*Advanced Biofuels*), će dobiti tkz. "dvostruku kredit" i biti beneficirano tretirani u izveštajima država članica EU o statističkim podacima u vezi proizvodnje, potrošnje i sl. *Advanced Biofuels* praktično obuhvataju drugu, treću i četvrtu generaciju biogoriva po podeli iz tabele 2.2. Početkom 2012. godine, Evropska komisija je usvojila novu strategiju pod nazivom "Inovacije za održivi rast: Bioekonomija za Evropu" (*Innovating for Sustainable Growth: a Bioeconomy for Europe*). Glavni cilj strategije je da se smanji zavisnost EU od fosilnih izvora energije a podrže istraživanja i komercijalizacija "naprednih biogoriva".

Do kraja 2013. godine, komercijalna proizvodnja ovakvih biogoriva se u EU odvijala u osam postrojenja (Finska 2, Holandija 2, Italija 2 i Španija 2) i zasniva se na termohemijskim (hidrogenizacija, piroliza i *Fischer-Tropsch* proces - Finska, Holandija, Italija i Španija) i biohemijskim procesima (hidroliza i fermentacija - Španija i Italija) [94]. Sirovinsku bazu čine ulja i masnoće (za dobijanje hidrotretiranog biodizela - *HVO*), glicerol (za dobijanje metanola) i urbani otpad i pšenična slama (za dobijanje etanola).

2.6. BIODIZEL U REPUBLICI SRBIJI

Prvo namensko postrojenje za proizvodnju biodizela u Srbiji izgrađeno je početkom devedesetih godina p.v. u okviru kompanije "Prva Iskra" u Bariču sa mogućim godišnjim kapacitetom proizvodnje od oko 20 hiljada tona. Proizvodnja sa punim kapacitetom (ili bar približnim) nikad nije zaživela, zbog sankcija međunarodne zajednice, nedostatka sirovina (uljana repica i druge uljarice i životinjske masti) i neodgovarajuće državne regulative.

Najveće postrojenje za proizvodnju biodizela u Srbiji izgrađeno je 2007. godine u Šidu, od strane kompanije "VictoriaOil", kapaciteta oko 100 hiljada tona godišnje. Te godine, ova kompanija je proizvela oko 27 hiljada tona biodizela. Usled porasta cena sirovina u 2008. i 2009. godini i ne postojanja odgovarajuće državne regulative, obustavljena je proizvodnja biodizela, a proizvodi se jestivo ulje. Pregled potencijalnih proizvođača biodizela u Srbiji (sa kapacitetom iznad 1000 tona godišnje) dat je u tabeli 2.7.

Tabela 2.7. Proizvodni kapaciteti biodizela u R Srbiji [95, 96]

Kompanija	Sirovina	Kapaciteti (t/god)
VictoriaOil, Šid	uljana repica, soja i palmino ulje	75000 (100000)
Bioplanta, Bačka Topola	ulje repice i soje, otpadno ulje	4000 (20000)
FAM, Kruševac	ulje repice i soje	25000
BioenergoOil, Sombor	otpadno ulje i životinjske masnoće	1400
Ukupno:		105400 (146400)

U periodu od 2011. do kraja prve polovine 2013. godine, beleži se uvoz izvesne količine biodizela (u 2012. godini oko 2000 tona, a u prvoj polovini 2013. godine oko 8200 tona). Sredinom 2013. godine, usvajanjem "Zakona o izmenama i dopunama Zakona o akcizama" (Sl.

glasnik RS br. 47/13), uvodi se plaćanje akcize na "biogoriva i biotečnosti", koje se do tada nisu plaćale, i to u iznosu od 42 din/l za period do 31.12.2015.godine, 46 din/l za period od 01.01. do 31.12.2014. godine i 50 din/l od 01.01.2015. godine (sa mogućnošću povraćaja: 2.5 din/l ako se biogorivo koristi za pokretanje motornih vozila, 39.5 din/l za upotrebu biotečnosti za grejanje i 42 din/l za upotrebu biotečnosti kao energetskog goriva za proizvodnju električne i toplotne energije).

Zbog ovako nepovoljne situacije po uvoznike i proizvođače biodizela na tržištu, od tog momenta, u Srbiji gotovo da i nema proizvodnje i upotrebe biodizela, i pored postojećih proizvodnih kapaciteta iz tabele 2.7. Proizvodnja i upotreba biodizela svedena je na pojedinačna postrojenja malih kapaciteta, uglavnom u okviru poljoprivrednih domaćinstva, za svoje potrebe. S obzirom da se proizvodnja do 1000 t/god statistički ne obrađuje, nema preciznih statističkih podataka o proizvedenim količinama biodizela u Srbiji u proteklim godinama. Neke procene su da potrošnja biodizela danas iznosi manje od 0.5% od ukupne potrošnje dizela, što govori o lošem stanju na tržištu i pored potencijala u količini sirovina koje se mogu proizvesti [95].

Ipak, usvajanjem "Nacionalnog akcionog plana za korišćenje obnovljivih izvora energije Republike Srbije" (NAPOIE), utvrđuju se ciljevi korišćenja obnovljivih izvora energije do 2020. godine, kao i načini za njihovo dostizanje. Između ostalog, on ima za cilj i da podstakne investiranje u oblasti obnovljivih izvora energije. Po NAPOIE, utvrđena je dinamika upotrebe obnovljivih izvora energije (OIE) u saobraćaju, po godinama, kao deo ukupnog udela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj godišnjoj neposrednoj potrošnji energije u koju se uračunava samo energija dizel goriva, motornog benzina i biogoriva utrošena u drumskom i železničkom transportu, izraženo u procentima energetskog sadržaja (%e.e.) (tabela 2.8.).

Tabela 2.8. Nacionalni cilj učešća OIE u saobraćaju do 2020. godine i plan NIS-a [97, 96]

		2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
*OIE – saobraćaj (%e.e.)		0	0	1.5	3.2	5.0	6.7	8.4	10.0
Planovi NIS-a	min (%e.e.)	0	0	2	3	5	7	8	10
	min **(%V/V)	0	0	benzin 0% dizel 3.0%	benzin 0% dizel 4.3%	benzin 0% dizel 7.1%	benzin 2.5% dizel 9.3%	benzin 4.5% dizel 9.2%	benzin 11% dizel 11.5%

*OIE – saobraćaj : po NAPOIE, **(%V/V) - zapreminski udeo (%V/V) bioetanola u motornim benzinima i biodizela u dizel gorivima

U tabeli 2.8. dati su i planovi "Naftne industrije Srbije" (NIS) o uvođenju OIE u saobraćaj [96].

2.7. OSNOVNE SMERNICE U VEZI PRIMENE BIODIZELA U MOTORIMA

Na osnovu prethodne analize, jasna je perspektiva proizvodnje i upotrebe biodizela kao goriva dizel motora. Intenziviran je i istraživački rad u svim oblastima od načina i tehnologija uzgoja (dobijanja) sirovinske baze za dobijanje ulja, tehnologija prerade i dobijanja biodizela i konačno, primene u dizel motorima.

Sa aspekta primene biodizela kao goriva u dizel motorima, neophodno je:

- da procesi koji se odvijaju u sistemima za dopremanje goriva, procesi ubrizgavanja, obrazovanja smeše i sagorevanja biodizela, kao i emisije karakteristike, budu potpuno proučeni i jasni,
- da karakteristike biodizela (i mešavina) budu saglasne odgovarajućim standardima i
- poznavanje karakteristika goriva koje nisu propisane standardima (brzina zvuka, gustina, modul stišljivosti, površinski napon i sl.) a veoma su bitne sa aspekta uticaja na procese ubrizgavanja, obrazovanja smeše, sagorevanja i emisiju izduvnih gasova.

3.

ANALIZA RADA IZABRANOG SISTEMA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA

3.1. OSNOVNE KARAKTERISTIKE

U procesu transformacije hemijske energije goriva u mehanički rad kod motora sa unutrašnjim sagorevanjem, dominantan uticaj ima način i kvalitet obrazovanja smeše gorivo – vazduh. Našim dopremanja goriva i vazduha u cilju obrazovanja i pripreme smeše te njeno zapaljenje i karakteristike sagorevanja od vitalnog su značaja za energetske, eksploatacione i ekološke pokazatelje i karakteristike motora sa unutrašnjim sagorevanjem.

Sa aspekta dopremanja goriva kod dizel motora, savremene konstrukcije podrazumevaju direktno ubrizgavanje goriva u cilindar sa mogućnošću što preciznije kontrole i regulacije procesa ubrizgavanja. Zahtevi koji se postavljaju pred sistemom ubrizgavanja goriva u direktnoj su vezi sa zahtevima koji prate tendenciju razvoja dizel motora:

- ekonomski - veća ekonomičnost transformacije hemijske energije goriva u mehanički rad, odnosno manja potrošnja goriva, niža cena motora u celini, te i sistema ubrizgavanja goriva,
- eksploatacioni - pouzdanost u radu, niži nivo mehaničkog i termičkog opterećenja motora, duži vek trajanja motora a samim tim i sistema ubrizgavanja goriva, bolje izlazne karakteristike motora, miran rad i niži nivo buke, i dr.,
- ekološki – smanjenje toksičnosti izduvnih gasova i
- mogućnost primene alternativnih goriva.

Očigledno je da su ovi zahtevi međusobno veoma povezani ali i konfliktni i da se poboljšanjima i razvojem sistema ubrizgavanja gore pomenuti zahtevi ne mogu rešiti, već rešenje treba tražiti u sklopu sa dopunskim regulacionim i drugim sistemima, odnosno integralno sa motorom u celini.

U tom smislu, sistem ubrizgavanja goriva kod dizel motora, u osnovi, mora da obezbedi:

- zahtevanu količinu ubrizganog goriva po radnom ciklusu, stabilnu periodičnost sa mogućnošću regulacije shodno promeni režima rada,
- ubrizgavanje goriva u određenom trenutku, sa odgovarajućim trajanjem ubrizgavanja i zatom karakteristikom ubrizgavanja,
- postizanje kvalitetnog raspršivanja goriva, zahtevani raspored i disperziju goriva po zapremini komore u cilju što potpunijeg učešća vazduha pri sagorevanju a sve uz očuvanje ili poboljšanje pokazatelja ciklusa,
- uniformnost rada u cilju obezbeđenja identične radne smeše po komorama višecilindričnih motora i td.,

uz sve otežavajuće okolnosti kao što su: vrlo kratko raspoloživo vreme za ubrizgavanje goriva, malih ubrizganih količina goriva po ciklusu a istovremeno promenljivih shodno režimu rada, visoka mehanička opterećenja sklopova i delova usled visokih pritisaka goriva u instalaciji, visoke temperature brizgača, brze promene pritisaka goriva u instalaciji i pojava koje prate nestacionarno strujanje goriva, promenjiva prigušenja usled kretanja elemenata koji regulišu protočne preseke i td., a sa aspekta upotrebe alternativnih goriva i uticaj različitih fizičko-hemijskih karakteristika alternativnih goriva na rad sistema ubrizgavanja goriva.

U današnje vreme, kod dizel motora, najzastupljeniji sistemi ubrizgavanja goriva su:

- sistemi neposrednog dejstva i
- akumulacioni sistemi tipa *“common-rail”*.

Kod sistema neposrednog dejstva, najzastupljeniji je mehanički pogon, koji može biti tipa *“pumpa-cev-brizgač”* ili *“pumpa-brizgač”*. Sistem *“pumpa-cev-brizgač”* može biti *pojedinačan* ili *distribucion*.

Glavni nedostaci mehaničkog pogona (u praksi i literaturi se često nazivaju konvencionalni sistemi) su pad pritiska ubrizgavanja sa padom broja obrtaja i time lošije raspršavanje goriva, kao i izvesna neravnomernost raspodele goriva po cilindrima kod višecilindričnih motora. Kod distribucionog sistema *“pumpa-cev-brizgač”*, neravnomernost raspodele goriva po cilindrima je znatno manja, smetnje regulisanju procesa ubrizgavanja čini talasno kretanje goriva u visokopritisnoj zapremini, ali je sistem znatno adaptibilniji za razne vrste dizel motora. Kod sistema *“pumpa-brizgač”* je izbegnut (minimiziran) uticaj talasnog kretanja goriva, ali se ovakav sistem može ugraditi samo na specificiran motor.

Kod akumulacionih sistema tipa *“common-rail”* se postižu viši pritisci ubrizgavanja, ne dolazi do pada pritiska ubrizgavanja sa padom broja obrtaja, te se postiže bolje raspršavanje

goriva. Elektronsko kontrolisanje procesa ubrizgavanja goriva, omogućuje ostvarivanje optimalnog trenutka početka i kraja ubrizgavanja sa tačno definisanom količinom ubrizganog goriva kao i mogućnost višestupnog ubrizgavanja ("pilot" ubrizgavanje, glavno ubrizgavanje i naknadno ubrizgavanje), šta ovom sistemu otvara velike perspektive kod dizel motora.

Predmet analize je sistem za ubrizgavanje goriva kod dizel motora, tipa "pumpa-cev-brizgač", uz napomenu da iste osnove važe i za druge sisteme i da saznanja osvojena na konvencionalnim sistemima pomažu i regulisanje i programiranje elektronski kontrolisanih sistema za ubrizgavanje.

Na slici 3.1. shematski je prikazan sistem ubrizgavanja tipa "pumpa-cev-brizgač". Analiza rada izabranog sistema ubrizgavanja zasnovana je i oslanjana se na [98 i 99] uz određene specifičnosti, a u cilju prepoznavanja i sagledavanja značaja i uticaja pojedinih fizičkih karakteristika goriva na rad sistema ubrizgavanja goriva.

Zapreminski protok goriva je, u svakom trenutku vremena t (ili uglom BV), definisan brzinom klipa v_k kao:

$$A_k \cdot v_k = \psi(t), \text{ ili}$$

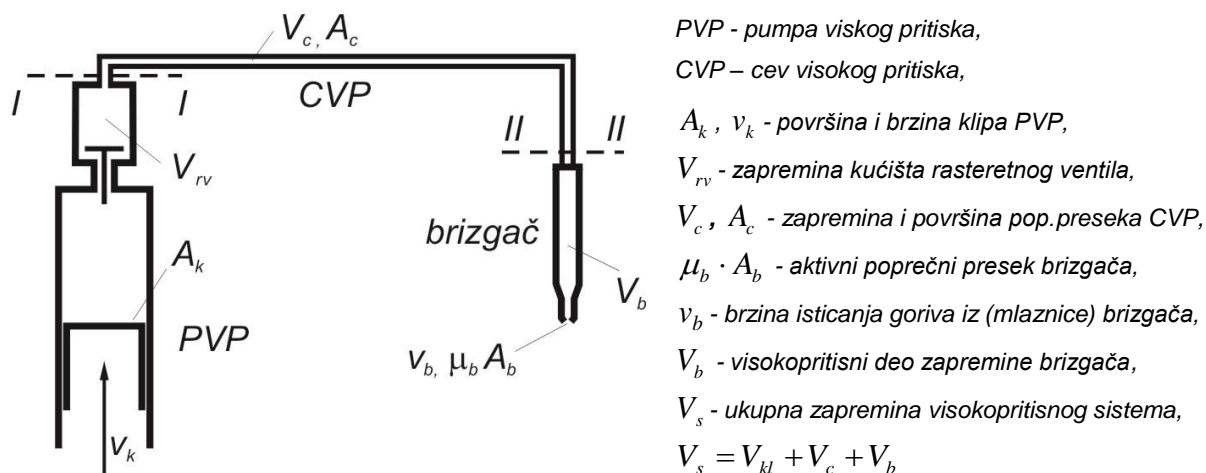
$$A_k \cdot v_k = \psi(\varphi_b).$$

Ako bi se proces između pumpe i brizgača odvijao bez zakašnjenja [98 i 99], tada ne bi dolazilo do "sabijanja" goriva u zapremini V_s . Onda bi veza između polaznog i izlaznog protoka (isticanje iz brizgača) bila:

$$v_k \cdot A_k = \mu_b \cdot A_b \cdot v_b, \text{ odnosno [98]:}$$

$$v_k \cdot A_k = \mu_b \cdot A_b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (3-1)$$

gde je ρ - gustina goriva, a Δp - razlika pritisaka ispred i iza (mlaznice) brizgača.



Slika 3.1. Shema sistema ubrizgavanja tipa "pumpa-cev-brizgač"

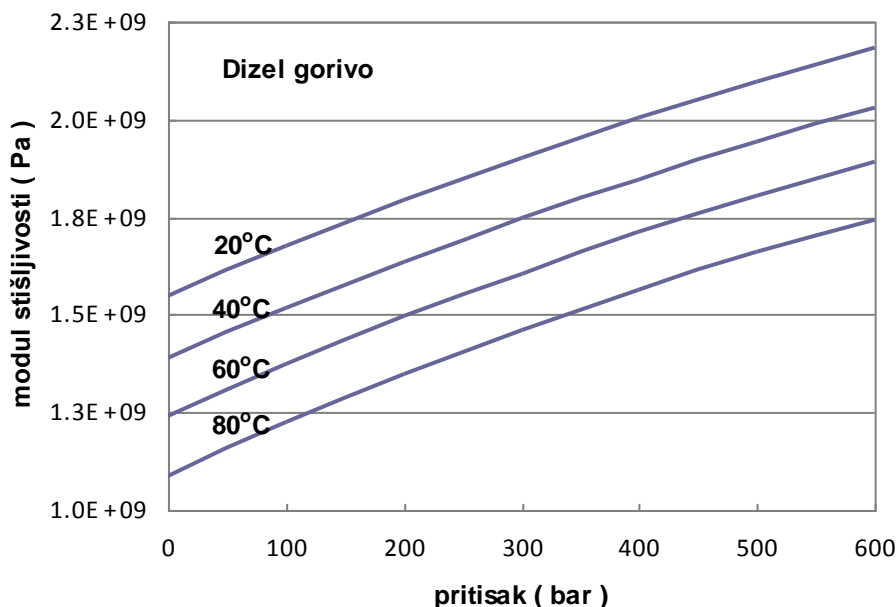
U visokopritisnom deli instalacije, gorivo se mora tretirati kao stišljiv fluid, a relativna

promena zapremine je proporcionalna promeni pritiska:

$$\Delta p = -E \cdot \frac{\Delta V}{V} \tag{3-2}$$

gde je E modul stišljivosti (elastičnosti, kompresibilnosti, *Bulk modulus*) goriva.

Vrednosti modula stišljivosti dizel goriva na pritiscima do 600 bar i različitim temperaturama (20, 40, 60 i 80 °C) date su dijagramom na slici 3.2. gde se može uočiti trend zavisnosti modula stišljivosti dizel goriva od pritiska i temperature goriva.



Slika 3.2. Modul stišljivosti dizel goriva u funkciji pritiska i temperature [98]

Poznavanje vrednosti ove fizičke karakteristike goriva u zavisnosti od pritiska i temperature, vrlo je bitno za analizu procesa u sistemima za ubrizgavanje goriva kod dizel motora, kao i kada se kao gorivo koristi na primer biodizel ili mešavina istog sa dizel gorivom (poglavlje 4).

Ako se uzme u obzir stišljivost goriva i ukupna visokopritisna zapremina sistema V_s , jednačina (3-1) prelazi u oblik [98]:

$$v_k \cdot A_k = \mu_b \cdot A_b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{II} - p_z} + \frac{dp_{II}}{dt} \cdot \frac{V_s}{E} \tag{3-3}$$

potisnuta količina goriva = ubrizgana količina goriva + zaostala kol. gor. u instalaciji zbog stišljivosti goriva

gde je:

p_z - pritisak u radnom prostoru motora

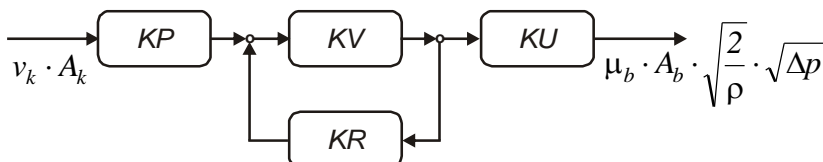
p_{II} - pritisak na mestu preseka II-II (ispred brizgača) (slika 3.1.)

Jednačina (3-3) zanemaruje uticaj inercije i refleksije, kao i deformaciju polaznog protoka usled kretanja pojedinih elemenata (pumpe, brizgača) za vreme procesa ubrizgavanja.

Treba imati u vidu da je brzina strujanja goriva od 50 do 60 puta manja od brzine zvuka i da je pomeranje potisnute količine goriva za jedan ciklus 10-15 cm. Novopotisnuta količina

goriva potiskuje ispred sebe gorivo koje se već nalazi u cevi, a talas pritiska se prostire brzinom zvuka.

Leva strana jednačine (3-1) definiše karakteristiku potiskivanja KP, a desna strana iste jednačine definiše karakteristiku ubrizgavanja KU. U slučaju sistema za ubrizgavanje tipa "pumpa -cev- brizgač" može se postaviti blok shema prikazana na slici 3.3.



Slika 3.3. Blok shema veze triju karakteristika [98]
 KP - karakteristika potiskivanja; KR - karakteristika refleksije
 KU - karakteristika ubrizgavanja; KV - kanal veze

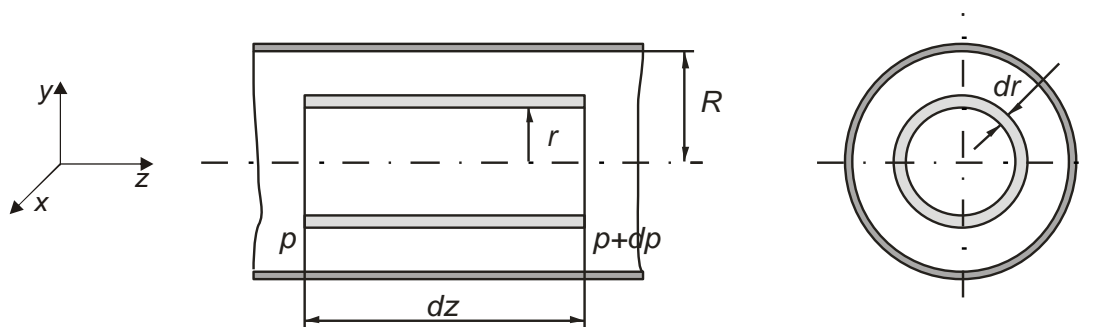
Brizgač ne samo da ne reaguje vremenski u skladu sa dolazećim signalom, već rađa i povratni impuls KR, tako da je karakteristika ubrizgavanja u svakom trenutku vremena posledica karakteristika potiskivanja i refleksije.

Igla brizgača svojim hodom menja protočni presek time i odnos protočnog preseka brizgača prema protočnom preseku cevi visokog pritiska a to znači i uslov refleksije.

Veza između pumpe i brizgača je hidraulička, te je neophodno proučiti nestacionarni transport tečnosti u cevima malog prečnika i transport goriva putem talasa pritiska.

3.2. OSNOVE NESTACIONARNOG STRUJANJA GORIVA U CEVIMA MALOG PREČNIKA

Za analitičko rešavanje ovog problema neophodno je poznavanje brzina i pritiska duž cevi u svakom trenutku vremena. Dalja analiza pokazaće da je na ovaj sistem moguće primeniti jednodimenzionalnu analizu, tj. da se usvoji konstantnost pritiska i brzine po poprečnom preseku cevi. Posmatrajmo segment cevi i kontrolnu zapreminu na slici 3.4. :



Slika 3.4. Kontrolna zapremina

Primenom Navier-Stokes-ovih jednačina kretanja fluida za slučaj na slici 3.4. dobija se:

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3-4)$$

gde su:

Z - spoljašnje sile po jedinici mase fluida i sile trenja,

u, v, w - komponente brzine strujanja u pravcu osa x, y, z

$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}$ - sila pritiska po jedinici mase fluida.

S obzirom na osnosimetrično strujanje fluida i pošto su uzdužne dimenzije cevi znatno veće od prečnika cevi, zanemarena je promena pritiska u radijalnom pravcu, tako da je na sistem moguće primeniti jednodimenzionalnu analizu, odnosno konstantnost pritiska i brzine po poprečnom preseku cevi.

Prema tome, drugi i treći član leve strane jednačine su nula, pa jednačina (3-4) prelazi u oblik:

$$\frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial z} = Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3-5)$$

Pošto je sistem pod pritiskom spoljašnje sile nemaju uticaja na strujanje fluida u sistemu, tako da je od sila Z interesantna sila trenja Z_{tr} .

Silu trenja Z_{tr} možemo analizirati kao veličinu proporcionalnu srednjoj brzini strujanja \bar{w} :

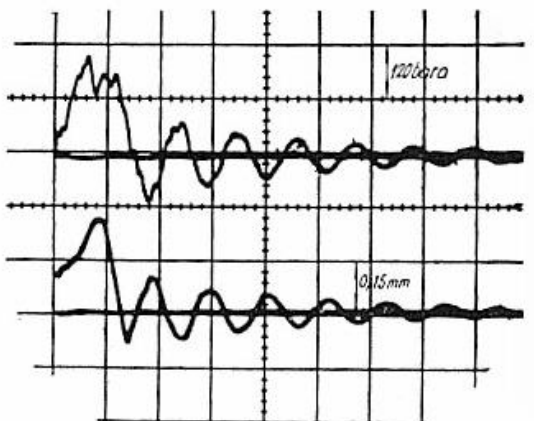
$$Z_{tr} = r' \cdot \bar{w} \quad (3-6)$$

gde je r' faktor proporcionalnosti, ili da se nakon izvođenja rešenja za slučaj nestacionarnog strujanja bez trenja, na kraju uvede prigušujući faktor oblika:

$$e^{-kt} \quad , \text{ gde je } k \text{ faktor prigušenja [98, 99].}$$

U drugom slučaju, na pr. kod procesa smirivanja (nakon ubrizgavanja), opadanje vrhova talasa pritiska može se opisati kao:

$$p = p_1 \cdot e^{-kt} \quad , \text{ gde je } p_1 \text{ početna vrednost pritiska.}$$



Slika 3.5. Visoki zaostali pritisak i sporo smirivanje nakon ubrizgavanja (usled male rasteretne zapremine); promena pritiska ispred brizgača (gore) i u komori rasteretnog ventila (dole); razmera po horizontali : 1 podela = 4.2 ° BV [98]

Nakon završetka ubrizgavanja, pritisak osciluje između pumpe i brizgača nedovoljno

velikom amplitudom da ponovo otvori brizgač (slika 3.5.).

Brzina smirivanja je direktno srazmerna veličini rasteretne zapremine. S druge strane, treba napomenuti da preveliko rasterećenje uzrokuje pojavu čepova pare u visokopritisnoj zapremini što dovodi do smanjenja kapaciteta sistema i zakašnjenja između početka potiskivanja i ubrizgavanja.

Uticaj trenja u ovom slučaju, u procesu ubrizgavanja, možemo zanemariti, s obzirom da su cevi relativno kratke (oko 1 metar), pa jednačina (3-5) postaje:

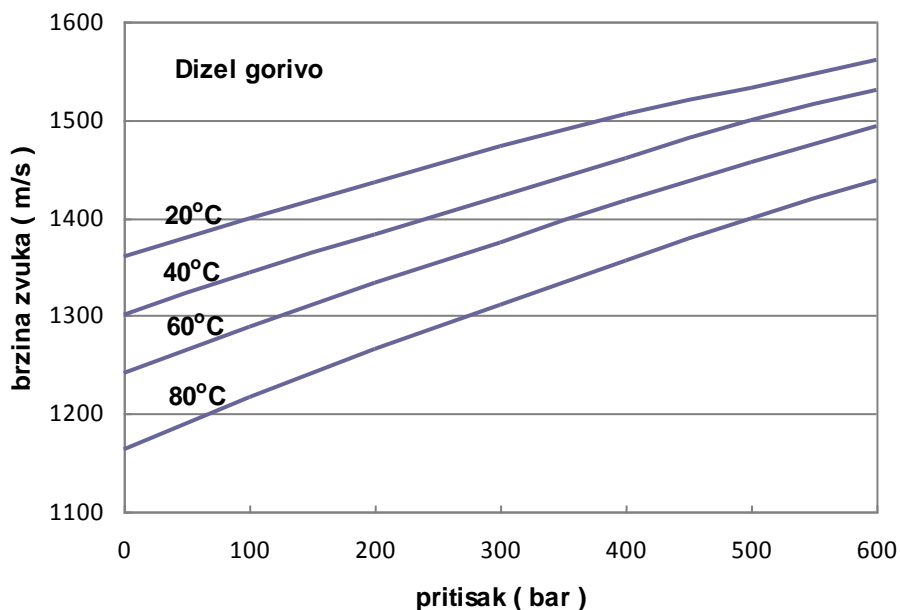
$$\frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3-7)$$

Jednačina (3-7) može se dalje uprostiti zanemarivanjem drugog člana sa leve strane jednačine (konvektivni član), usled uniformnosti toka brzine strujanja fluida w i činjenice da je brzina strujanja fluida znatno manja od brzine prostiranja talasa.

Talas se kreće brzinom zvuka, definisanom kao:

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3-8)$$

Na dijagramu (Slika 3.6.) prikazane su krive promene brzine zvuka dizel goriva [98] u zavisnosti od pritiska i temperature.



Slika 3.6. Brzine zvuka za dizel gorivo D-2 u funkciji temperature i pritiska [98]

Dakle, poznavanje vrednosti brzine zvuka, odnosno brzine prostiranja talasa pritiska, u zavisnosti od pritiska i temperature goriva, takođe je vrlo bitno za analizu procesa u sistemima za ubrizgavanje goriva (poglavlje 4).

Zanemarivanjem konvektivnog člana dobija se :

$$\frac{\partial w}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3-9)$$

Druga jednačina veze između pritiska i brzine dobija se pomoću jednačine kontinuiteta:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = -\frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (3-10)$$

Na osnovu primenjene jednodimenzione analize sistema, prvi i drugi član sa leve strane jednačine su jednaki nuli, tako da jednačina (3-10) prelazi u oblik:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = -\frac{\partial \rho}{\partial t} \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial \rho}{\partial z} w + \frac{\partial w}{\partial z} \rho + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3-11)$$

Koristeći jednačinu za adijabatsku promenu stanja $p \cdot \rho^{-\kappa} = const$ to diferenciranjem iste po t i z dobijamo:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} &= \frac{\rho}{p \cdot \kappa} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} && \text{odnosno} \\ \frac{\partial \rho}{\partial z} &= \frac{\rho}{p \cdot \kappa} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \quad (3-12)$$

Smenom (3-12) u (3-11) dobijamo:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} w + p \kappa \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3-13)$$

S obzirom na već rečeno - uniformnost toka brzine strujanja goriva w i da je brzina strujanja w znatno manja od brzine prostiranja talasa pritiska a , zanemarićemo konvektivni član u jednačini (3-13), tako da ona prelazi u oblik:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + p \kappa \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{p \kappa} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3-14)$$

Jednačine (3-9) i (3-14) čine sistem parcijalnih diferencijalnih jednačina (3-15)

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial z} &= -\frac{1}{p \kappa} \frac{\partial p}{\partial t} \end{aligned} \right\} \quad (3-15)$$

čije rešenje daje zavisnost pritiska i brzina od z i t , tj. omogućuje poznavanje vrednosti pritisaka i brzina strujanja goriva u željenom preseku i trenutku.

Pri rešavanju sistema jednačina (3-15) moraju se uzeti u obzir sledeće relacije:

- modul stišljivosti (kompresibilnosti) E , koji je definisan kao:

$$E = \rho \frac{\partial p}{\partial \rho}$$

- veza između brzine zvuka a , modula stišljivosti E i gustine ρ , koja je data Njutnovim (*Newton*) obrascem:

$$a^2 = \frac{E}{\rho}$$

- da se talasi pritiska šire brzinom zvuka a definisanom kao:

$$a^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_{s=const.(adiab)}$$

što smenom preko jednačine za adijabatsku promenu stanja $p \cdot \rho^{-\kappa} = const.$ daje

$$a^2 = \frac{\kappa \cdot p}{\rho} . \tag{3-16}$$

Očigledno je da je za analitičko rešenje sistema jednačina (3-15), neophodno poznavanje makar dve od zavisnosti :

$$a = a(p, T) ,$$

$$\rho = \rho(p, T) \text{ i}$$

$$E = E(p, T) .$$

Određivanje vrednosti brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti za određene pritiske i temperature goriva, što je deo ovog rada (poglavlje 4), je bitno za predviđanje ponašanja sistema za ubrizgavanje pri radu sa različitim gorivima, posebno onih koji rade sa višim pritiscima ubrizgavanja.

Radi jednostavnijeg rešavanja sistema jednačina (3-15) možemo "uslovno" usvojiti da $a = const$, $\rho = const$ i $E = const$, s tim da se u konačnom obliku ovako dobijenih rešenja sistema jednačina (3-15) koriste vrednosti za a , ρ i E za odgovarajuće radne pritiske i temperature.

U tom slučaju, diferenciranjem prve od jednačina (3-15) po koordinati z , a druge po vremenu t i uzimajući u obzir da je:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t \partial z} = \frac{\partial^2 w}{\partial z \partial t} ,$$

dobijamo:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \tag{3-17}$$

odnosno:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} . \tag{3-18}$$

Jednačine (3-17) i (3-18) su linearne-parcijalne diferencijalne jednačine II reda poznate kao hiperboličke. Njihovo rešenje obično se traži u obliku Bernulija (*Bernouli*) - pogodno pri nalaženju vlastitih frekvenci oscilovanja talasa pritiska u usisnim ili izduvnim cevima klipnih motora - ili u obliku Dalamberta (*d'Alambert*).

Za praćenje talasnog kretanja pogodniji je oblik Dalamber-ovog rešenja [98, 99] koji omogućuje da se na svakom mestu i u svakom trenutku, trenutni (ukupni) pritisak može definisati kao:

$$p = p_0 + p_v + p_r = p_0 + p_d \quad (3-19)$$

gde je:

p - trenutni pritisak,

p_0 - početni pritisak u cevovodu pre dejstva pumpe VP,

p_v - pritisak od talasa pritiska koji se prostiru u smeru strujanja goriva,

p_r - pritisak od talasa pritiska koji se prostiru suprotno smeru strujanja goriva,

p_d - dinamički pritisak $p_d = p_v + p_r$.

Analogno, trenutna brzina može se predstaviti kao:

$$w = w_0 + w_v + w_r \quad (3-20)$$

gde je:

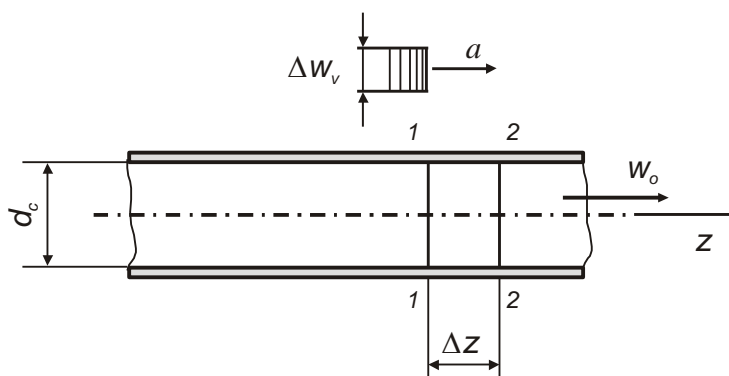
w - trenutna brzina,

w_0 - početna brzina,

w_v - brzina koja potiče od brzinskog talasa u smeru proticanja goriva,

w_r - brzina koja potiče od brzinskog talasa suprotno smeru proticanja goriva.

Potrebno je naći vezu između talasa brzine i pritiska. Posmatrajmo segment cevi na koji nailazi element brzinskog talasa Δw_v (slika 3.7.)



Slika 3.7. Elementarna zapremina $A_c \cdot \Delta z$ na koju nailazi talas Δw_v ; $A_c = \frac{d_c^2 \pi}{4}$

Ako se pozitivni brzinski talas Δw_v kreće od preseka 1-1 prema 2-2 doći će do sabijanja fluida u zapremini $A_c \cdot \Delta z$, jer kroz 1-1 u intervalu Δt , fluid ulazi prosečnom brzinom $w_0 + \Delta w_v$, a izlazi brzinom w_0 .

Vreme prolaska talasa je:

$$\Delta t = \frac{\Delta z}{a} \quad (3-21)$$

sabijena zapremina:

$$\Delta V = A_c \cdot \Delta w_v \cdot \Delta t \quad (3-22)$$

a elementarna zapremine je:

$$V = A_c \cdot \Delta z. \quad (3-23)$$

Talas se kreće velikom brzinom tako da se može pretpostaviti adijabatska promena stanja:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{\Delta p}{p} \quad (3-24)$$

odnosno sa (3-21) do (3-23) dobija se :

$$\Delta w_v = \frac{a}{\kappa \cdot p} \cdot \Delta p_v \quad (3-25)$$

gde je za Δp stavljeno Δp_v , kao talas pritiska koji odgovara Δw_v .

Iz (3-16) i (3-25) dobija se :

$$w_v = \frac{1}{a \cdot \rho} \cdot p_v. \quad (3-26)$$

Ako sa K označimo :

$$K = \frac{1}{a \cdot \rho} \quad (3-27)$$

dobija se:

$$w_v = K \cdot p_v. \quad (3-28)$$

S obzirom da je $K = K(a, \rho)$, uzimamo u obzir da je $a = a(p, T)$ i $\rho = \rho(p, T)$ i u zavisnosti od vrste fluida (goriva), pritiska i temperature, možemo formirati dijagrame funkcionalne zavisnosti f-je K od pomenutih parametara. Na slici 3.8. dat je jedan takav dijagram i to za dizel gorivo, temperatura 20, 40, 60 i 80 °C, pritiska do 600 bar [98].

Ako bi se preko skice na slici 3.7. posmatrao talas suprotno od smera strujanja, dobija se veza:

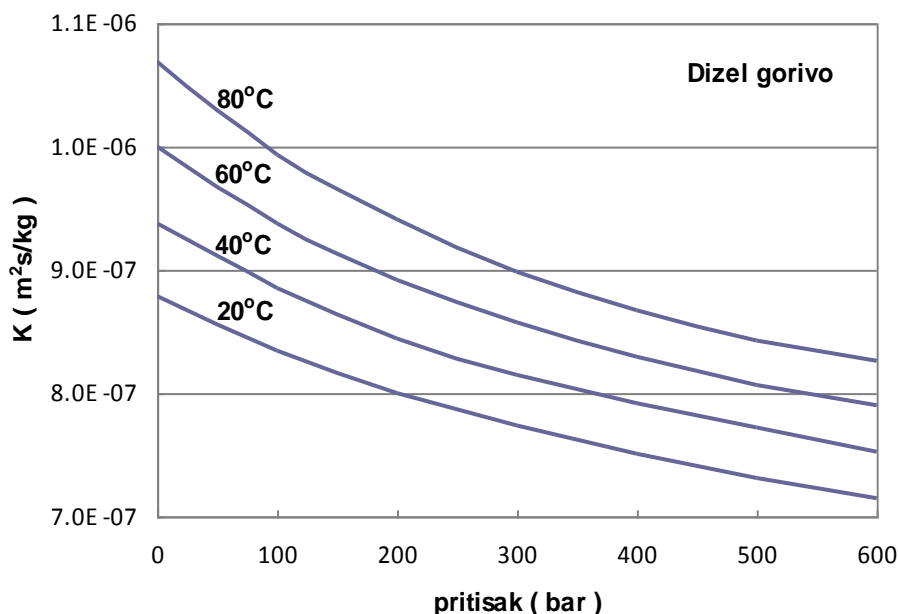
$$w_r = -\frac{1}{a \cdot \rho} \cdot p_r \quad (3-29)$$

odnosno

$$w_r = -K \cdot p_r \quad (3-30)$$

s obzirom da suprotno usmereni brzinski talas izaziva razređenje u zapremini $A_c \cdot \Delta z$.

Analizom uticaja karakteristike potiskivanja i karakteristike refleksije na karakteristiku ubrizgavanja preko talasnog kretanja [98, 99], mogu se prikazati razni položaji talasa za fiksirana vremena posmatranja.



Slika 3.8. Vrednosti funkcije K za dizel gorivo u funkciji temperature i pritiska [98]

Na osnovu j-na (3-26) i (3-29) može se zaključiti sledeće:

- ako se smer strujanja fluida poklapa sa smerom prostiranja brzinskog talasa, dolazi do porasta pritiska;
- talas brzine i pritiska su istog znaka ako se kreću u smeru strujanja fluida, a suprotnog ako se prostiru suprotno.

Igla brizgača svojim hodom menja protočni presek, a to znači i uslov refleksije. Za vreme procesa ubrizgavanja menja se p_v , a pri podizanju ili spuštanju igle brizgača i odnos protočnog preseka brizgača prema protočnom preseku cevi visokog pritiska.

Jednačinama (3-26) i (3-29) izražena je veza brzinskog talasa i pritiska u pravcu i suprotno pravcu strujanja goriva.

3.3 KARAKTERISTIKA UBRIZGAVANJA

Zavisnost količine ubrizganog goriva od ugla bregastog (kolenastog) vratila (ili vremena) u toku jednog radnog ciklusa naziva se karakteristikom ubrizgavanja. Karakteristika ubrizgavanja ili ubrizgana količina goriva u motor u f-ji vremena (ugla bregastog ili kolenastog vratila) definiše se kao:

$$\dot{V}_{ct} = \mu_b \cdot A_b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{II} - p_z} = \mu_b \cdot A_b \cdot v_b \quad (3-31)$$

gde je v_b trenutna brzina isticanja goriva iz brizgača. Ako se zanemari stišljivost goriva u zapremini visokopritisnog dela brizgača V_b (slika 3.1.), koja je inače kod savremenih

konstrukcija brizgača mala, važi jednakost:

$$w_{II} \cdot A_c = \mu_b \cdot A_b \cdot v_b = \dot{V}_{ct} \quad (3-32)$$

tj. ona količina goriva koja protiče kroz presek II-II jednaka je onoj koja se ubrizgava. Ovo omogućuje da poznavajući brzinu u preseku II-II, možemo definisati i karakteristiku ubrizgavanja goriva u motor.

Na osnovu (3-31) i (3-32) a za i -tu vrstu goriva (dizel, ulje repice, biodizel, mešavine ...) gustine ρ_i dobija se:

$$w_{IIi} \cdot A_c \cdot \rho_i = (\mu_b \cdot A_b)_i \cdot \rho_i \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_i}} \cdot \sqrt{(P_{II} - P_z)_i} \quad (3-33)$$

odnosno:

$$\dot{m}_i = (\mu_b \cdot A_b)_i \sqrt{2\rho_i (P_{II} - P_z)_i} \quad (3-34)$$

gde je \dot{m}_i - maseni protok [kg/s]

Pri korišćenju dizel goriva kao pogonskog goriva motora sa analiziranim sistemom za ubrizgavanje, možemo napisati:

$$\dot{m}_D = (\mu_b A_b)_D \sqrt{2\rho_D (P_{II} - P_z)_D} \quad (3-35)$$

a pri korišćenju, na primer, čistog ulja repice:

$$\dot{m}_{UR} = (\mu_b A_b)_{UR} \sqrt{2\rho_{UR} (P_{II} - P_z)_{UR}} \quad \text{ili} \quad (3-36)$$

pri korišćenju čistog biodizela:

$$\dot{m}_{B100} = (\mu_b A_b)_{B100} \sqrt{2\rho_{B100} (P_{II} - P_z)_{B100}} \quad (3-37)$$

Na osnovu (3-35) i (3-37), na pr., sledi:

$$\frac{\dot{m}_{B100}}{\dot{m}_D} = \frac{(\mu_b A_b)_{B100}}{(\mu_b A_b)_D} \sqrt{\frac{\rho_{B100}}{\rho_D}} \sqrt{\frac{(P_{II} - P_z)_{B100}}{(P_{II} - P_z)_D}} \quad (3-38)$$

Jednačina (3-34) generalno, a i (3-38) specificirano, omogućuje da uz poznavanje karakteristika sistema za ubrizgavanje (A_b , P_{II}) i goriva (μ_b , ρ_i), možemo predvideti ponašanje sistema za ubrizgavanje u smislu različitih masenih protoka goriva, i dovesti u vezu, na pr. u praksi primećenu *različitu potrošnju goriva* kada motor koristi kao pogonsko gorivo biodizel u odnosu na klasično dizel gorivo (kao referentno gorivo), i *različite fizičke karakteristike* biodizela i dizela (brzina zvuka, gustina, modul stišljivosti).

Pri tom, treba imati u vidu da je aktivni protočni presek $\mu_b A_b$ sprega fizičke karakteristike goriva i geometrijske karakteristike brizgača, te se kao takav određuje za svaki položaj igle (hoda) brizgača. Takođe, pritisak P_{II} je, (šta i eksperimentalno treba pokazati -

poglavlje 5.), sprega uticaja karakteristika sistema za ubrizgavanje i fizičkih karakteristika goriva. Eksperimentalno je potrebno utvrditi i kakav je uticaj goriva sa većom brzinom zvuka i većom gustinom u odnosu na dizel gorivo, na hod igle brizgača, ugao predubrizgavanja, trajanje ubrizgavanja i dr. (poglavlje 5.).

Pre toga, potrebno je odrediti zavisnost brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti ispitivanih goriva od radnih pritiska (poglavlje 4.).

Poznavanje pomenutih fizičkih karakteristika pogonskih goriva od koristi je za predikciju ponašanja i drugih sistema za ubrizgavanje goriva, kao i za programiranje i optimizaciju elektronski kontrolisanih sistema za ubrizgavanje.

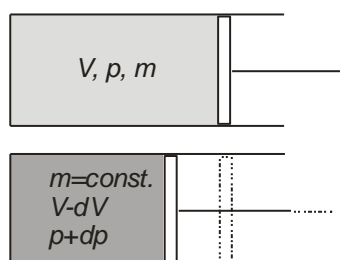
4. ODREĐIVANJE BRZINE ZVUKA, GUSTINE I MODULA STIŠLJIVOSTI ISPITIVANIH GORIVA

4.1. BRZINA ZVUKA, GUSTINA I MODUL STIŠLJIVOSTI KAO KARAKTERISTIKE RADNOG FLUIDA

Impuls pritiska se prenosi brzinom koja je identična brzini prostiranja zvuka a (zvučnih talasa) kroz odgovarajuću sredinu, odnosno kroz radni fluid - gorivo.

Svojstvo fluida da pod dejstvom normalnih sila menja zapreminu naziva se *stišljivost*. Za razliku od gasova, stišljivost tečnosti je mala, i potreban je (za razliku od gasova) veći pritisak da bi se zapremina tečnosti iole smanjila. Nakon dejstva sile, sabijena tečnost zauzima ponovo svoju prvobitnu zapreminu.

Neka se pod dejstvom elementarnog pritiska dp zapremina fluida (goriva) V smanji za dV (slika 4.1).



Slika 4.1. Komprimovanje fluida sa promenom zapremine fluida, $m=const.$

Izraz dV/V predstavlja relativnu promenu zapremine. Ako se ta promena sračuna i za jedinicu pritiska dobija se:

$$s = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp} \quad (4-1)$$

gde je :

s - koeficijent stišljivosti.

Znak minus pokazuje da povećanju pritiska odgovara smanjenje zapremine i obratno.

Recipročna vrednost koeficijenta stišljivosti naziva se *modulom stišljivosti* (E).

$$E = \frac{1}{s} . \quad (4-2)$$

Modul stišljivosti ima istu dimenziju kao i pritisak.

Uz uslov konstantne mase fluida m (slika 4.1.), a na osnovu izraza:

$$m = \rho \cdot V = const . \quad (4-3)$$

diferenciranjem se dobija:

$$dm = \rho \cdot dV + V \cdot d\rho = 0 \quad \text{odnosno sa (4-1) i (4-2) :}$$

$$E = \rho \cdot \frac{dp}{d\rho} . \quad (4-4)$$

S obzirom na tendenciju razvoja sistema za ubrizgavanje goriva u dizel motorima (pa i generalno u motorima SUS) sa pritiscima ubrizgavanja koji su iznad 1000 *bar*, postavlja se pitanje uticaja stišljivosti goriva, promene gustine goriva i brzine prostiranja talasa pritiska kroz goriva na karakteristike procesa ubrizgavanja goriva. Slično pitanje se postavlja i kod dizel motora starijih generacija (koji su inače u eksploataciji najviše zastupljeni u svetu) kada se kao gorivo koristi neko od tkz. alternativnih tečnih goriva.

Njutnov obrazac da je :

$$a^2 = \frac{E}{\rho} \quad (4-5)$$

gde je :

a - brzina zvuka,

E - modul stišljivosti i

ρ - gustina

pokazuje vezu ove tri karakteristike i mogućnost da sa poznavanjem dve od njih lako može izračunati treća.

Različiti istraživači su prepoznali značaj poznavanja karakteristika goriva $a = a(p,T)$, $\rho = \rho(p,T)$ i $E = E(p,T)$ za rad sistema ubrizgavanja goriva i predstavili svoje radove u cilju određivanja njihovih zavisnosti [53, 100 do 118]. Huber i drugi [102] merenjem određuju brzinu zvuka i gustinu ispitivanih goriva na atmosferskom pritisku, za opseg temperatura 278 – 333 K i

polazeći od "Molar Helmholtz Free Energy" j-ne formiraju model za izračunavanje karakteristika goriva za pritiske do 50 MPa i temperature do 700 K. Tat i drugi [103, 104] prezentuju zavisnost ovih karakteristika od pritiska do 35 MPa na 293-313 K. Ott i drugi [105] određuju gustinu i brzinu zvuka na 83 kPa i temperaturama od 278 do 338 K. Kegl [106] eksperimentalno određuje brzinu zvuka za pritiske do 40 MPa kao i uticaj promene temperature na gustinu (od 273 do 313 K), određuje modul stišljivosti za pritiske do 40 MPa i daje uporedni prikaz sa rezultatima dobijenim simulacijom. Dzida i dr. [107, 108] mere brzinu zvuka na temperaturama 293-318K i pritiscima od 0.1 do 101 MPa, mere gustinu na atm. pritisku a propacunom određuju na pritiscima do 101 MPa. Payri i dr. [109] eksperimentalno određuju brzinu zvuka na pritiscima od 15 do 180 MPa i temperaturama od 298 do 343 K. Dva senzora pritiska su postavljena u 12 m dugoj "cevi visokog pritiska" (unutrašnjeg prečnika 2.5 mm) na međusobnom rastojanju od 8.22 m. Gustinu mere na atmosferskom pritisku a izracunavaju za vise pritiske. Freitas i dr. [110] merenjem na atmosferskom pritisku i temperaturama 293 do 343 K određuju brzinu zvuka za različita goriva i podatke koriste za računsko određivanje i predviđanje akustičkih karakteristika i drugih biodizel goriva [111]. Daridon i dr. [112] prezentuju podatke za nekoliko različitih goriva kof kojih je merenje brzine zvuka vršeno na atmosferskom pritisku i opsegu temperatura od 283 to 373 K. Za iste pritiske i pristupom kao u [107, 108], Žarska i dr., određuju brzinu zvuka za biodizel proizveden od kokosovog i palminog ulja [113]. Lopes i dr. [114] na atmosferskom pritisku varira temperaturu goriva od 298 do 353 K i merenjem određuje brzinu zvuka goriva, sa prikazom podataka iz literature o eksperimentalnim vrednostima brzine zvuka za biodizele različitog porekla (i neka druga alterantivna goriva). Polazeći od termodinamičkih svojstava biodizela i mešavina, Perdomo i dr. [115] modeliranjem predstavljaju krivu promenu brzine zvuka sa promenom temperature fluida, na atmosferkom pritisku. Tat i Van Gerpen određuju brzinu zvuka i modul stisljivosti na pritiscima do 34.5 MPa i temperaturama od 293 do 373 K, uz analizu promena vrednosti ovih veličina na vrednosti ugla predubrizgavanja i dalje na NOx emisiju [116]. Gautam i Agarwal [117] su fokusirani na uticaj temperature goriva (atmosferski pritisak) na karakteristike biodizela (gustina, viskoznost, brzina zvuka, modul stišljivosti, površinski napon) koji se koristi u Indiji. Određivanje modula stišljivosti goriva na pritiscima od 3 do 33 MPa i temperaturi 311 K predmet je istraživanja Lapuerta i dr. [118].

Pomenuta istraživanja pokazuju da vrednosti brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti dizel goriva, biodizela i njihovih mešavina rastu sa porastom pritiska, a opadaju sa porastom temperature. Vrednosti brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti rastu sa porastom učešća biodizela u mešavinama. Kompleksnost eksperimentalnog određivanja vrednosti brzine zvuka i gustine nastaje sa povećanjem radnih pritisaka iznad 500 (600) bar, nezavisno od vrste goriva. Najveći problem je zaptivanje i održavanje nepropusnosti elemenata aparature pri radu na višim pritiscima kod standardnih metoda koje rade na principu promenljive zapremine fluida (slike 4.1. i 4.2.). Takođe, neophodno je pojedine (osetljive) merne elemente zaštititi od dejstva visokih

radnih pritisaka a da se to ne odražava na tačnosti merenja. Uporedno merenje brzine zvuka i određivanje gustine izabranih goriva na višim pritiscima je dodatni otežavajući faktor u osmišljavanju načina merenja i izbora metoda i tehnika merenja.

4.2. IZBOR METODE I TEHNIKE MERENJA

Osnovni cilj predviđenih merenja, u skladu sa prethodnim analizama i komentarima, je da se odrede karakteristike radnih fluida i to:

- brzina prostiranja zvučnih talasa a (brzina zvuka),
- gustina fluida ρ i
- stišljivost s , odnosno modul stišljivosti E

i to u uslovima radnog pritiska u intervalu od atmosferskog do 1600 bar za temperaturu fluida od 20 °C, na način da se brzina zvuka i gustina mere (određuju) istovremeno za svaku promenu pritiska.

Za radne fluide, već prema osnovnom konceptu istraživanja, izabrani su:

- dizel gorivo (dalje u tekstu skraćena oznaka D),
- ulje repice (UR),
- metilestar ulja repice – biodizel (B100) i
- mešavina dizel goriva i biodizela (zapreminski sastav 50% dizela i 50% biodizela – u daljem tekstu B50)

Dizel gorivo je karakteristika po standardu EN 590 (tabela 2.1.), ulje repice karakteristika po DIN EN 51605 (tabela 2.1.), a biodizel karakteristika u skladu sa EN 14214 (tabela 2.3.).

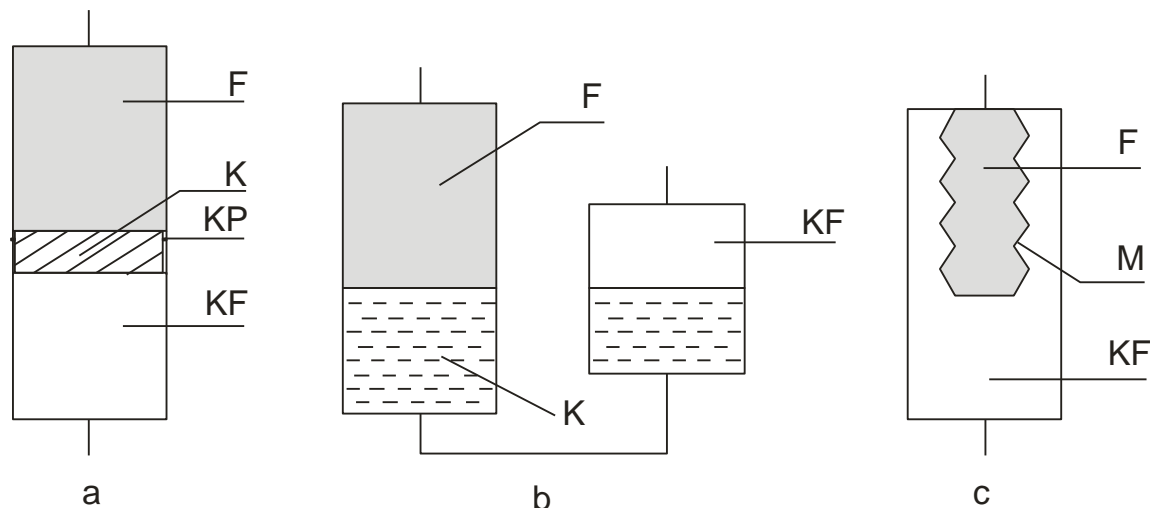
Pristup pri izboru metode i tehnike merenja brzine zvuka, zasnovan na principu konstantne mase, a promenljive zapremine i gustine fluida (slike 4.1. i 4.2. i j-na 4-3), zahteva da se fluid koji se ispituje (konstantne mase) komprimuje (uz smanjenje zapremine), pri tom prati promena pritiska, određuje zapremina (direktno ili indirektno pomoću promene hoda klipa i sl.) i na osnovu izraza (4-3), odredi gustina ρ . Uporedo je neophodno da se u zavisnosti od radnog pritiska meri (određuje) i brzina zvuka a kroz radni fluid.

Poznavajući brzinu zvuka a i gustinu ρ , lako je odrediti modul stišljivosti E (4-5), odnosno koeficijent stišljivosti s (4-2).

Sheme nekih od standardnih metoda za, na ovakav način, određivanje pomenutih veličina, date su na slici 4.2. [119].

Fluidu koji se ispituje (**F**) zapremina se menja kretanjem klipa (**K**) od čvrstog materijala (slika 4.2.a), ili potiskivanjem od strane među-fluida koji ima f-ju klipa (**K** na slici 4.2.b) ili dejstvom dilatacionog suda – meha (**M**) (slika 4.2.c), a sve kao posledica izazvane i kontrolisane promene pritiska pomoćnog fluida (**KF**). Konstrukcija na slici 4.2.a može biti bez pomoćnog fluida (**KF**), sa zglobnom ili krutom vezom klipa (**K**) i spoljnog inicijatora.

Nedostaci ovih i njima sličnih metoda, uočljivi su kada radni pritisci prelaze 500-600 bar, što je ovom prilikom slučaj, s obzirom na zahtevanu gornju granicu pritiska od 1600 bar. Ovo se prevashodno odnosi na probleme u zaptivanju, i moguću pojavu curenja (kapanja ili vlaženja), odnosno gubitka radne materije (fluida koji se ispituje **F**), u oblasti oko klipnih (zaptivnih) prstenova (**KP**), što je potpuno neprihvatljivo sa aspekta tačnosti merenja.



Slika 4.2. Metode određivanja gustine fluida u zavisnosti od pritiska i temperature (primeri)

F - fluid koji se ispituje, **KF** - pomoćni fluid (pod pritiskom), **K** – klip,
M - dilatacioni sud (meh), **KP** - klipni prstenovi

S obzirom da je neophodno istovremeno meriti i brzinu zvuka fluida koji se ispituju, i za to obezbediti pouzdan položaj i funkcionalnost merne opreme, zaključeno je da pomenute metode merenja (slika 4.2.) i njima slične, sa aspekta postavljenih zahteva merenja, nisu dovoljno pouzdane, da je tehnički veoma teško, komplikovano (i nepouzđano) otkloniti uočene nedostatke te se stoga, ne mogu prihvatiti za predviđena merenja.

Prethodna analiza je dovela do dva zaključka:

- Zbog uočenih nedostataka, diskvalifikovne su metode merenja brzine zvuka koje se zasnivaju na promeni zapremine ispitivanog fluida.
- Za određivanje (merenje) brzine zvuka kroz fluide koji se ispituju, pogodna je neka od ultrazvučnih metoda i tehnika ispitivanja. Uporedo sa merenjem brzine zvuka, potrebno je odrediti i gustinu ρ (nekom od metoda, tehnika).

4.3. KARAKTERISTIKE ULTRAZVUČNOG ISPITIVANJA

U savremenoj nauci, posebno u tehnici i medicini, proučavanje zvuka, njegovih svojstava i zakona, kao i praktične primene, veoma je zastupljeno. Čovek, čulom sluha, registruje zvučne talase čija frekvencija leži u granicama od 20 Hz do skoro 20 000 Hz . To je *čujni zvuk* ili jednostavno *zvuk*. Ako su frekvencije zvučnih talasa izvan tog intervalaa, njihovo delovanje organ sluha čoveka ne može da registruje. Zvučni talas čije su frekvencije manje od 20Hz naziva se *infracvuk*, a s frekvencijom većom od 20 000 Hz – *ultrazvuk*.

Svako telo (čvrsto, tečno i gasovito) koje može da osciluje - može, u principu, da bude izvor zvuka. Prenos energije preko zvučnog talasa kroz neku sredinu moguć je samo kada su konstitutivne čestice sredine povezane elastičnim silama. U vakuumu ne postoji supstanca i stoga nije moguće prostiranje zvuka. Najčešće do našeg uha zvuk dospeva kroz vazduh. To ne znači da vazduh ima neke posebne prednosti u odnosu na druge supstance u smislu mogućnosti proizvođenja i prenošenja zvučnih talasa.

Prostiranje zvuka u tečnim sredinama tehnički se koristi u različitim oblastima (merenje dubine morskog i rečnog dna, lociranje jata riba, položaja podmornica i brodova, u medicini i td.). Prostiranje zvuka kod čvrstih materija se koristi za ispitivanje materijala (vrsta, debljina, "sendvič strukture"), lociranje defekata i td. Kao i kod prostiranja zvuka u tečnim sredinama, uglavnom se koristi efekat refleksije - odbijanja zvučnih talasa. Ispitivanje materijala pomoću ultrazvuka, zasniva se na generisanju velikog intenziteta zvuka u ispitnom objektu – s obzirom da se intenzitet zvuka povećava sa kvadratom frekvencije. Frekvencije koje se koriste za ultrazvučno ispitivanje su u opsegu od 0.25 do 15 MHz.

Princip ultrazvučnog ispitivanja zasnovan je na generisanju ultrazvučnog talasa, merenju i interpretaciji varijacije koju zvuk trpi u objektu koji se ispituje.

Sve metode ispitivanja ultrazvukom praktično su **ne-destruktivne**, što je u mnogim slučajevima ispitivanja jedan od najbitnijih preduslova.

U zavisnosti od zahteva ispitivanja, karakteristika objekta ispitivanja, vrste ultrazvučnog uređaja i raspoloživih sonda, vrši se i izbor metode i tehnike ispitivanja [53].

U osnovi, tehnike ultrazvučnog ispitivanja materijala zasnivaju se na dve metode :

- *impulsna eho metoda* i
- *metoda kontinualnog ultrazvučnog talasa*.

Impulsna eho metoda obuhvata generisanje kratkih zvučnih impulsa, transmisiju zvuka u objekat koji će se ispitivati (testirati), i merenje i interpretaciju varijacije koje zvuk trpi u objektu koji se ispituje. U ovoj, najčešće primenjivanoj metodi, deo zvuka odbijen od granične površine, ili defektne oblasti u objektu koji se ispituje, se prima ponovo i elektronski interpretira i procenjuje. Pri tom su dve vrednosti od naročitog interesa:

- *prolazno (transmisiono) vreme* zvuka koji putuje od površine ispitnog materijala do reflektora i nazad - parametar za dubinu reflektora (udaljenost od sonde), i
- *intenzitet* odbijenog zvučnog signala – parametar za karakteristike odbijanja otkrivenog reflektora.

Kod **metode kontinualnog ultrazvučnog talasa** generiše se kontinualni ultrazvučni talas, koji se takođe može upotrebiti za nedestruktivna ispitivanja.

Na osnovu ove dve metode ispitivanja, razvijeno je više tehnika ispitivanja (testiranja) materijala, koje možemo razvrstati u tri kategorije (grupe):

- ispitivanje direktnim kontaktom,
- tehnika uranjanja i
- tehnika rezonanse.

Prve dve grupe tehnika ispitivanja zasnovane su na *impulsnoj eho metodi* a treća na metodi *kontinualnog ultrazvučnog talasa*.

Ispitivanje direktnim kontaktom se koristi uglavnom kod ne-automatskih testova i ispitivanja i podrazumeva da operater pokreće sondu ručno - direktnim kontaktom preko površine ispitnog objekta. Akustičko kontaktiranje sonde postiže se pomoću kontaktnog reagensa (ulje, voda, glicerina i td.). Najčešće primene ispitivanja direktnim kontaktom su:

- *ispitivanje normalnom sondom,*
- *ugaono skeniranje,*
- *površinski (Rayleigh) i ravanski (dilatacioni) talasi,*
- *ispitivanje sondama sa dvojnim kristalima (TR tehnika),*
- *prozvučavanje i*
- *specijalne primene impulsne eho metode.*

S obzirom na zahteve ispitivanja, karakteristike elemenata eksperimentalne linije i objekta ispitivanja, vrste ultrazvučnog uređaja i raspoloživih sondi, za predviđena merenja je izabrana *impulsna eho metoda sa direktnim kontaktom – specijalna primena, sa normalnom kombinovanom ultrazvučnom sondom.*

Normalne sonde emituju zvučni impuls (longitudinalni talasi) vertikalno ka površini ispitnog materijala u materijal. Impuls prolazi kroz ispitni materijal i reflektuje se sa suprotne strane. Ako ispitni materijal ima plan-paralelne površine, onda se reflektovani impuls vraća do sonde i stvara signal (eho zadnjeg zida) na ekranu instrumenta. Samo se mali deo reflektovane zvučne energije vraća do same sonde, dok se veći deo reflektuje sa prednje granične površine i prolazi kroz ispitni materijal po drugi put. Ovo stvara dalje eho zadnjeg zida na ekranu. Rastojanje dva susedna eha je parametar za određivanje debljine ispitnog materijala uz uslov poznavanja vrednosti brzine prostiranja zvuka kroz ispitni materijal.

Kombinovane sonde su istovremeno emiteri i prijemnici zvučnog impulsa. Upotreba ovakve sonde je, u ovom slučaju, jednostavnija i poželjna.

Specijalna primena se odnosi na specifikum „sendvič strukture” (poglavlje 4.4.2.).

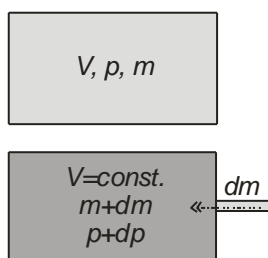
4.4. ODREĐIVANJE BRZINE ZVUKA I GUSTINE ISPITIVANIH GORIVA

S obzirom na prethodne analize i zaključke, odustalo se od pristupa koji se zasnivao na promeni zapremine ispitivanog fluida i na taj način interpretacije izraza $m = \rho \cdot V$.

Umesto pristupa $m = \rho \cdot V = const$ gde imamo konstantnu masu fluida m i promenljive gustinu ρ i zapreminu V , posmatrajmo izraz:

$$V = \frac{m}{\rho} = const. \quad (4-6)$$

U ovoj interpretaciji izraza $m = \rho \cdot V$, vrednosti gustine ρ određuju se na osnovu poznate i konstantne vrednosti zapremine V i promenljivih vrednosti mase m fluida, pod uslovom da su te vrednosti merljive (slika 4.3.).



Slika 4.3. Komprimovanje fluida sa promenom mase fluida, $V=const$.

Preciznije, ako imamo zatvoreni sud konstantne (nepromenljive) zapremine i u njemu fluid poznate mase, na poznatom pritisku, možemo izračunati kolika je pri tom gustina fluida koji se ispituje. Ako u isti taj sud možemo dodati poznatu (izmerenu ili određenu) masu fluida, a da pritom zapremina fluida ostaje ista, podići ćemo pritisak u sudu i za novo stanje pritiska u sudu možemo odrediti vrednost gustine fluida koji se ispituje. Uporednim ultrazvučnim merenjem podesnih veličina može se odrediti brzina prostiranja zvučnih talasa kroz ispitivana goriva na promenljivim radnim pritiscima.

4.4.1. Eksperimentalna linija

Uslov konstantne zapremine fluida svodi se na konstrukciju suda koji bi to omogućio "nereagovanjem" na stanje povišenog pritiska u samom sudu (do 1600 bar). Ovakav sud (u daljem tekstu *sud visokog pritiska* ili skraćeno - sud VP):

- ne bi trebalo da dilatira ni u jednom pravcu ili
- bi dilatacije trebalo da budu toliko male da ne utiču na tačnost merenja ili
- dilatacije suda VP uzeti u obzir prilikom proračuna.

Osim pomenutog, sud VP mora da zadovolji i niz drugih zahteva kao što su: veza sa agregatom (raskidiva zbog predviđenih višestrukih pražnjenja i punjenja sistema), otvor za nalivanje fluida i od vazdušenje (ispuštanje vazduha i gasnih para), dovoljno glatke površi (određene), mogućnost postavljenja mernih elemenata, postolje za pričvršćenje suda VP i td.

Izbor agregata (u daljem tekstu - pumpa VP) kojom se upumpava određena količina fluida određen je na osnovu vrste(a) radnog(ih) fluida, orijentacione zapremine fluida u sistemu visokog pritiska, radnog pritiska (tako da maksimalni pritisak pumpe VP bude oko dva puta veći od maksimalnog radnog pritiska merenja), i nekih drugih kriterijuma, kao što je na pr. da rad pumpe VP bude bez sopstvenih vibracija, sa mogućnošću pauza u radu (zbog provere nepropusnosti sistema, položaja mernih elemenata i sl.), sa predviđenim sopstvenim od vazdušenjem i td.

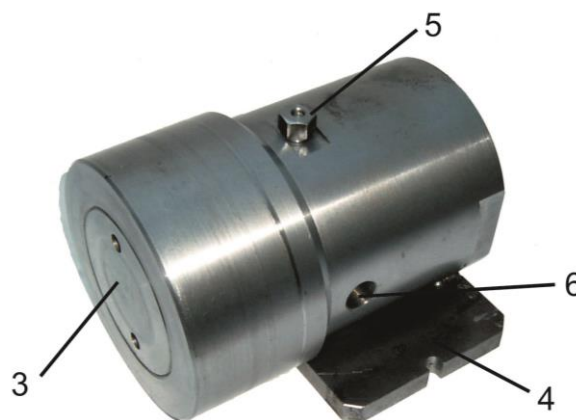
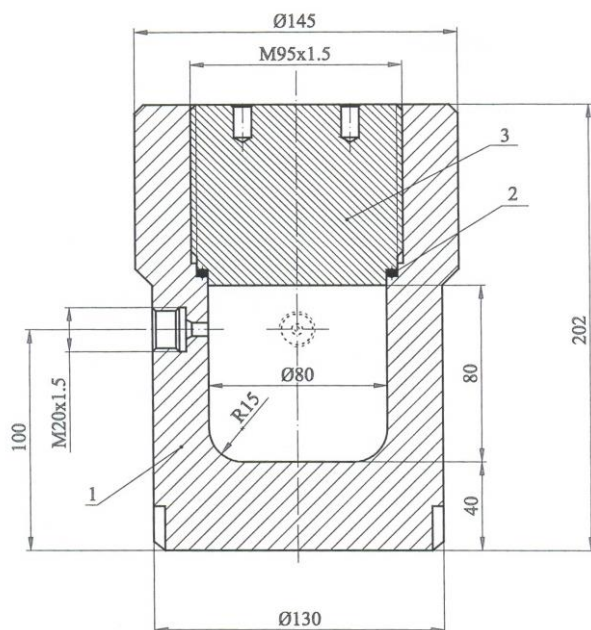
Kao veza između suda VP i pumpe VP, predviđena je cev (u daljem tekstu - cev VP) sa elementima za spajanje (i zaptivanje), adekvatna za radne uslove povišenog pritiska i dilatacionih zahteva spomenutih kod suda VP.

U skaldu sa postavljenim zahtevima ispitivanja goriva na pritiscima do 1600 bar, osmišljena je i izrađena originalna eksperimentalna linija - aparatura koja omogućuje ostvarivanje željenih pritisaka u sudu konstantne zapremine upumpavanjem određene mase fluida pomoću ručne pumpe [53, 100, 101].

Osnovni elementi ove aparature su:

- sud VP (slika 4.4.)
- ručna pumpa visokog pritiska (pumpa VP) – slika 4.6.
- cev VP koja spaja pumpu VP i sud VP, sa odgovarajućim elementima za zaptivanje (slika 4.7.).

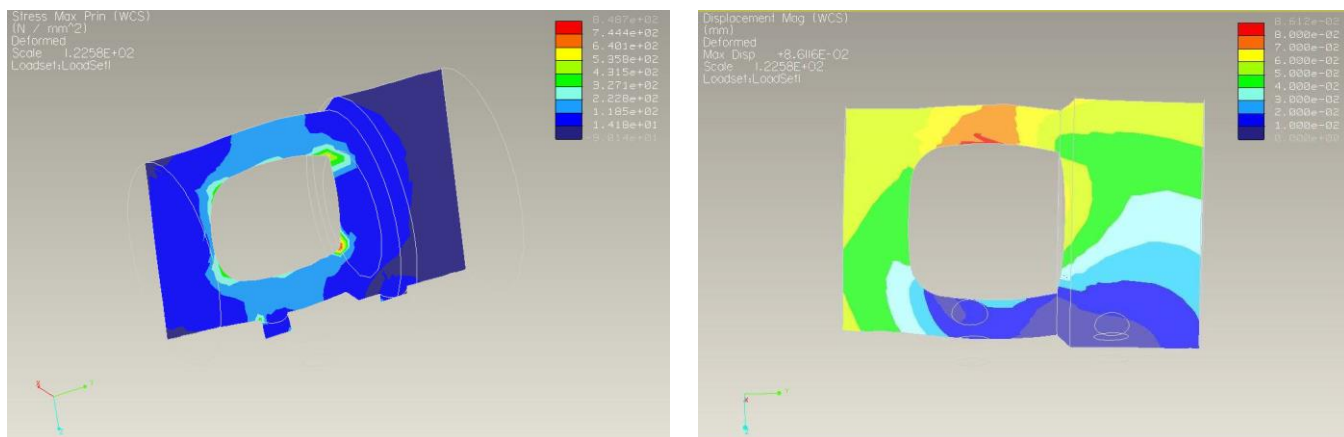
Sud VP (slika 4.4.) u kome se nalazi fluid koji se ispituje izrađen je od materijala č.4731, spoljnih je mera: dužine 202 mm maksimalnog prečnika 145 mm. Unutrašnja zapremina suda VP je 391 cm³. Masa praznog suda VP je 22 kg.



Slika 4.4. Sud VP izrađen za potrebe određivanja karakteristika goriva koja se ispituju na radnim pritiscima do 1600 bar

1 – telo suda, 2 – zaptivač, 3 – zatvarač, 4 – postolje, 5 - ventil za od vazdušenje, 6 - ulazni kanal

Analiza napona i dilatacija, urađena pomoću softverskog paketa Pro-MECHANICA, sa odgovarajućim simulacijama stanja pri maksimalnom opterećenju suda VP prikazana je na slici 4.5. Analiza dilatacija pokazuje da pod dejstvom unutrašnjeg pritiska sud VP menja unutrašnju zapreminu za 0.07 cm^3 (na 100 bar) do 1.07 cm^3 (na 1600 bar). Iako su procentualno male u odnosu na unutrašnju zapreminu suda na atmosferskom pritisku (od 0.018% na 100 bar do 0.27% na 1600 bar), ove promene zapremine uzimaju se u obzir prilikom određivanja gustine i modula stišljivosti - proračunski (prilog 4-2.).



Slika 4.5. Naponska stanja i dilatacije suda VP pri maksimalnom opterećenju (1600 bar)

Ručna jednostepena klipna pumpa je proizvod IHP PPT - Hidraulika AD. Konstrukcijski je zasnovana na tipu jednostepene ručne pumpe 12-21100-2, s tim da je maksimalni radni pritisak povećan sa 1500 na 3000 bar (slika 4.6.). Cev VP je spona između pumpe VP i suda VP, sa zaptivnim elementima na svojim krajevima (slika 4.7.). Sistem zaptivanja je osmišljen i realizovan u saradnji sa IHP PPT.



Slika 4.6. Ručna jednostepena klipna pumpa maksimalnog pritiska 3000 bar



Slika 4.7. Cev VP sa elementima za zaptivanje

Kao merna oprema koristi se:

- ultrazvučni uređaj - ultrazvučni defektoskop UD2 – 12 (slika 4.8.),
- ultrazvučna sonda (normalna, kombinovana) P111-2.5-K12-002 sa radnom frekvencom 2.5 MHz, sa priključnim elementima,
- merna epruveta sa stalkom i priključnim elementima i
- manometar

Corach i dr. [120] za ultrazvučna merenja koristi sonde sa radnim frekvencijama 1.53 MHz, 5.66 MHz i 9.43 MHz, sa konstatacijom da se rezultati malo razlikuju, najviše do 0.05%.



Slika 4.8. Ultrazvučni defektoskop UD2-12 sa kombinovanom ultrazvučnom sondom

Merenja se vrše sa korakom od 50 bar, što se očitava na manometru koji je priključen na pumpi VP.

Sheme eksperimentalne linije, prilagođene za potrebna merenja, date su na slikama 4.9., 4.10. i 4.11.

4.4.2. Podešavanje i priprema eksperimentalne linije

Pre samog merenja neophodno je kalibrisanje ultrazvučnog uređaja. S obzirom na postojanje tkz. "sendvič strukture", odnosno prostiranja talasa kroz zid suda VP i ispitivani fluid i obratno, neophodno je za poznati pređeni put talasa odrediti transmisiona vremena za svaku sredinu posebno. Vrednost transmisionog vremena nam je potrebna da bi u realnom sistemu, mogli što tačnije da odredimo očekivano mesto pojavljivanja prvog harmonika talasa koji je na svom putu prošao kroz dance i fluid, reflektovao se o unutrašnju površinu čepa suda VP i vratio nazad na sondu.

Za mesto postavljanja sonde ultrazvučnog uređaja izabrana je spoljašnja površina danca (debljine 40 mm) i to u centralnoj zoni kako bi se izbegli eventualni uticaji reflektovanih talasa o unutrašnji uzdužni zid suda VP.

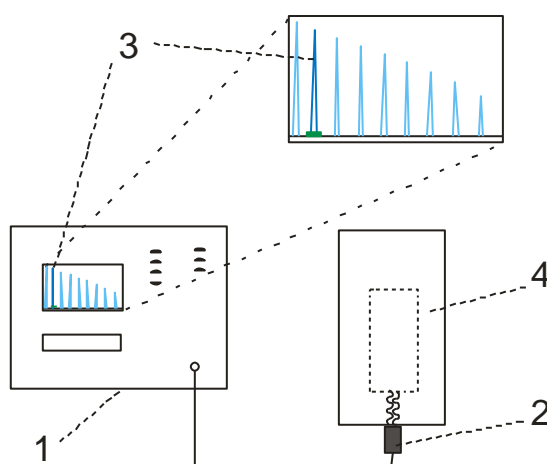
Nakon postavljanja ultrazvučne sonde na izabrano mesto, aktivira se ultrazvučni uređaj i na ekranu istog se dobija niz harmonika sa opadajućom amplitudom (pritom je sud VP ispunjen vazduhom). Rastojanja između harmonika su konstantne vrednosti i na pomoćnom displeju moguće je očitati vrednost transmisionog vremena talasa ili debljinu danca. Tako na pr. između "nultog" signala i prvog harmonika, transmisiono vreme, tj. vreme koje je talasu izabrane

učestanosti potrebno da sa spoljašnje površine danca dopre do unutrašnje površine istog danca, reflektuje se i ponovo dođe do sonde, iznosi $t_c \approx 14 \mu s$ (slika 4.9.). Put koji pritom talas pređe je jednak dvostrukoj debljini danca tj. $s_c = 80 mm$, pa je prema tome brzina zvuka kroz dance suda VP (materijal č.4731 od kojeg je sud VP izrađen) $a_c \approx 5714 m/s$. Očitavanjem transmisionog vremena na pr. drugog harmonika dobija se duplo duže vreme ($\approx 28 \mu s$), ali za duplo duži put ($160 mm$), što daje istu brzinu zvuka i td.

$$a_c = \frac{s_c}{t_c} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-6}} = \frac{160 \cdot 10^{-3}}{28 \cdot 10^{-6}} = \dots = \frac{n \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{n \cdot 14 \cdot 10^{-6}} = 5714 \frac{m}{s}. \quad (4-7)$$

Za željena merenja podatak o transmisionom vremenu je mnogo značajniji od same brzine zvuka kroz dance suda VP.

Zbog neidealne obrade unutrašnje površine danca (pa i spoljašnje), odnosno postojanja mikroneravnina, pri višestrukim merenjima može doći do odstupanja merenih veličina pri kalibrisanju, posebno u slučajevima kada dolazi do promene mesta sonde (na pr. demontaža sistema usled curenja i ponovna montaža, nemogućnost podešavanja konstantne sile naleganja sonde na spoljašnju površinu danca i sl.), tako da pri merenju transmisionog vremena kroz pomenuto dance, vrednost varira u granicama $\pm 0.14 \mu s$. S obzirom na princip određivanja transmisionog vremena kroz ispitivani fluid, u zavisnosti od pritiska fluida, pokazaće se da ovo moguće odstupanje bitno ne utiče na konačne vrednosti brzine zvuka, s obzirom da se transmisiono vreme prostiranja talasa kroz fluid dobija kao razlika ukupnog i transmisionog vremena kroz dance.

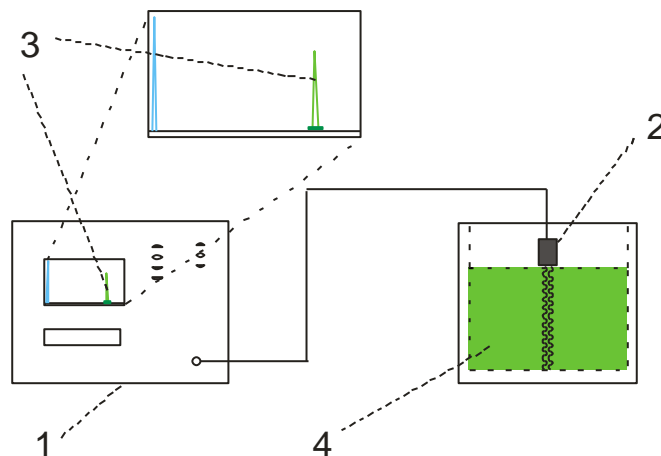


Slika 4.9. Određivanje transmisionog vremena za dance suda VP

- | | |
|--|--------------------------|
| 1 - ultrazvučni defektoskop | 2 - ultrazvučna sonda |
| 3 - na displeju pozicioniran prvi harmonik | 4 - sud visokog pritiska |

Osim određivanja očekivanog mesta prvog harmonika za dance, neophodno je izvršiti i određivanje transmisionog vremena za ispitivane fluide.

S obzirom na unutrašnje gabarite suda VP, pre ubacivanja fluida u sud VP neophodno je odrediti transmisiono vreme i brzinu zvuka fluida van suda.



Slika 4.10. Određivanje transmisionog vremena za ispitivani fluid

1 - ultrazvučni defektoskop

2 - ultrazvučna sonda

3 - na displeju pozicioniran prvi harmonik

4 - ispitivani fluid u sudu

To se određuje na sledeći način:

- u sud sa ravnim dnom nalije se ispitivani fluid do visine koja je jednaka "visini" unutrašnjeg valjka suda VP;
- ispitivani fluid se ostavi da se iz njega izdvoje mehurići vazduha koje je fluid apsorbovao prilikom sipanja istog u sud;
- sonda se pozicionira na gornjoj (slobodnoj) površini fluida;
- ultrazvučnim uređajem meri se transmisiono vreme za poznati put (slika 4.10.).

Pošto su ispitivani fluidi - goriva, različitih fizičko-hemijskih karakteristika, podrazumeva se određivanje transmisionog vremena za svaki od njih pojedinačno.

Prilikom određivanja pomenutih, početnih, karakteristika fluida i suda VP, na samom ultrazvučnom uređaju vrše se određene operacije u cilju što jasnijeg pozicioniranja željenog eha (podešavanje skale, prigušenja, pozicionera i td.) tako da se omogući prikazivanje odgovarajućeg eha u vidnom delu displeja.

Nakon prethodnog podešavanje eksperimentalne linije i određivanja transmisionih vremena za sud i goriva, pristupa se pripremi instalacije za merenja:

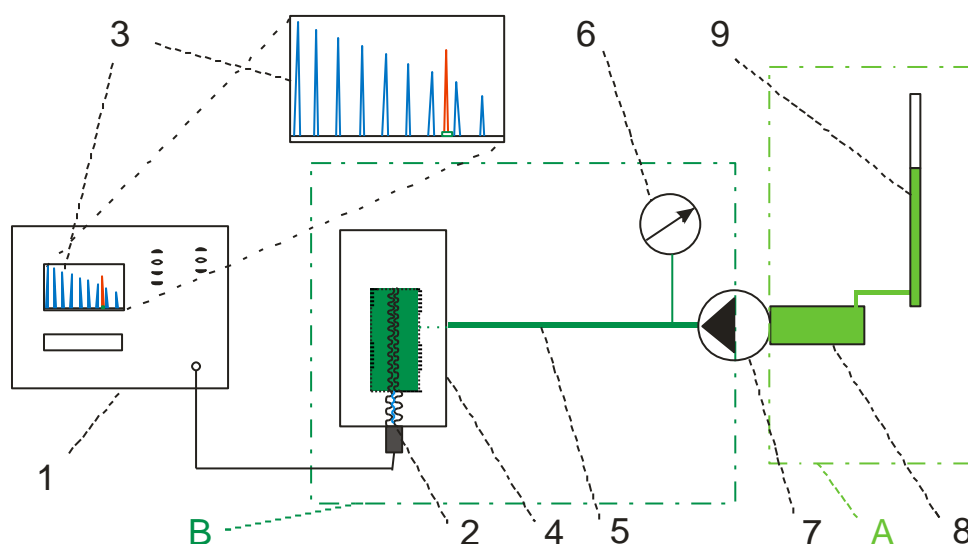
- postavljanje i montaža instalacije VP;
- punjenje instalacije gorivom, i od vazdušenja iste. Prilikom punjenja instalacije ispitivani fluidi apsorbuju određenu količinu okolnog vazduha. Iz tog razloga, neophodno je napunjenu instalaciju ostaviti da se iz fluida izdvoje mehurići vazduha. Ova pojava je posebno izražena pri radu sa čistim uljem repice, te pri tom, posebno treba voditi računa o potrebnom vremenu za izdvajanje mehurića vazduha. S obzirom na metodu i način merenja brzine zvuka, preporuka je da se napunjena instalacija sa uljem repice ostavi

bar 12h, dok je kod dizel goriva i biodizela dovoljno 30 do 60 minuta;

- zatvaranje instalacije, podizanje pritiska iste do 100 bar, rasterećenje iste na otpusnom ventilu ispod manometra i na samom sudu VP, ponovno zatvaranje instalacije;
- aktiviranje ultrazvučnog defektoskopa;
- nakon 30-60 min od aktiviranja ultrazvučnog uređaja (potrebno vreme za stabilizaciju rada UD-a), postavlja se sonda ultrazvučnog uređaja na predviđeno mesto;
- pozicioniranje odgovarajućeg(ih) eha, po potrebi dopunsko podesiti odgovarajuća prigušenja (pojačanja) signala; očitavanje početne vrednosti transmisionog vremena.

4.4.3. Merenje transmisionog vremena i rezultati

Nakon izvršene pripreme eksperimentalne linije i otklanjanja eventualnih nepravilnosti, vrši se upumpavanje fluida sa korakom porasta pritiska od 50 bar, uz istovremeno praćenje pomeranja pozicioniranog eha i očitavanje vrednosti transmisionog vremena na ultrazvučnom uređaju (slika 4.11.).



Slika 4.11. Shema eksperimentalne linije

A - deo instalacije na atmosferskom pritisku B - deo instalacije na povišenom pritisku

1 - ultrazvučni defektoskop

2 - ultrazvučna sonda

3 - displej

4 - sud visokog pritiska

5 - cev visokog pritiska

6 - manometar

7 - pumpa visokog pritiska

8 - rezervoar pumpe

9 - merna epruveta

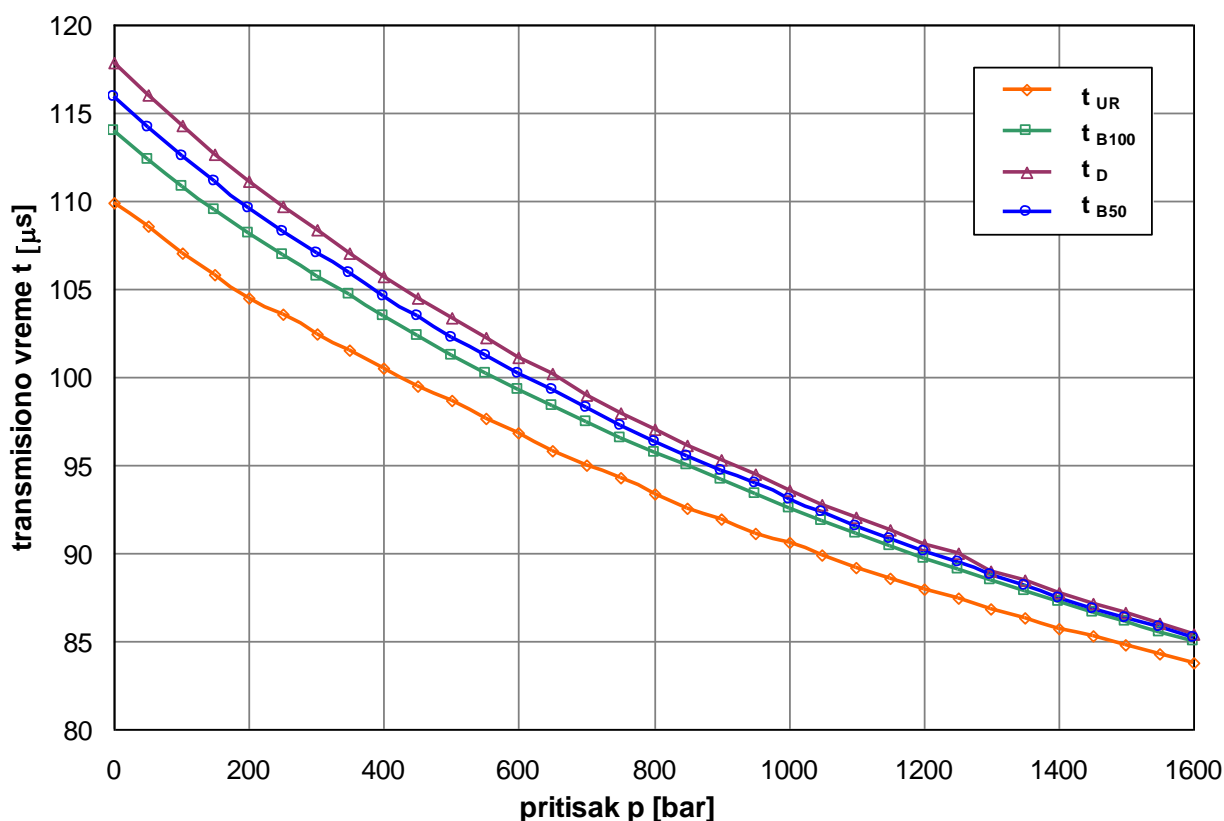
U toku merenja, posebno na višim pritiscima, moguće je pratiti i drugi, treći ili n -ti harmonik, uz dodatno pojačavanje signala i podešavanja skale na displeju ka nižim harmonicima, ali se zbog umanjene energije talasa (koja se na displeju manifestuje manjom amplitudom harmonika) ovo ipak ne preporučuje, s obzirom da se u delu skale sa nižim harmonicima javljaju i eho-i od talasa jednom ili više puta reflektovanih od unutrašnjeg omotača suda VP, što otežava lociranje ženjenog n -tog harmonika.

Meri se ukupno transmisiono vreme t_{Σ} (μs) za koje zvučni talas prođe kroz dance suda VP i fluid, reflektuje se od unutrašnjeg zida čepa suda VP i vrati se nazad do kombinovane sonde. Na slici 4.11., na displeju UD-a, simbolično je crvenom bojom prikazan signal – pozicioniran eho prvog harmonika (ukupnog transmisionog vremena), na n-tom pritisku. Sa porastom pritiska, eho koji smo pozicionirali se pomera “u levo” – čime imamo i vizuelni utisak da je zvučnom talasu sa rastom pritiska potrebno kraće vreme za isti pređeni put, tj. očitana vrednost ukupnog transmisionog vremena se smanjuje. Na displeju se osim ove vrednosti, može očitavati (u cilju provere) i transmisiono vreme zvučnog talasa za dance t_{ζ} (μs).

Kada znamo ove dve vrednosti, izračunavamo transmisiono vreme za fluid (gorivo koje se ispituje na pr. ulje repice) kao:

$$t_{UR} = t_{\Sigma} - t_{\zeta} \quad (4-8)$$

Vršena su po četiri uzastopna merenja za svaki fluid. Promene vrednosti transmisionih vremena t_{UR} , t_{B100} , t_{B50} i t_D sa promenom pritiska prikazane su na slici 4.12. (uporedni osrednjeni rezultati).



Slika 4.12. Uporedna transmisiona vremena ispitivanih goriva - eksperimentalni rezultati

Postupak se ponavlja za svaki ispitivani fluid, sa prethodnim pražnjenjem instalacije i produvanjem iste. Kod ponovljenih (višestrukih) merenja sa istim fluidom, ne vrši se pražnjenje instalacije, već njeno rasterećenje do atmosferskog pritiska, dopuna instalacije (po potrebi), provera ostalih elemenata i priprema za ponovno ispitivanje.

S obzirom da su vršena ispitivanja do pritiska od 1600 bar, a koji se, u zavisnosti od ispitivanih fluida postiže upumpavanjem ~10% od početne mase fluida, neophodno je obezbediti ispravan rad, bez imalo curenja instalacije za sve vreme ispitivanja. U slučaju pojave vlaženja ili curenja na bilo kom delu instalacije, neophodno je prekinuti ispitivanja, demontirati instalaciju, podesiti zaptivne elemente i tek nakon toga nastaviti rad.

Uporedo sa merenjem transmisionih vremena, vrši se i merenje količine upumpanog fluida (zbog određivanja promene gustine fluida u zavisnosti od pritiska - poglavlje 4.4.6.).

Na osnovu dobijenih rezultata može se zaključiti da se transmisiono vreme svih ispitivanih goriva smanjuje sa porastom radnog pritiska i to kod ulja repice za oko 24 %, kod B100 za oko 25 %, kod B50 za oko 27 %, dok je pad transmisionog vremena kod dizel goriva oko 28 % (vrednosti važe za opseg pritiska od atmosferskog do 1600 bar).

Smanjenje transmisionog vremena je najveće kod goriva koje na atmosferskom pritisku ima najveću vrednost transmisionog vremena (dizel gorivo).

Razlike u vrednostima transmisionog vremena između ispitivanih goriva se smanjuju sa porastom radnog pritiska.

Pad vrednosti transmisionog vremena sa porastom pritiska je pokazatelj porasta brzine prostiranja zvučnih talasa.

4.4.4. Određivanje brzine zvuka ispitivanih goriva

Na osnovu dobijenih vrednosti transmisionog vremena po gorivima i u zavisnosti od pritiska, izračunate su odgovarajuće vrednosti za brzinu zvuka kao:

$$a_{ij} = \frac{s}{t_{ij}} \cdot 10^6 \quad (4-9)$$

gde je :

a - brzina zvuka i -tog goriva na j -tom pritisku [m/s]

s - pređeni put (dvostruka dužina visine unutrašnjeg valjka suda VP) [m]

t - transmisiono vreme i -tog goriva na j -tom pritisku [μ s].

Eksperimentalno dobijene vrednosti brzine zvuka ispitivanih goriva a_{UR} , a_{B100} , a_{B50} i a_D , na pritiscima do 1600 bar, prikazane su na slici 4.13. i u prilogu 4-1.

Na osnovu dobijenih rezultata zaključuje se da brzina zvuka za sva četiri fluida raste sa porastom radnog pritiska - kod ulja repice za 31.3 %, kod B100 za 34.5 %, kod B50 za 36.5 % i kod dizel goriva 38.6 % (vrednosti važe za opseg pritiska od atmosferskog do 1600 bar).

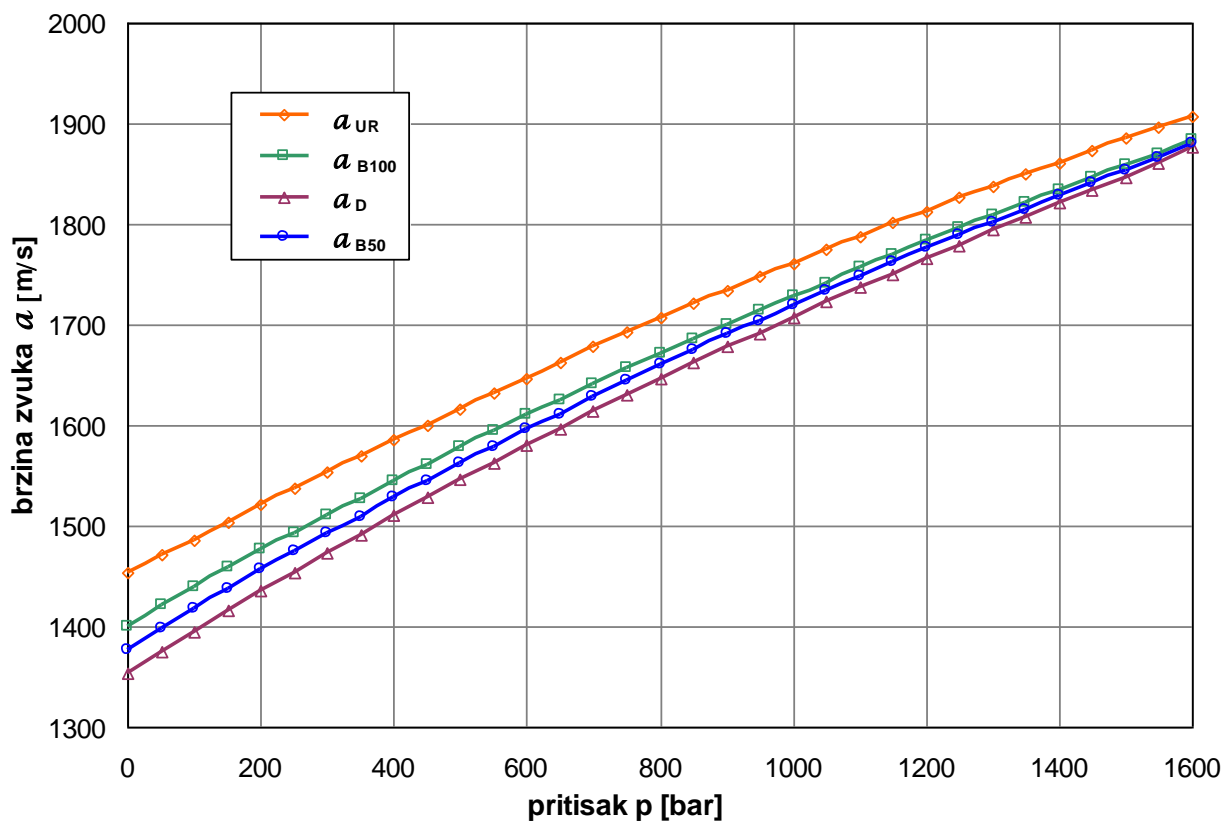
Razlike u vrednostima brzine zvuka između ispitivanih goriva se smanjuju sa porastom radnog pritiska. Analiza ove konstatacije i određene pretpostavke s tim u vezi date su u poglavlju 6.

Funkcionalne zavisnosti brzine zvuka a od pritiska p , po gorivima, $a = a(p)$, dobijene su modeliranjem ("fit-ovanjem") eksperimentalno dobijenih podataka u programskom paketu ORIGIN, i date su polinomom drugog stepena u obliku:

$$a = A_0 + A_1 \cdot p + A_2 \cdot p^2, \quad a \text{ [m/s]}, p \text{ [bar]}$$

odnosno, za ispitivana goriva:

$$\begin{aligned} a_{UR} &= 1452.3552 + 0.35012038 \cdot p - 4.1058039 \cdot 10^{-5} \cdot p^2 \\ a_{B100} &= 1403.1679 + 0.37137464 \cdot p - 4.5215538 \cdot 10^{-5} \cdot p^2 \\ a_{B50} &= 1379.9185 + 0.38804073 \cdot p - 4.8288728 \cdot 10^{-5} \cdot p^2 \\ a_D &= 1356.1387 + 0.40206573 \cdot p - 4.9923401 \cdot 10^{-5} \cdot p^2 \end{aligned} \quad (4-10)$$



Slika 4.13. Brzina zvuka ispitivanih goriva za vrednosti pritiska do 1600 bar - eksperimentalni rezultati -

Merenja su sprovedena sa temperaturama goriva od 20 °C. Kako je poznato da se pri povećanju temperature goriva vrednosti brzine zvuka smanjuju [98, 102, 105, 109, 111, 112, 114, 116, 117], ovu konstataciju svakako treba uzeti u obzir pri određivanju zavisnosti brzine zvuka od pritiska u instalacijama motora SUS.

4.4.5. Određivanja gustine ispitivanih goriva

Za određivanje vrednosti promene gustine ispitivanih goriva korišćena je, u osnovi, ista aparatura korišćena za određivanje transmisionog vremena, sa dodatkom stalka sa mernom epruvetom i dopunske veze merne epruvete i rezervoara pumpe VP - koja je kombinacija plastičnog creva i metalne cevi. Shema korišćene instalacije data je na slici 4.11.

Neophodno je potpuno punjenje rezervoara pumpe VP i eliminisanje eventualnih vazdušnih čepova u sprezi "rezervoar pumpe VP - cev - merna epruveta" (slika 4.11. deo instalacije označene sa "A") kao i ispunjenje već pomenutih zahteva u poglavljima 4.4.2. i 4.4.3., čime se praktično zahteva potpuno od vazdušenje celokupne instalacije, kako dela instalacije predviđenog za VP, tako i dela instalacije gde je fluid sve vreme na atmosferskom pritisku.

U zatvoreni sud (poznate zapremine $V_s = const$, potpuno pun, bez vazdušnih mehurića) upumpava se ispitivano gorivo pumpom VP iz rezervoara koji je direktno spojen sa mernom epruvetom. Time se podiže pritisak u zatvorenom sudu i delu instalacije iza klipa pumpe VP, a na mernoj epruveti očitava zapremina fluida (na atmosferskom pritisku) koja je pritom "usisana". Počevši od "nultog" nivoa, očitavanje upumpane količine fluida vrši se za izabrani korak promene pritiska u sudu VP (50 bar).

Pre ove procedure neophodno je odrediti gustinu ispitivanog fluida na atmosferskom pritisku i željenoj temperaturi (u ovom slučaju 20 °C). Ove vrednosti prikazane su u tabelama u prilogu 4-2 (vrednosti date po gorivima na atmosferskom pritisku).

Princip korišćen pri određivanju zavisnosti gustine ispitivanog goriva od pritiska na poznatoj temperaturi, je polazište o ekvivalentnim, konstantnim masama, tj. masa fluida koja se usisa (na atmosferskom pritisku p_o , gustine ρ_o) jednaka je masi fluida koja je upumpana u deo instalacije VP čime je ostvaren pritisak p_i i gustina ρ_i . Na osnovu očitane usisane zapremine ΔV_{oi} i prethodno određene gustine ρ_o može se odrediti masa usisanog (upumpanog) fluida:

$$\Delta m_i = \Delta V_{oi} \cdot \rho_o \quad (4-11)$$

Dodavanjem ove mase na masu fluida koji je već u zatvorenom sudu konstantne zapremine, izračunava se gustina fluida ρ_i na odgovarajućem pritisku p_i .

Postupak je identičan za sva ispitivana goriva (UR, B100, B50 i D) i sprovodi se sa korakom od 50 bar.

Eksperimentalno dobijene vrednosti gustina ispitivanih goriva ρ_{UR} , ρ_{B100} , ρ_{B50} i ρ_D , na pritislima do 1600 bar, prikazane su na slici 4.14. i u prilogu 4-2.

Preporuka je, da se za određeni pritisak, vrši istovremeno očitavanje usisane zapremine fluida (na mernoj epruveti) i transmisionog vremena na ultrazvučnom uređaju (poglavlje 4.4.3.).

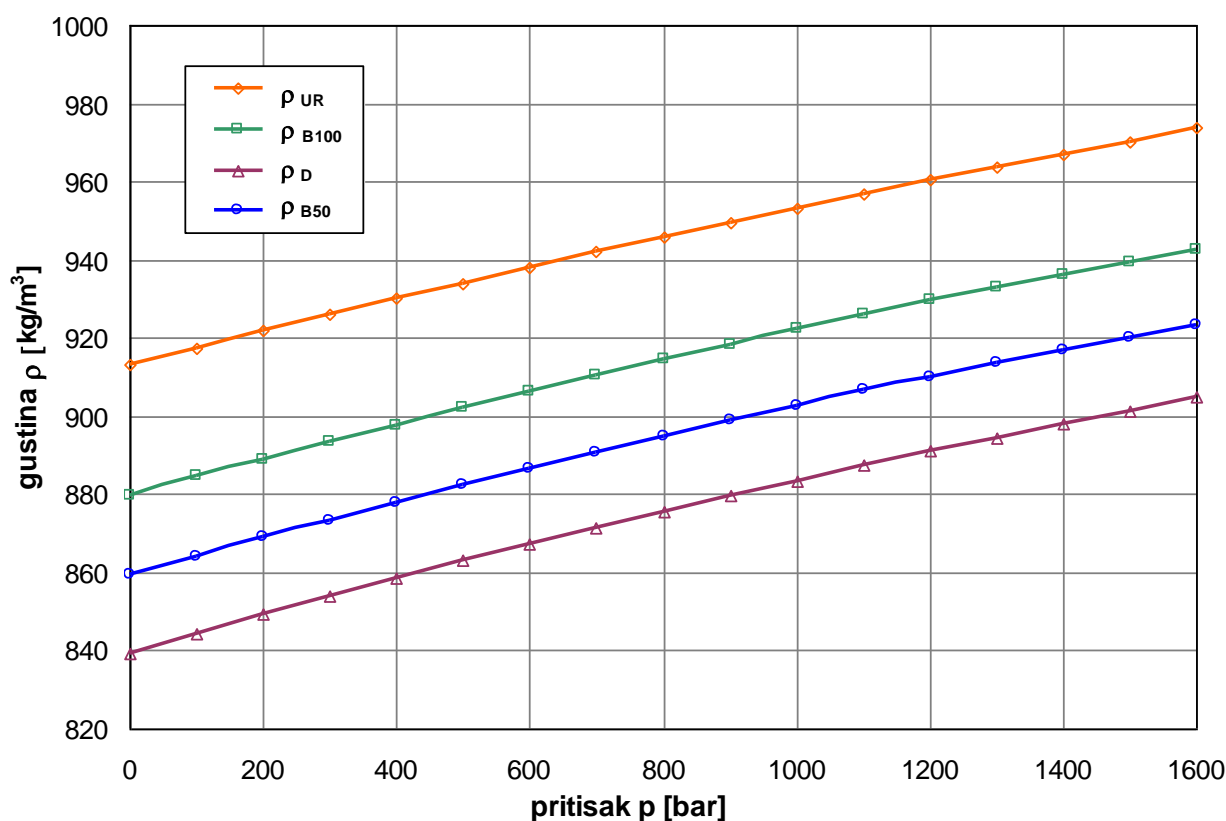
Sve napomene vezane za punjenje instalacije, od vazdušenje, zaptivnost i sl. iz poglavlja 4.4.2. i 4.4.3. od značaja su i za ovaj deo merenja.

Funkcionalne zavisnosti gustina ρ od pritiska p , po gorivima, $\rho = \rho(p)$, dobijene su modeliranjem eksperimentalno dobijenih podataka u programskom paketu ORIGIN, i date su polinomom drugog stepena oblika:

$$\rho = R_0 + R_1 \cdot p + R_2 \cdot p^2, \quad \rho \text{ [kg/m}^3\text{]}, p \text{ [bar]},$$

odnosno, za ispitivana goriva:

$$\begin{aligned} \rho_{UR} &= 913.52567 + 0.043817215 \cdot p - 3.7914732 \cdot 10^{-6} \cdot p^2 \\ \rho_{B100} &= 880.06954 + 0.047789848 \cdot p - 5.2094943 \cdot 10^{-6} \cdot p^2 \\ \rho_{B50} &= 859.10495 + 0.048505370 \cdot p - 5.3423955 \cdot 10^{-6} \cdot p^2 \\ \rho_D &= 839.94037 + 0.049220891 \cdot p - 5.4752967 \cdot 10^{-6} \cdot p^2 \end{aligned} \quad (4-11)$$



Slika 4.14. Gustina ispitivanih goriva za vrednosti pritiska do 1600 bar; - eksperimentalni rezultati -

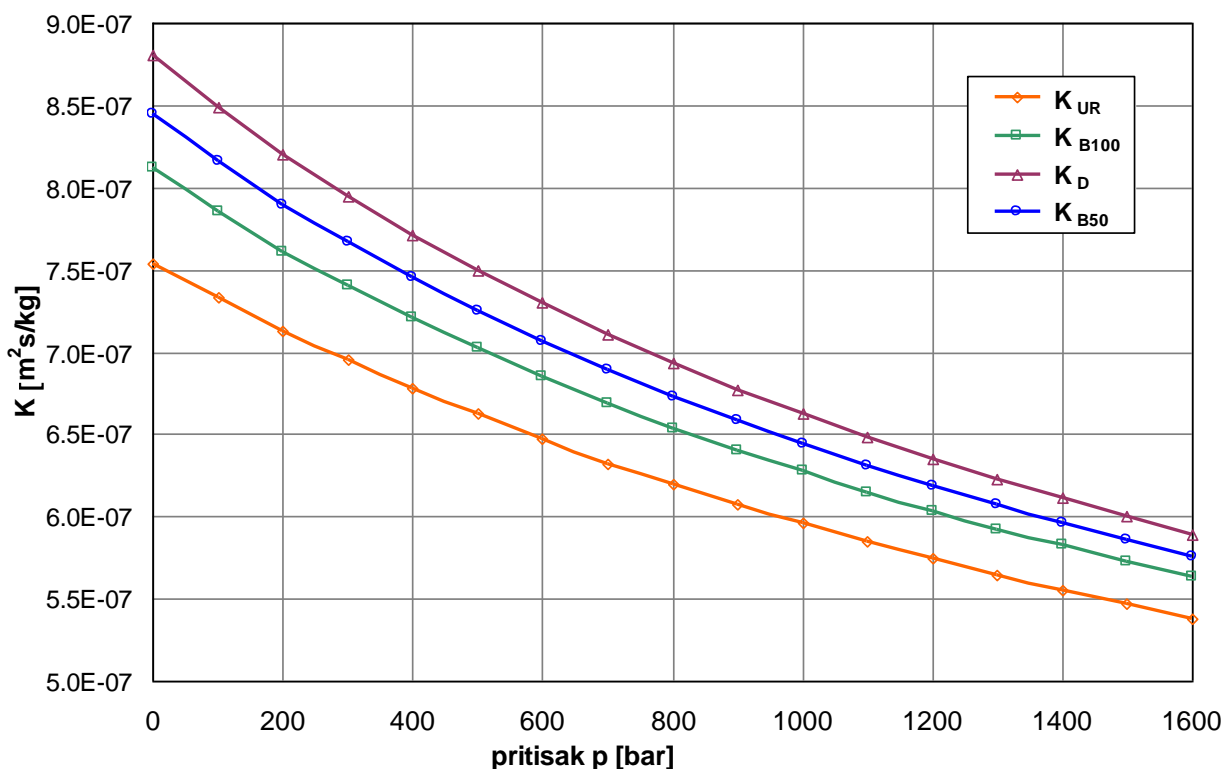
Na osnovu eksperimentalno određenih zavisnosti $a = a(p)$ i $\rho = \rho(p)$ za ispitivana goriva (temperatura goriva 20 °C), mogu se formirati dijagrami f-je $K = K(a, \rho)$:

$$K = \frac{1}{a \cdot \rho} \quad (4-12)$$

kao veze brzinskog talasa i pritiska u pravcu i suprotno pravcu strujanja goriva (j-ne 3-26 do 3-30).

Iz j-ne (4-12) se zaključuje da goriva veće gustine i modula stišljivosti imaju manje vrednosti K, što se vidi i sa slike 4.15.

Sa rastom pritiska, vrednosti f-je K opadaju.



Slika 4.15. F-ja K za ispitivana goriva i vrednosti pritiska do 1600 bar; temperatura goriva 20 °C

4.4.6. Određivanja modula stišljivosti ispitivanih goriva

Kada znamo zavisnosti brzine zvuka i gustine od pritiska (za sva ispitivana goriva), koristeći Njutnov obrazac da je :

$$E = a^2 \cdot \rho \quad (4-13)$$

za svaki i -ti pritisak možemo izračunati vrednosti modula stišljivosti $E_i = E_i(a_i, \rho_i)$, tj. odrediti krivu promene modula stišljivosti za dijapazon pritiska od atmosferskog do 1600 bar.

Zavisnosti modula stišljivosti ispitivanih goriva E_{UR} , E_{B100} , E_{B50} i E_D od pritiska prikazane su dijagramima na slici 4.16. i u prilogu 4-3.

Funkcionalne zavisnosti modula stišljivosti E od pritiska p , po gorivima, $E = E(p)$, dobijene su modeliranjem eksperimentalno dobijenih podataka u programskom paketu ORIGIN, i date su polinomom drugog stepena oblika:

$$E = M_0 + M_1 \cdot p + M_2 \cdot p^2, \quad E [Pa], \quad p [bar], \text{ odnosno, za ispitivana goriva:}$$

$$E_{UR} = 1.9080424 \cdot 10^9 + 1.05208 \cdot 10^6 \cdot p - 21.187083 \cdot p^2$$

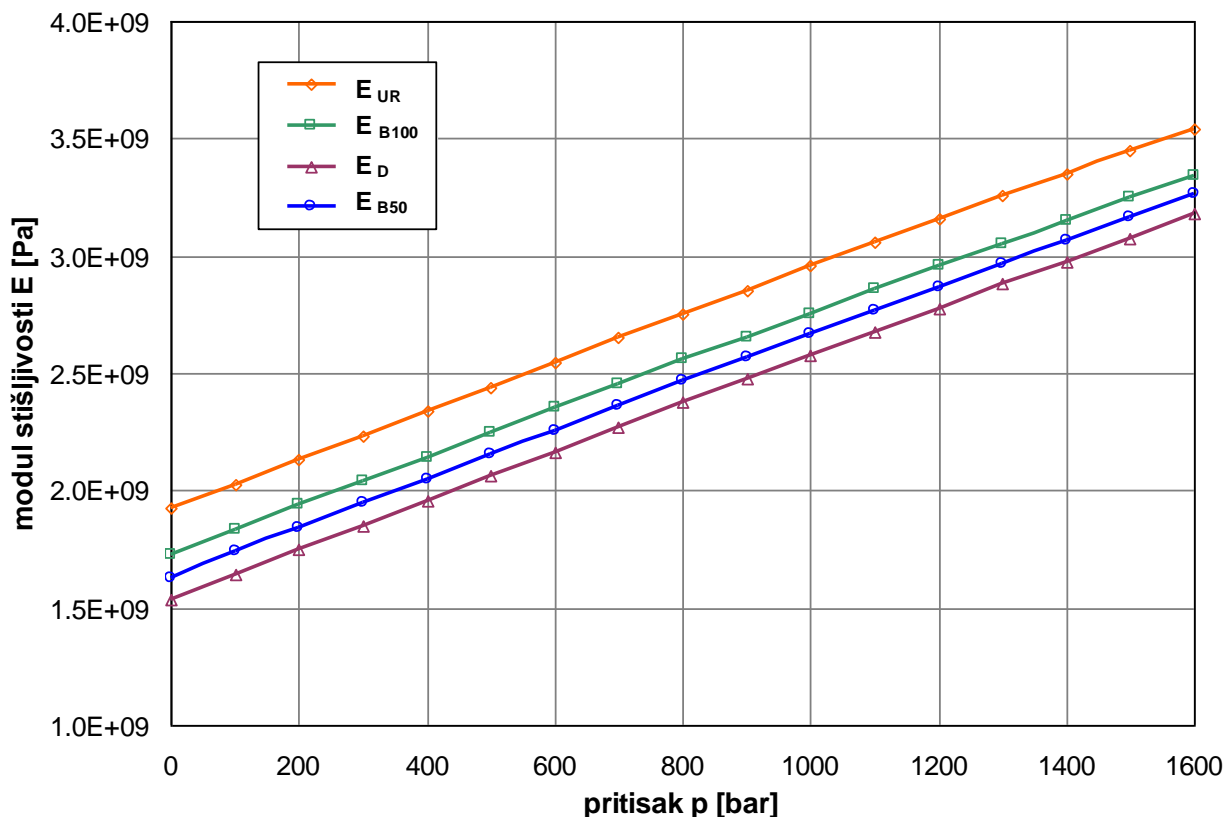
$$E_{B100} = 1.7246048 \cdot 10^9 + 1.07163 \cdot 10^6 \cdot p - 36.499691 \cdot p^2$$

$$E_{B50} = 1.6336403 \cdot 10^9 + 1.07269 \cdot 10^6 \cdot p - 30.996481 \cdot p^2$$

$$E_D = 1.5290006 \cdot 10^9 + 1.06082 \cdot 10^6 \cdot p - 25.488881 \cdot p^2$$

(4-14)

Na osnovu dijagrama na slici 4.14. i 4.16. očigledno je da povećanje radnog pritiska dovodi do povećanja vrednosti gustine i modula stišljivosti sva tri ispitivana goriva.



Slika 4.16. Modul stišljivosti za ispitivana goriva za vrednosti pritiska do 1600 bar

Za razliku od dijagrama promene brzina zvuka (slika 4.13.) gde se razlike u vrednostima po gorivima na višim pritiscima smanjuju (naročito se odnosi upoređujući B100, B50 i D), kod dijagrama promene gustina i modula stišljivosti ovo nije slučaj - porast pritiska ovde bitno ne utiče na razlike u vrednostima po gorivima.

S obzirom na prethodno određenu zavisnost modula stišljivosti E od pritiska i na osnovu (4-2) možemo odrediti koeficijent stišljivosti s kao:

$$s_i(p_j) = \frac{1}{E_i(p_j)} \quad (4-15)$$

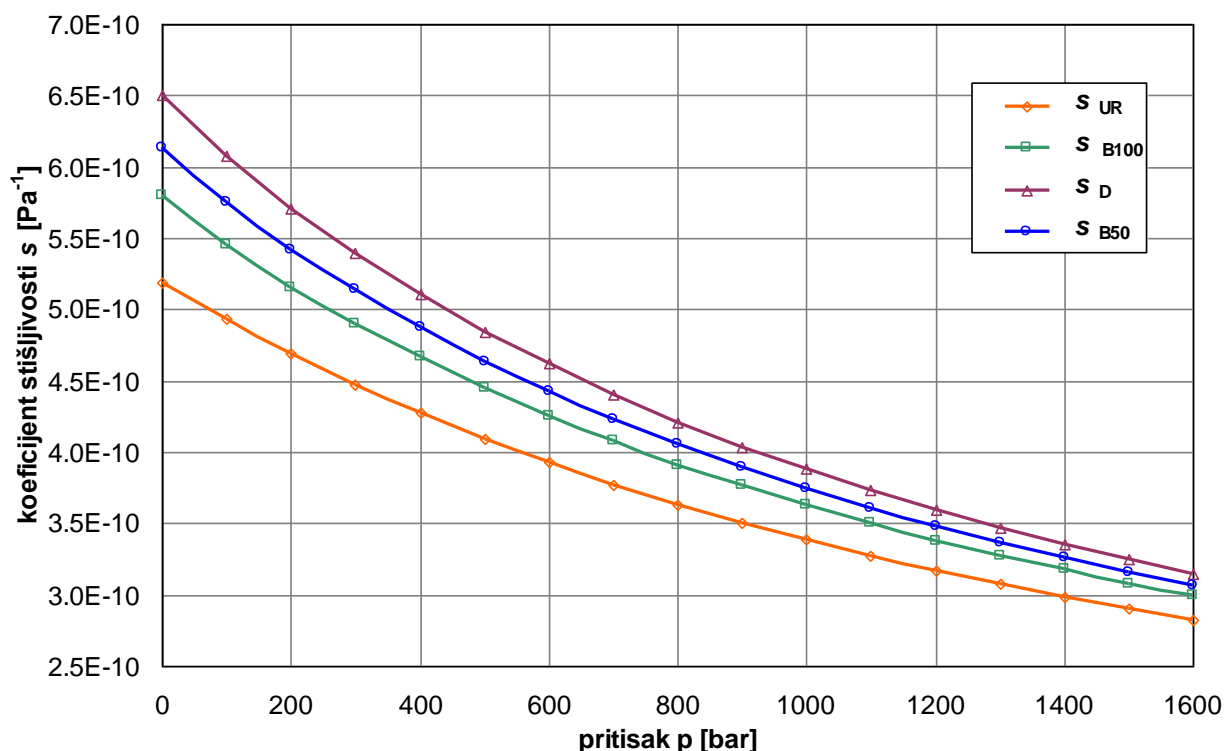
gde se indeksi odnose na i -to gorivo i j -ti pritisak.

Dijagram promene koeficijenta stišljivosti s u f-ji pritiska p po gorivima prikazan je na slici 4.17.

Treba napomenuti da su na dijagramima sa slika 4.13. do 4.17. predstavljene osrednjene vrednosti merenih veličina, ili sračunatih na osnovu odgovarajućih merenih veličina. Osrednjene vrednosti dobijene su kao aritmetičke sredine 4 uzastopna merenja, iako su odstupanja rezultata merenja mala (kreću se do 0.9 % za a_{UR} , do 0.41% za a_{B100} , a_{B50} i a_D i do 0.33 % za gustine – u celom opsegu radnog pritiska).

Ovo je posledica preduzetih mera u cilju što kvalitetnije organizacije i izvođenja samih merenja, kao što su:

- plan i organizacija prostora u kome smo merenja vršili,
- plan i pozicioniranje elemenata aparature i pomoćnih elemenata,
- plan i pozicioniranje mernih elemenata i uređaja,
- plan odvijanja samih merenja,
- kao i niz predviđenih mera i procedura koje se tiču postupaka pri pojavi nepravilnosti u procesu merenja (na pr. pojava vlaženja ili curenja na spojevima, nepravilnosti u radu pumpe VP, nepravilnosti u radu mernih elemenata i uređaja i td.)



Slika 4.17. Koeficijent stišljivosti za ispitivana goriva za vrednosti pritiska do 1600 bar

Merenja su ponavljana pri svim slučajevima kada su uočene bilo kakve nepravilnosti, i to tako da kada se nepravilnost dogodi u bilo kojoj "fazi" eksperimenta (od početne do završne) pristupa se vraćanju postupka merenja na prethodni korak. To znači, da ako se uoči nepravilnost u toku eksperimenta (vlaženje ili curenje na spojevima, pad pritiska i td), na pr. na 1300 bar, ceo postupak merenja se ponavlja, a do tada mereni podaci odbacuju kao nepouzdana. Iako se ne tretiraju kao zvanični i ispravni, ovako dobijena grupa "netačnih" podataka dopunski se analizira i time postepeno dolazi do novih saznanja o ponašanju mernih i elemenata aparature u cilju predviđanja otkaza ili kvarova istih.

Zahtevi i mere u pogledu bezbedonosti na radu i zdravstvenih preventivnih radnji kao i postupci u slučaju akcidenata u radu sa ispitivanim materijama posebno su analizirani i predviđeni. Spisak mera i radnji s tim u vezi dat je u prilogu 2-1. Za vreme trajanja eksperimenta ovaj spisak je sve vreme bio vidno istaknut.

5.

REZULTATI ISTRAŽIVANJA KARAKTERISTIKA SISTEMA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA

5.1. CILJ MERENJA, IZBOR GORIVA I SISTEMA ZA UBRIZGAVANJE GORIVA

Rad sistema za ubrizgavanje goriva sa biodizelom ili nekom od mešavina biodizela i dizel goriva, kao i uticaji karakteristika goriva na rad sistema za ubrizgavanje goriva, predmet su različitih istraživanja. Grupa autora [40, 60, 75, 122] zaključuje, da pri upotrebi biodizela u odnosu na dizel gorivo, dolazi do ranijeg početka ubrizgavanja goriva, dužeg trajanja ubrizgavanja i postizanja viših pritisaka ubrizgavanja, a zbog različitih vrednosti fizičkih karakteristika goriva (brzina zvuka i modul stišljivosti). Do istih zaključaka, Kegl dolazi i numeričkim istraživanjem [123]. Vrednosti gustine, brzine zvuka i modula stišljivosti goriva, imaju uticaj na vreme i trajanje ubrizgavanja [124]. Istraživanjima u [125], autori potvrđuju uticaj vrednosti modula stišljivosti biodizela na ugao predubrizgavanja i dalju implikaciju na NOx emisiju. Obrazovanjem mešavine 60% biodizela i 40% parafinskog rastvarača, može se dobiti gorivo vrednosti modula stišljivosti sličnih dizel gorivu. Upotreba B20 ne zahteva intervencije na instalaciji sistema za ubrizgavanje, dok je za upotrebu mešavine sa više od 20% učešća biodizela, potrebno prilagođevanje geometrijskog hoda potiskivanja klipa u PVP i optimizacija ugla predubrizgavanja [126]. Istraživajući rad sistema za ubrizgavanje goriva sa različitim mešavinama (dizel gorivo/bioetanol, biodizel/bioetanol), grupa autora [84] ukazuje da na karakteristike ubrizgavanja, osim karakteristika goriva, utiče i vrsta sistema za ubrizgavanje. Dodavanjem bioetanola biodizelu, moguće je smanjiti vreme trajanja ubrizgavanja i sniziti maksimalni pritisak ubrizgavanja, dok je dodavanje bioetanola dizel gorivu, bez značajnih

efekata. Početak i trajanje ubrizgavanja imaju značajan uticaj na performanse rada motora sa "commom-rail" sistemom ubrizgavanja i emisiju izduvnih gasova [127, 128]. Autori [129] naglašavaju značaj poznavanja vrednosti gustine i modula stišljivosti biodizela za predviđanje i optimizaciju rada "commom-rail" sistema ubrizgavanja goriva sa piezo brizgaljkama. Za objašnjenje uočenog ranijeg početka sagorevanja kada motor radi sa biodizelom od ulja *Jatropha-e*, *Karanja-e* i *Polanga-e* u odnosu na dizel gorivo, neophodna su istraživanja u cilju određivanja karakteristika pomenutih goriva i njihovog uticaja na trajanje ubrizgavanja [130].

Istraživajući uticaj vrednosti modula stišljivosti biodizela na rad mehanički pogonjenih sistema ubrizgavanja goriva, grupa autora [131] zaključuje da pritisci ubrizgavanja nisu uvek viši i da je razlika u početku ubrizgavanja manja od očekivane, kod biodizela u odnosu na dizel gorivo. U cilju određivanja optimalnog pritiska ubrizgavanja, grupa autora [132] je istraživala rad sistema ubrizgavanja sa različitim gorivima (B25, B50, B75 i B100). Eksperimentalni rezultati su pokazali da upotreba pomenutih goriva nema značajan uticaj na performanse rada motora, a da optimizacijom pritiska ubrizgavanja, performanse i emisija izduvnih gasova može biti znatno poboljšana. Promene vrednosti pritiska ubrizgavanja i ugla predubrizgavanja su neznatno različite kod različitih mešavina biodizela sa dizel gorivom u odnosu na dizel gorivo [133], ali su uočena povećanja vrednosti pritiska i temperature u početnoj fazi sagorevanja, poboljšana emisija izduvnih gasova, viša specifična potrošnja goriva i niža temperatura izduvnih gasova.

Karakteristike rada motora, na svim režimima rada, razlikuju se kada se koristi biodizel u odnosu na dizel gorivo [61]. Moguće je naći optimalno vreme ubrizgavanja biodizela tako da emisija izduvnih gasova (osnovni kriterijum za optimizaciju vremena ubrizgavanja) bude smanjena, a ostale karakteristike rada motora budu na prihvatljivom nivou.

Prethodna analiza rada sistema za ubrizgavanje goriva tipa "pumpa - cev – brizgač" pokazuje potrebu određivanja pojedinih karakteristika goriva (brzina zvuka, gustina, modul stišljivosti) radi preciznijeg predviđanja ponašanja sistema za ubrizgavanje goriva i upravljanja njegovim radom (poglavlje 3.). Nakon što su pomenute karakteristike određene (poglavlje 4.), neophodno je eksperimentalno uočiti i potvrditi izrečene pretpostavke o različitim vrednostima pojedinih parametara rada sistema za ubrizgavanje goriva pri radu sa izabranim (različitim) gorivima, što je u ovom delu rada osnovni zadatak.

Goriva sa kojima će izabrani sistemi za ubrizgavanje raditi u toku merenja su:

- konvencionalno dizel gorivo (radna oznaka D),
- biodizel (radna oznaka B100) i
- mešavina konvencionalnog dizel goriva i biodizela podjednakog udela u mešavini tj. 50% dizel goriva i 50% biodizela (radna oznaka B50).

Izbor goriva je izvršen na osnovu realne mogućnosti korišćenja istih u izabranim sistemima ubrizgavanja goriva. Rad izabranih sistema za ubrizgavanje sa čistim uljem repice nije analiziran jer ne postoji realna mogućnost korišćenja ulja repice u dizel motorima sa izabranim sistemima ubrizgavanja.

U cilju sagledavanja rada i uočavanja razlika u radu sistema za ubrizgavanje goriva dizel motora sa različitim gorivima, za karakteristična merenja i analizu rada izabrane su dve pumpe visokog pritiska i dva brizgača i to:

- linijska četvorocilindrična pumpa visokog pritiska proizvođača Bosch tip PES 4P 120A 720 RV 16307 (radna oznaka P4),
- linijska šestocilindrična pumpa visokog pritiska proizvođača Bosch tip PES 6A 95D 410 LS 2542 (radna oznaka A6),
- brizgač proizvođača Bosch sa oznakom $\varnothing 6 \times 2 \times 600$ /Bosch DLLA 4x $\varnothing 0.375$ (radna oznaka TAM), sa četiri mlaznice prečnika $\varnothing 0.375$ mm, pritiska otvaranja brizgača $p_{ob} = 260$ bar i maksimalnog hoda igle brizgača $h_i = 0.35$ mm i
- brizgač proizvođača Bosch sa oznakom $\varnothing 6 \times 2 \times 1040$ /Bosch DLLA25S834 1x $\varnothing 0.68$ (radna oznaka MAN), sa jednom mlaznicom prečnika $\varnothing 0.68$ mm, pritiska otvaranja brizgača $p_{ob} = 175$ bar i maksimalnog hoda igle brizgača $h_i = 0.3$ mm.

Vršena su merenja i analiziran rad svake od pumpi sa svakim brizgačem i sa svakim izabranim gorivom i to pri punom opterećenju, na različitim brojevima obrtaja bregastog vratila BV (400, 500, 600, 700, 800, 1000 i 1075/1100 min^{-1}) i to:

- pumpa P4 brizgač TAM gorivo D
- pumpa P4 brizgač TAM gorivo B50
- pumpa P4 brizgač TAM gorivo B100
- pumpa P4 brizgač MAN gorivo D
- pumpa P4 brizgač MAN gorivo B50
- pumpa P4 brizgač MAN gorivo B100
- pumpa A6 brizgač TAM gorivo D
- pumpa A6 brizgač TAM gorivo B50
- pumpa A6 brizgač TAM gorivo B100
- pumpa A6 brizgač MAN gorivo D
- pumpa A6 brizgač MAN gorivo B50
- pumpa A6 brizgač MAN gorivo B100

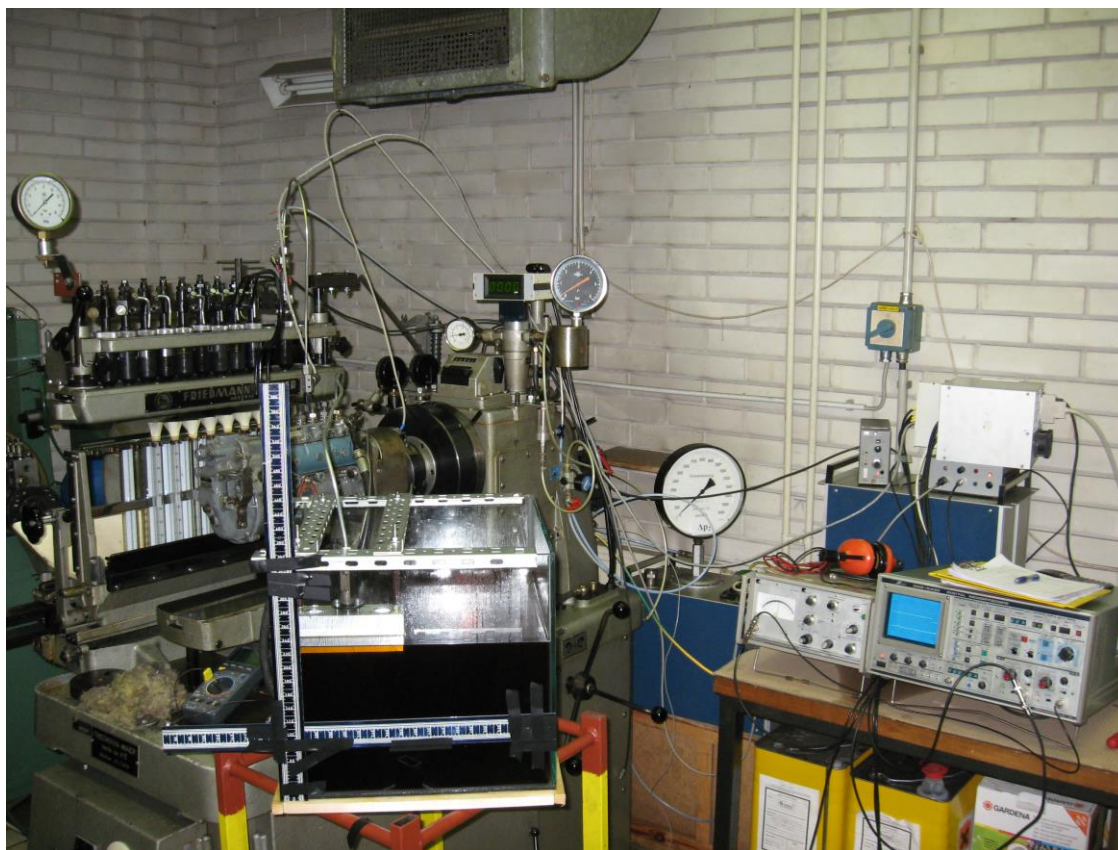
U daljem tekstu se za gore pomenute kombinacije koriste skraćene oznake kao na primer za pumpu P4 brizgač TAM gorivo D na 800 min^{-1} : oznaka P4_TAM_D_800 ili za pumpu A6 brizgač TAM goriva D, B50, B100 na 700 min^{-1} : oznaka A6_TAM_D_B50_B100_700 i td.

5.2. OPIS EKSPERIMENTALNE LINIJE

Ovaj deo eksperimentalnog rada je urađen na Mašinskom fakultetu u Mariboru (Slovenija), u Laboratoriji za motore sa unutrašnjim sagorevanjem (*Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo, Laboratorij za motorje z notranjim zgorevanjem*).

Merenja karakterističnih veličina (poglavlje 5.3.) su vršena na mernom stolu (ispitnom uređaju) proizvođača *Friedmann&Maier* tip 12H 100-h koji služi za ispitivanje komponenti

sistema za ubrizgavanje. Kompletna eksperimentalna linija za merenje karakteristika sistema za ubrizgavanje, prikazana je na slici 5.1. Karakteristični detalji - delovi sistema za ubrizgavanje, merni uređaji i oprema prikazani su na slikama 5.2 do 5.5.



Slika 5.1. Prikaz mernog stola sa korišćenim uređajima i opremom za eksperimentalni rad

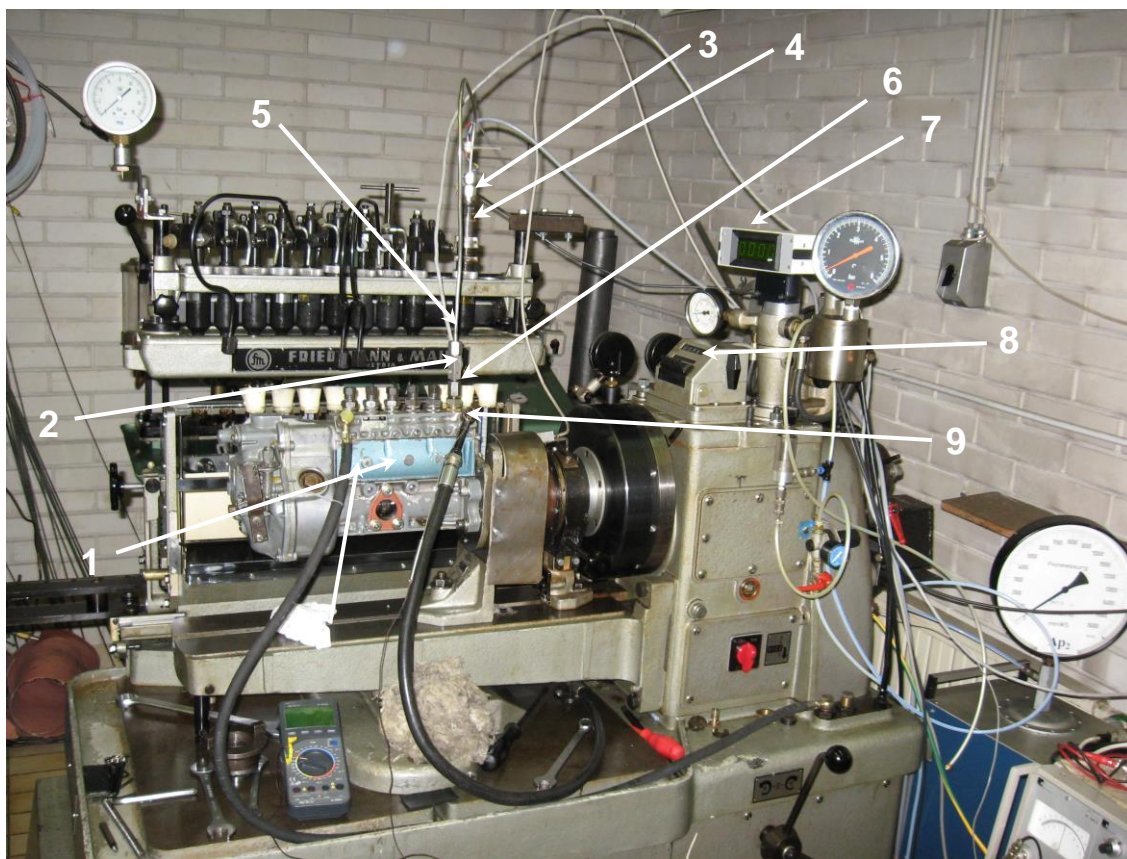
Za merenje pritiska iza pumpe visokog pritiska, odnosno na početku cevi visokog pritiska p_I , korišćen je davač pritiska sa mernim trakama *AVL 31DF* ($p_{max} = 1200$ bar, $d = 1.8$ mm, klase tačnosti $\pm 1,5\%$). Za merenje pritiska ispred brizgača (pritisak na kraju cevi visokog pritiska) p_{II} , korišćen je piezoelektrični davač *KISTLER 6227* ($p_{max} = 2000$ bar, osetljivosti $2,02$ pC/bar). Položaji davača pritiska su prikazani na slikama 5.2. do 5.4.

Za merenje hoda igle brizgača korišćen je induktivni davač izrađen u *Laboratorij za motorje z notranjim zgorevanjem, Fakulteta za strojništvo, Univerza v Mariboru*, sa oznakom *FS05AP*. Položaj davača je prikazan na slikama 5.2. i 5.4.

Merenje količine ubrizganog goriva (ciklusno doziranje po cilindru) vrši se pomoću mernih menzura u kojima se sakuplja ubrizgano gorivo. Ciklusno doziranje dobijamo tako što se sa menzure očitava zapremina goriva, nakon poznatog broja ciklusa (očitanog sa brojača ciklusa – slika 5.2.), i ova vrednost podeli sa brojem ciklusa.

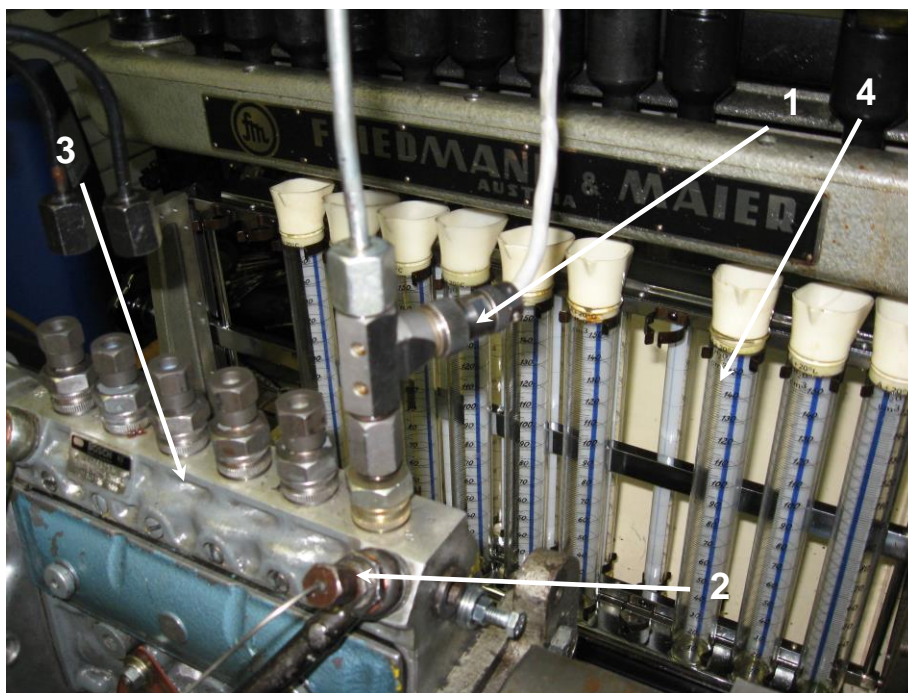
Merenje broja obrtaja pumpe visokog pritiska vršeno je optičkim davačem sa digitalnim pokazivačem - *Iskra Tela* (slika 5.2.).

Za merenje temperature goriva korišćen je termopar OMEGA tip K, tačnosti $\pm 1^\circ$, mernog područja -196 do 200 °C.



Slika 5.2. Merni uređaji i oprema

1. pumpa visokog pritiska, 2. davač pritiska p_I , 3. davač pritiska p_{II} , 4. davač hoda igle brizgača
5. brizgač, 6. menzura, 7. pokazivač broja obrtaja, 8. brojač ciklusa, 9. davač temperature goriva

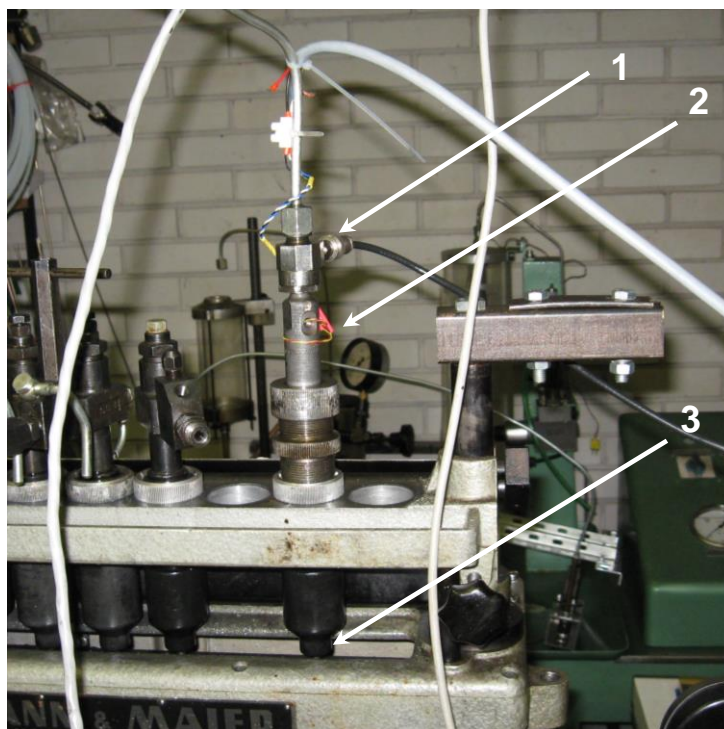


Slika 5.3. Merni uređaji i oprema – segment p_I

1. davač pritiska p_I , 2. davač temperature goriva, 3. pumpa visokog pritiska, 4. menzura

Rezultati istraživanja karakteristika sistema za ubrizgavanje goriva

Većina davača u toku merenja daju izlazne signale čije su električne vrednosti male, tako da je, za dalje korišćenje istih, neophodno signale pojačati odgovarajućim pojačivačima. Za pojačavanje signala davača pritiska iza pumpe visokog pritiska korišćen je pojačivač integrisan u *LabView* karticu.

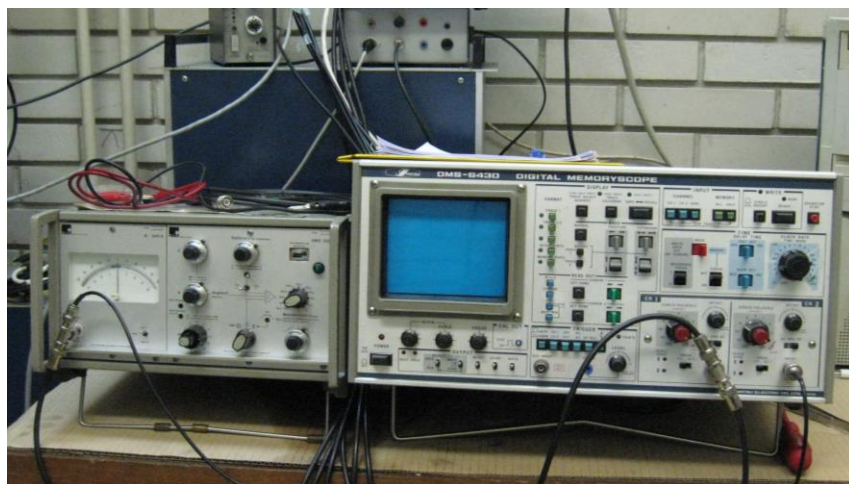


Slika 5.4. Merni uređaji i oprema – segment p_{II}
1. davač pritiska p_{II} , 2. davač hoda igle brizgača, 3. brizgač

Za pojačavanje signala davača pritiska ispred brizgača korišćen je pojačavač *KISTLER 5007* (slika 5.5.a.), a za pojačavanje signala davača hoda igle brizgača korišćen je pojačivač *HOTTINGER BALDWIN MESSTCHNIK HBM 3085* (slika 5.5.b.)



Slika 5.5.a. Pojačavač signala
KISTLER 5007



Slika 5.5.b. Pojačavač signala *HBM 3085*
i digitalni memoriskop *DMS-6430*

Za potrebe merenja korišćeni su i drugi pomoćni uređaji – davač broja obrtaja PVP sa pojačivačem signala (*JSL*), indikator SMT sa optičkim senzorom, filtri signala, analogno-digitalni konvertori i sl.

Prikupljanje podataka od pomenutih izvora analognih signala i njihova konverzija u digitalni oblik vrši se analogno-digitalnim konvertorom - u okviru sistemu za akviziciju podataka. Za akviziciju i obradu prikupljenih podataka korišćen je PC sa *National Instruments I/O interface*-om i 12-bitnim A/D konvertorom, sa frekvencom uzimanja uzorka 1 MHz. Softverski paket korišćen za akviziciju i obradu podataka je *LabView 6.1*.

5.3. REZULTATI MERENJA KARAKTERISTIKA SISTEMA ZA UBRIZGAVANJE

Karakteristike rada sistema za ubrizgavanje goriva koje su merenjima (direktno ili indirektno) određivane su:

- pritisak iza pumpe visokog pritiska (pritisak na početku cevi visokog pritiska) p_I (bar)
- pritisak ispred brizgača (pritisak na kraju cevi visokog pritiska) p_{II} (bar)
- hod igle brizgača h_i (mm)
- ciklusno doziranje goriva (količina ubrizganog goriva) V_c (mm³/cik.cil.)
- vreme predubrizgavanja t_{pu} (ms)
- vreme ubrizgavanja t_{ub} (ms)
- broj obrtaja bregastog vratila PVP n (min⁻¹)

i to za sve prethodno pomenute kombinacije PVP i brizgača i tri različita goriva (poglavlje 5.1.), pri punom opterećenju (rad PVP sa fiksiranom polugom količinske regulacije na položaju maksimalne otvorenosti) i različitim brojevima obrtaja BV.

Temperatura goriva je održavana u intervalu 20-22 °C.

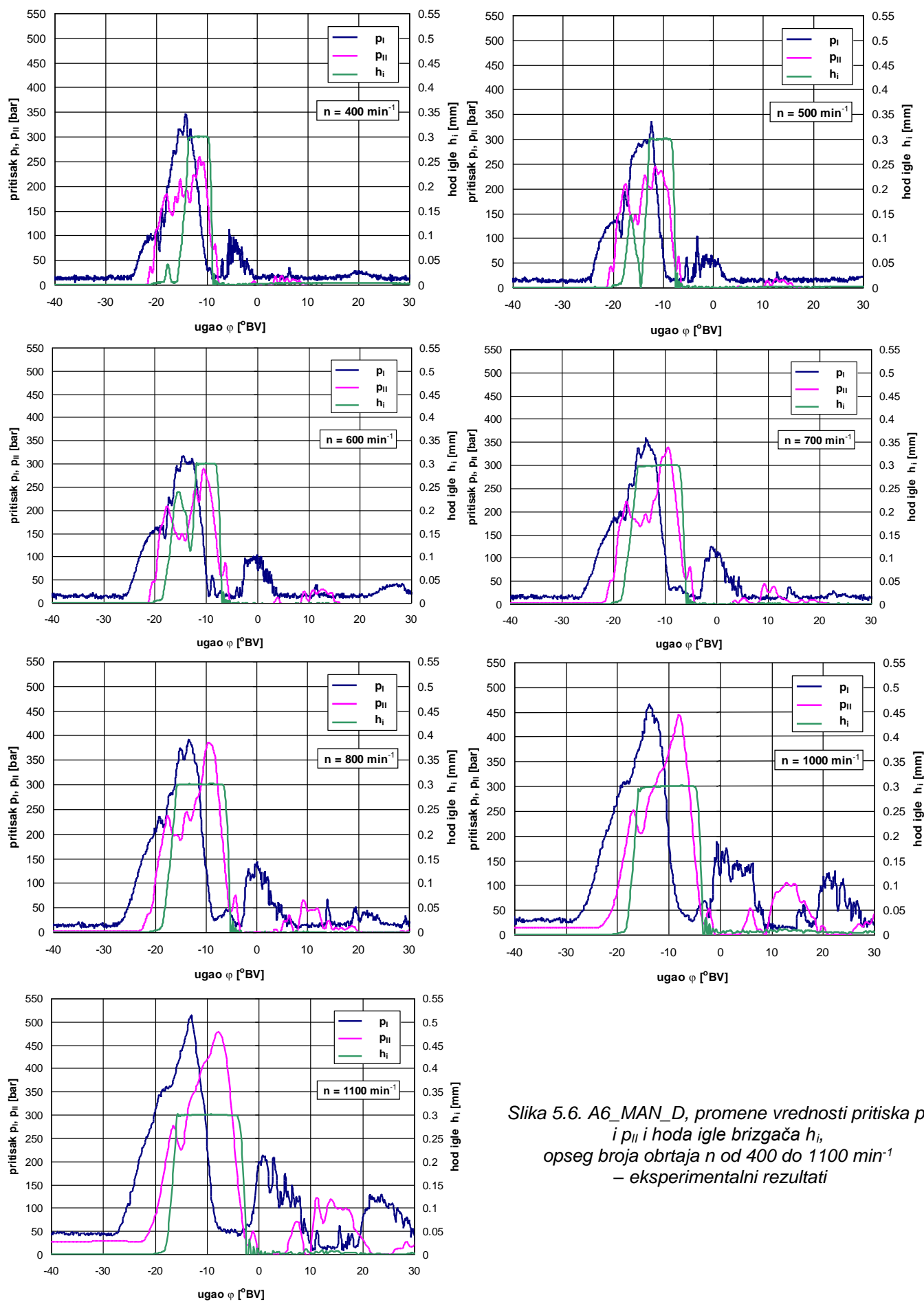
Rezultati merenja su prikazani najpre za svaki izabrani sistem ubrizgavanja i različita goriva, a potom i uporedno - za isti sistem ubrizgavanja, a različita goriva.

Izvršeno je i snimanje mlaza ubrizgavanog goriva (poglavlje 5.4).

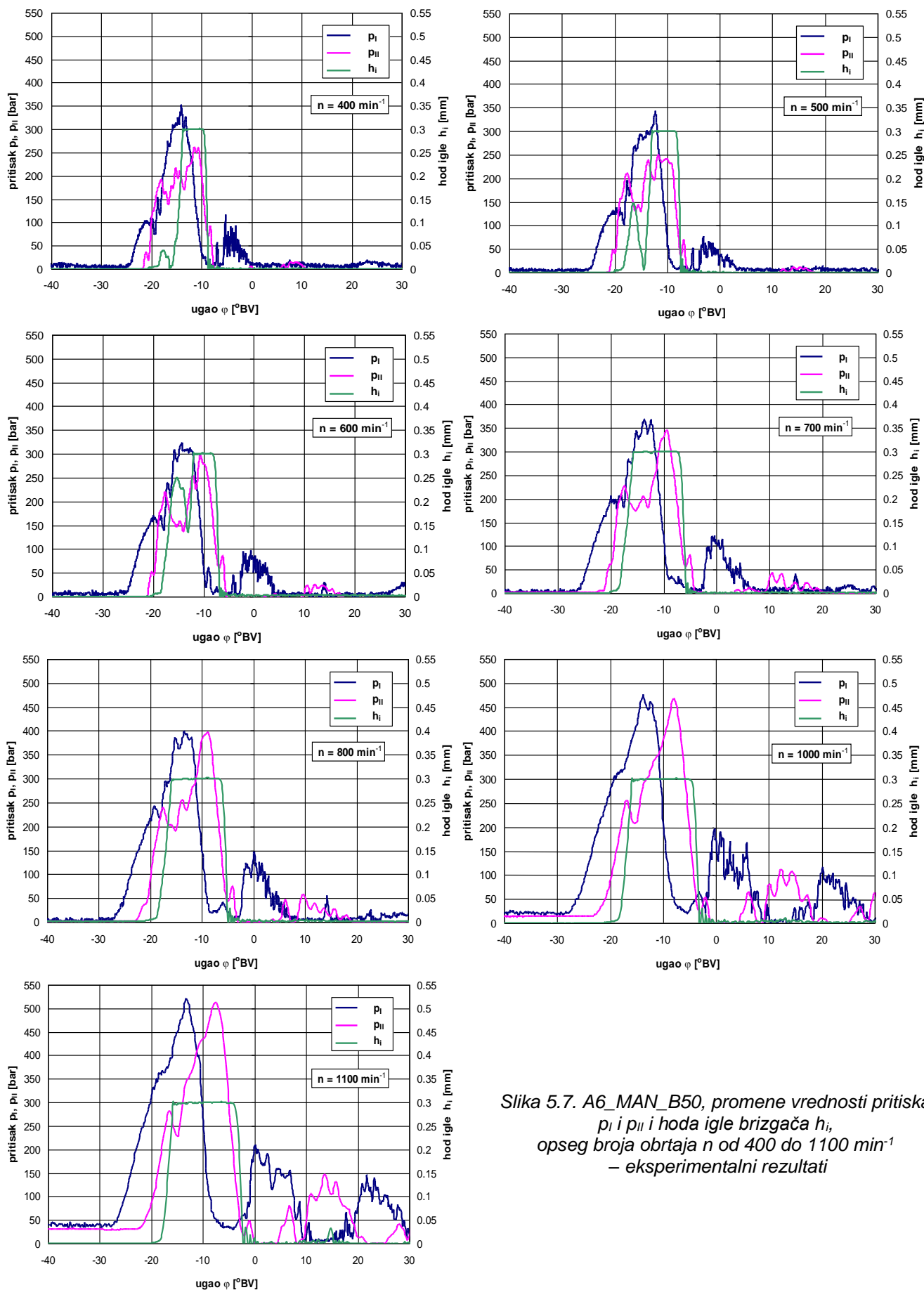
5.3.1. Karakteristike rada sistema ubrizgavanja u oznaci A6_MAN

Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , za sistem ubrizgavanja A6_MAN i goriva D, B50 i B100 i opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min⁻¹, prikazane su slikama 5.6. do 5.8. Merenje vrednosti karakterističnih veličina vršeno je pri punom opterećenju (rad PVP sa fiksiranom polugom količinske regulacije na položaju maksimalne otvorenosti – režim maksimalne snage) i različitim brojevima obrtaja BV.

Poznate opšte karakteristike rada sistema ubrizgavanja goriva tipa “pumpa-cev-brizgač” mogu se uočiti – pritisak na početku cevi VP p_I raste s podizanjem klipa PVP tokom sabijanja goriva i potiskivanja u cev VP. Novopotisnuta količina goriva potiskuje ispred sebe gorivo koje se nalazi u cevi, a talas pritiska se kreće brzinom zvuka. Rast pritiska na kraju cevi VP (ispred brizgača) p_{II} je sa kašnjenjem u odnosu na rast pritiska p_I . Kašnjenje talasa pritiska proporcionalno je broju obrtaja BV.

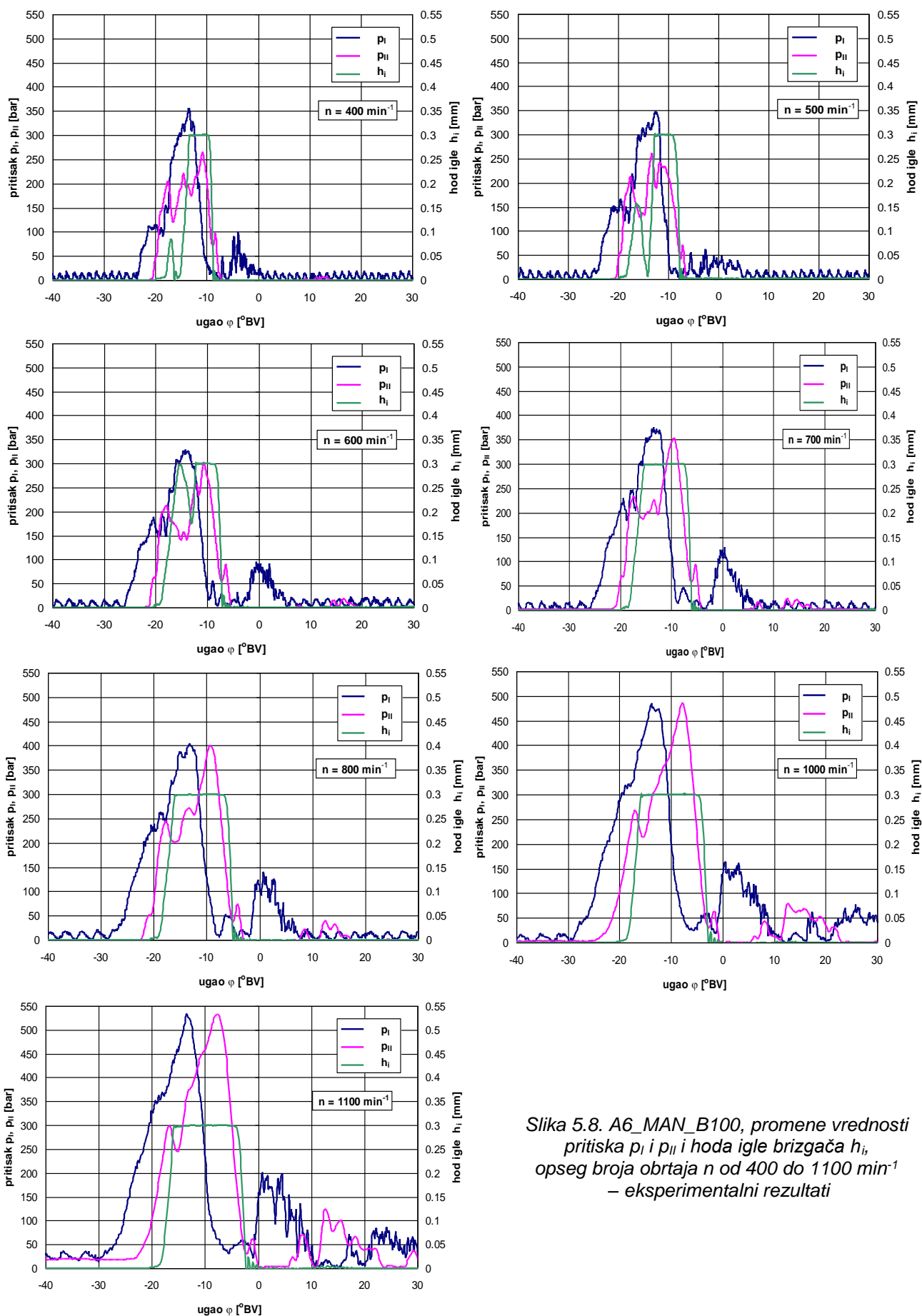


Slika 5.6. A6_MAN_D, promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} – eksperimentalni rezultati



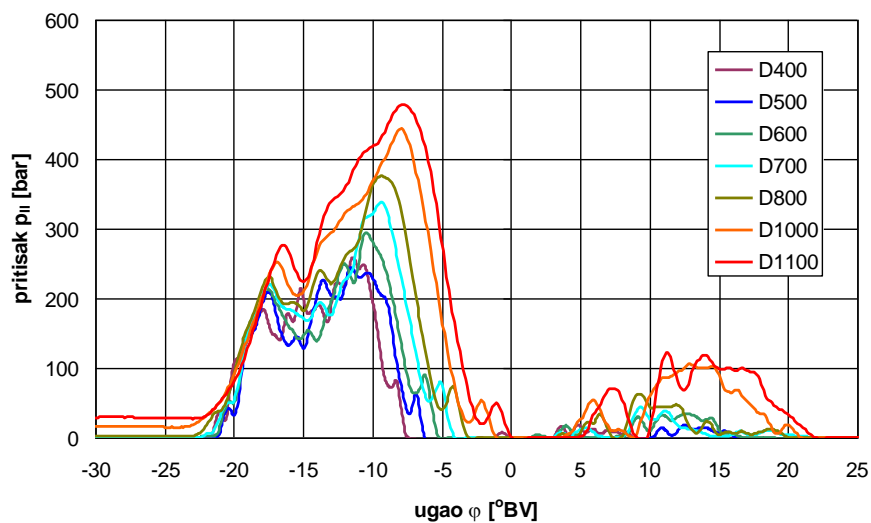
Slika 5.7. A6_MAN_B50, promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgача h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} – eksperimentalni rezultati

Rezultati istraživanja karakteristika sistema za ubrzgavanje goriva

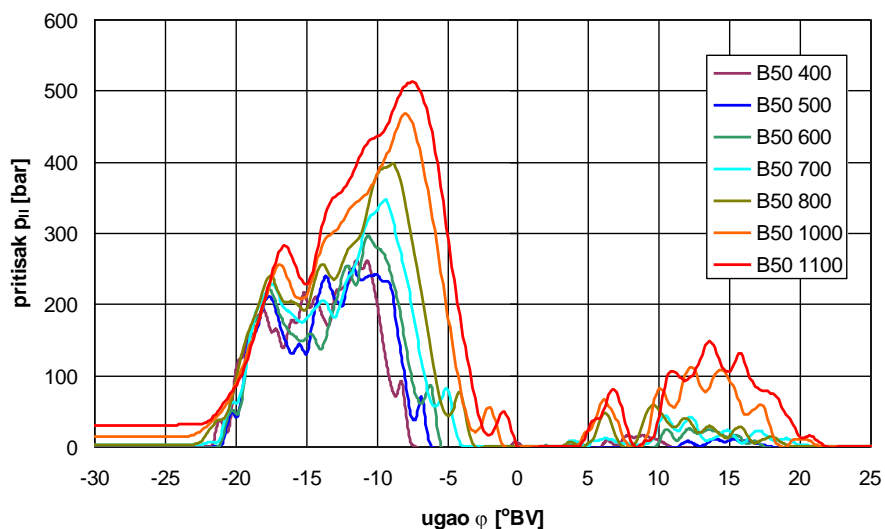


Slika 5.8. A6_MAN_B100, promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_I , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} – eksperimentalni rezultati

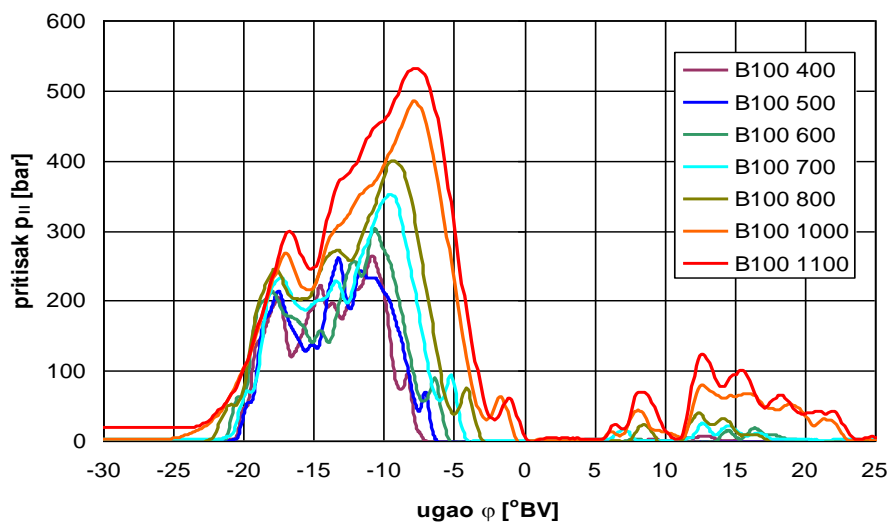
Promene vrednosti pritiska p_{II} u zavisnosti od goriva i broja obrtaja bregastog vratila PVP date su na slikama 5.9 do 5.11. gde se jasno može uočiti pad pritiska sa padom broja obrtaja (šta uzrokuje lošije raspršivanje goriva) – što je glavni nedostatak mehaničkog pogona sistema ubrizgavanja goriva.



Slika 5.9. A6_MAN_D, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}

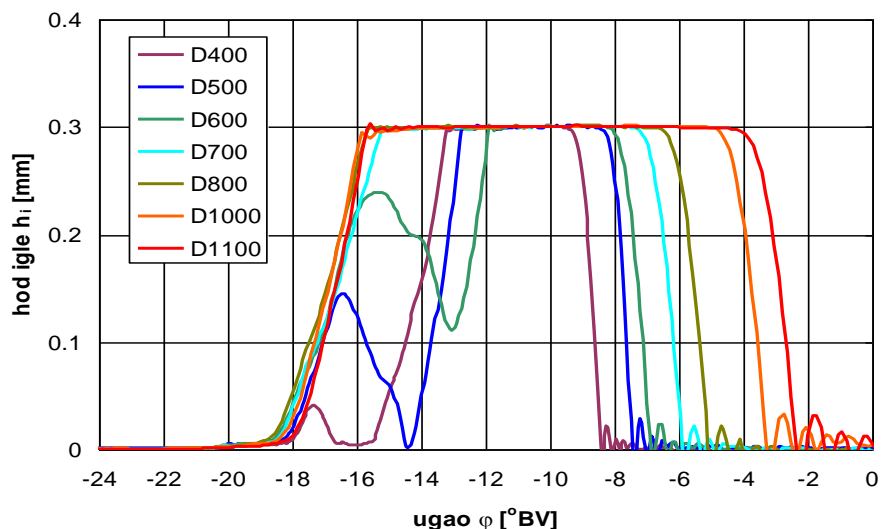


Slika 5.10. A6_MAN_B50, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}

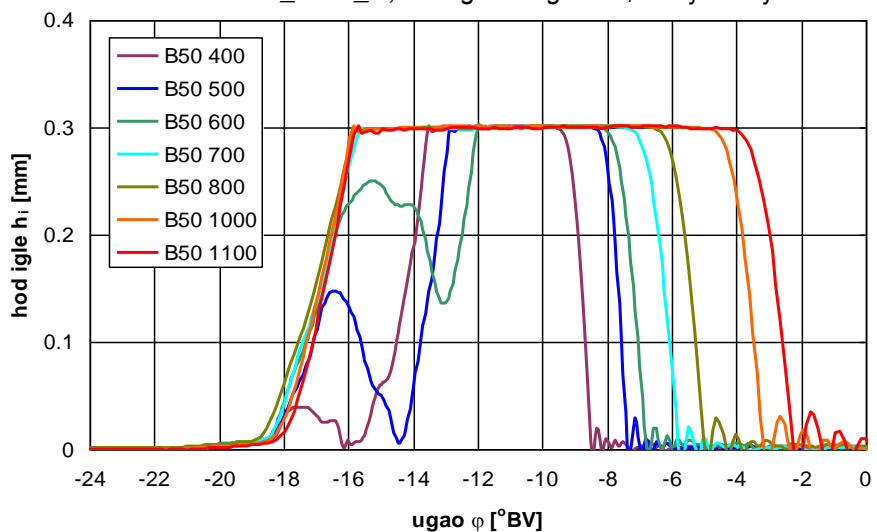


Slika 5.11. A6_MAN_B100, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}

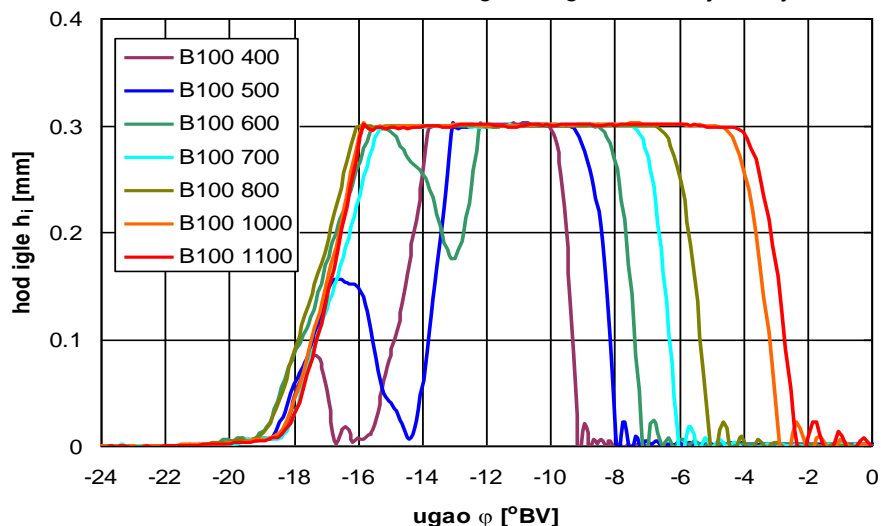
Kada vrednost pritiska goriva ispred igle brizgača dostigne vrednost pritiska otvaranja brizgača p_{ob} ($p_{ob} = 175$ bar za brizgač u oznaci MAN), počinje podizanje igle brizgača, čime počinje i proces ubrizgavanja goriva. Početak ubrizgavanja goriva utiče na mali pad pritiska p_{II} . S daljim potiskivanjem goriva od strane PVP dolazi do porasta pritiska p_{II} i dostizanja maksimalne vrednosti pritiska p_{II} nakon čega pritisak p_{II} opada.



Slika 5.12. A6_MAN_D, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja



Slika 5.13. A6_MAN_B50, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja



Slika 5.14. A6_MAN_B100, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja

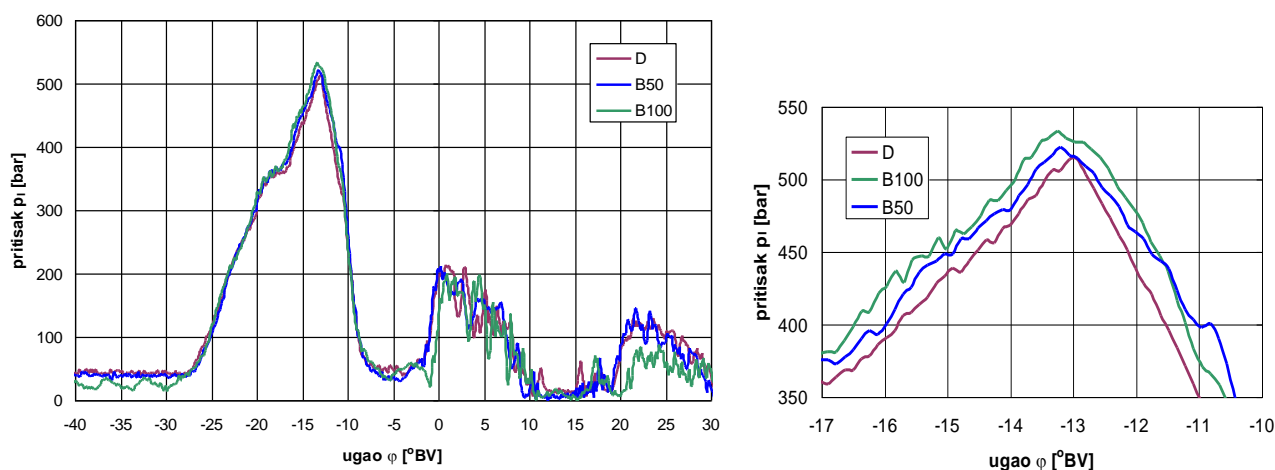
Na slikama 5.12. do 5.14. prikazani su dijagrami hoda igle brizgača u zavisnosti od broja obrtaja BV, po gorivima. Sa povećanjem broja obrtaja BV do 700 (800) min^{-1} , dolazi do pomeranja početka podizanja igle brizgača dalje od SMT, dok je za 1000 i 1100 min^{-1} početak podizanja igle brizgača bliži SMT (za različita goriva uporedno prikzano na slici 5.21. preko ugla predubrizgavanja). Kod primera sa PVP u oznaci P4, ovo pomeranje ima drugačiju tendenciju (poglavlja 5.3.3. i 5.3.4.).

Povećanjem broja obrtaja BV dolazi do pomeranja trenutka zatvaranja brizgača i to prema SMT.

Za sistem A6_MAN, za sva goriva je primetno i oscilovanje igle brizgača na režimima od 400 do 600 min^{-1} (igla ne dolazi do oslonca u celom hodu), dok je za režime 700 do 1100 min^{-1} impuls pritiska dovoljno visok za vreme celog toka ubrizgavanja. Maksimalni hod igle brizgača MAN je 0.3 mm.

Upoređujući rad sistema ubrizgavanja u oznaci A6_MAN sa izabranim gorivima, primećuju se slične tendencije promena vrednosti praćenih veličina uz određena odstupanja karakterističnih vrednosti.

Razlike u vrednostima pritiska p_i za različita goriva nisu jako izražene - neznatno viši maksimalni pritisak p_i pri korišćenju B100 u odnosu na D. Primetno je i nešto ranije postizanje maksimalnih vrednosti pritiska p_i sa povećanjem udela biodizela u gorivu. Vrednost maksimalnog pritiska p_i na brzinskom režimu $n = 1100 \text{ min}^{-1}$ je za oko 10 bar veća pri radu sistema ubrizgavanja sa B100 u odnosu na rad sistema ubrizgavanja sa D (slika 5.15).

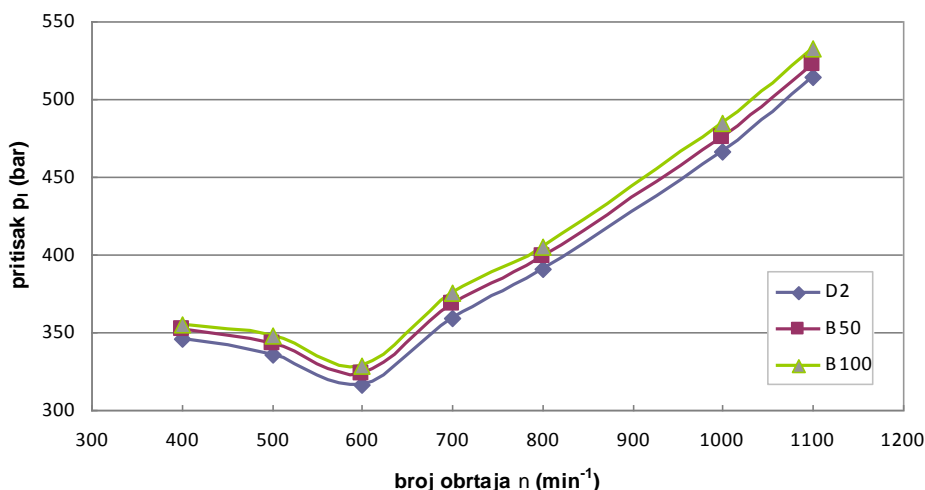


Slika 5.15. A6_MAN_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_i na 1100 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva i segment

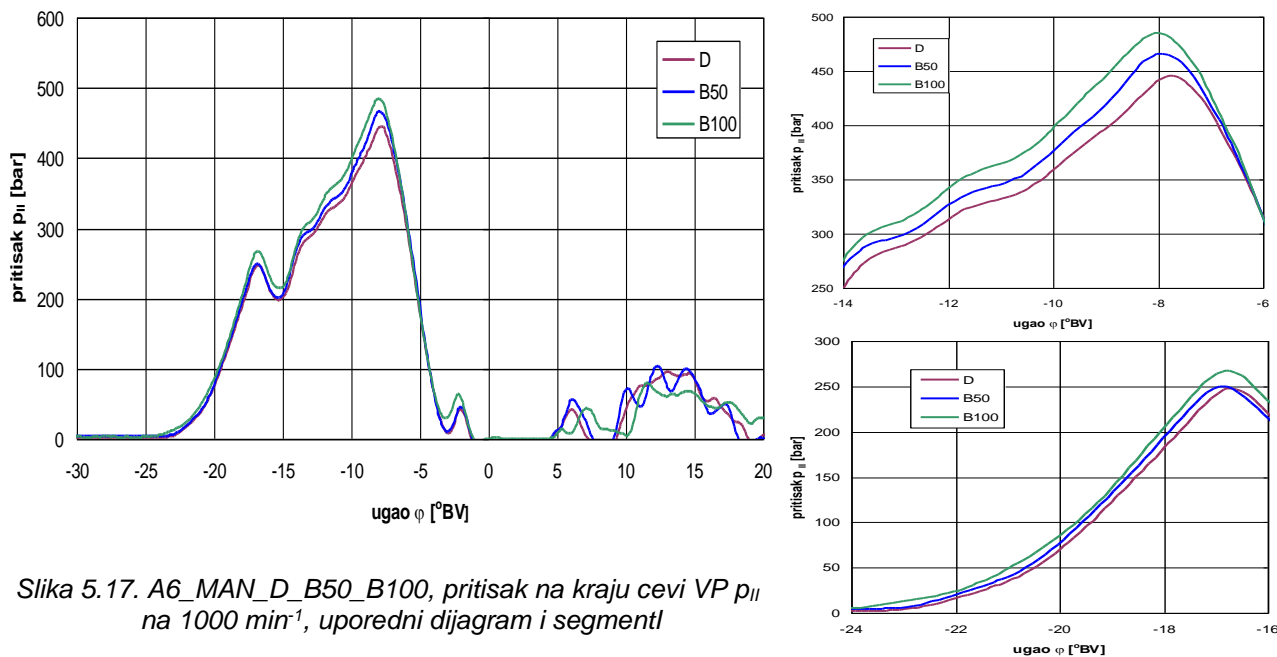
Promene vrednosti maksimalnog pritiska p_i za izabrana goriva na režimima od 400 do 1100 min^{-1} prikazane su na slici 5.16. – bez većih razlika prilikom korišćenja različitih goriva (maksimalno do 10 bar).

Uticaj vrste goriva, odnosno sadržaja biodizela u gorivu je očiglediji na vrednostima pritiska p_{II} i hoda igle brizgača h_i i to sa porastom brzine obrtanja BV.

Početak porasta pritiska p_{II} se pomera dalje od SMT pri korišćenju B100 u odnosu na korišćenje D, dok su vrednosti za B50 između pomenutih (slike 5.17 do 5.19).



Slika 5.16. A6_MAN_D_B100, maksimalni pritisci na početku cevi visokog pritiska p_{II} za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva



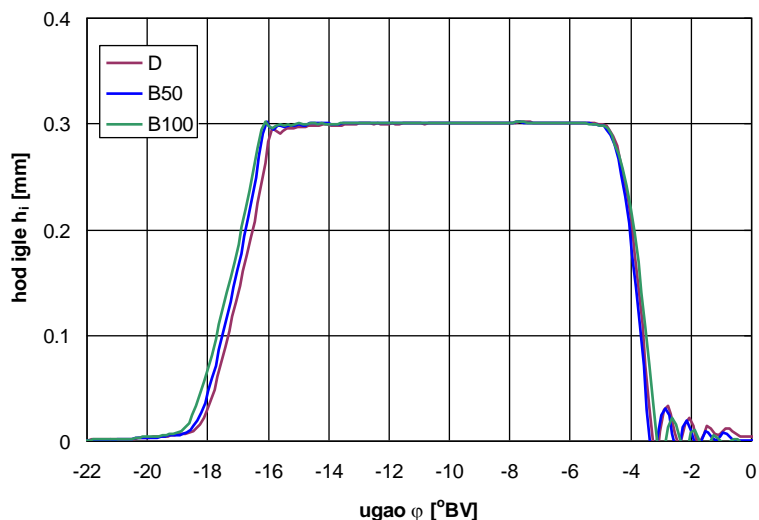
Slika 5.17. A6_MAN_D_B50_B100, pritisak na kraju cevi VP p_{II} na 1000 min^{-1} , uporedni dijagram i segmenti

Na slici 5.17. prikazane su primene pritiska p_{II} za sva tri goriva na 1000 min^{-1} . Na segmentu -14 do -6 °BV primetna je razlika maksimalnog pritiska ubrizgavanja kao i nešto ranije dostizanje istog kod B100 u odnosu na D. Na segmentu -24 do -16 °BV primećuje se raniji početak rasta pritiska p_{II} kod B100 u odnosu na D (kriva za B50 je između B100 i D) šta će dovesti i do ranijeg dostizanja pritiska otvaranja brizgača, odnosno ranijeg početka otvaranja brizgača kod B100 u odnosu na B50 i D (slike 5.18. i 5.19.).

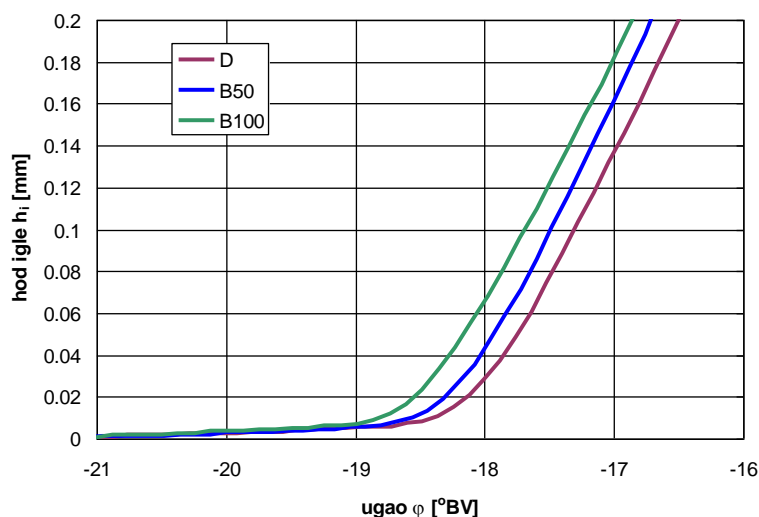
Na slici 5.19. prikazan je segment dijagrama hoda igle brizgača (prikazanog u celosti na slici 5.18.) gde se može uočiti raniji početak otvaranja brizgača kod B100 u odnosu na B50 i D, odnosno pomeranje početka otvaranja brizgača dalje od SMT.

Tendencija pomeranja početka otvaranja brizgača dalje od SMT pri korišćenju B100 u odnosu na D je prisutna na svim režimima od 400 do 1100 min^{-1} , što se može primetiti na slici

5.21. - u razlikama ugla predubrizgavanja za različita goriva.



Slika 5.18. A6_MAN_D_B50_B100, hod igle brizgača h_i na 1000 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva



Slika 5.19. A6_MAN_D_B50_B100, hod igle brizgača h_i na 1000 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva, segment

Maksimalni pritisak ubrizgavanja raste sa sadržajem biodizela u gorivu i brojem obrtaja BV - najveća razlika pritiska p_{II} je oko 55 bar na 1100 min^{-1} (slika 5.20. - vrednost maksimalnog pritiska $p_{II \text{ max B100}} = 531 \text{ bar}$, $p_{II \text{ max B50}} = 512 \text{ bar}$, $p_{II \text{ max D}} = 477 \text{ bar}$), na 1000 min^{-1} razlika pritiska p_{II} je oko 40 bar (slika 5.17. i 5.20.), dok su razlike manje na nižim brzinskim režimima (slika 5.20.).

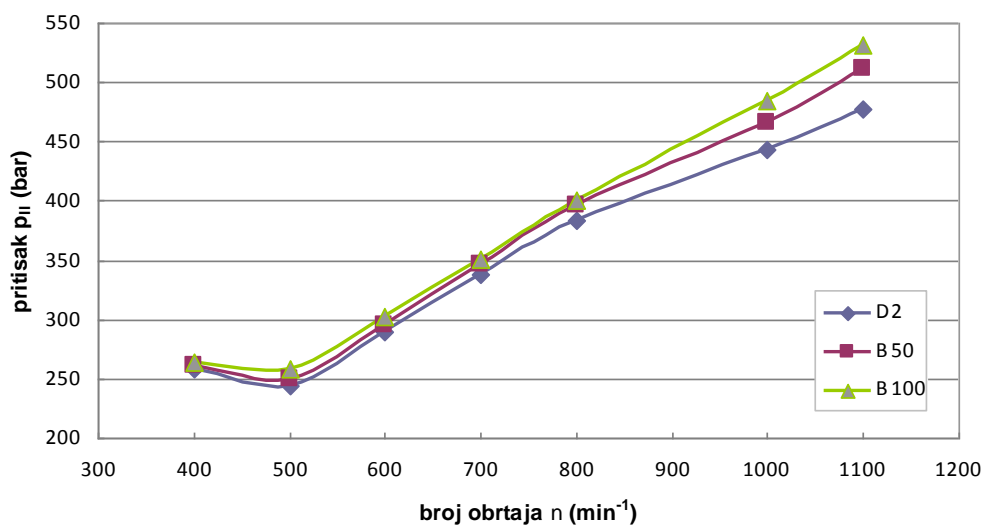
Uticao vrste goriva i broja obrtaja BV na ugao predubrizgavanja prikazan je na slici 5.21. Vrednosti uglova predubrizgavanja su određivane očitavanjem sa eksperimentalno dobijenih dijagrama hoda igle brizgača po gorivima, za opseg 400 do 1100 min^{-1} .

Uticao vrste goriva i broja obrtaja BV na trajanje ubrizgavanja prikazan je na slici 5.22. i to kao φ_{ub} ($^{\circ}\text{BV}$) i t_{ub} (ms), u zavisnosti od vrste goriva i broja obrtaja, gde su:

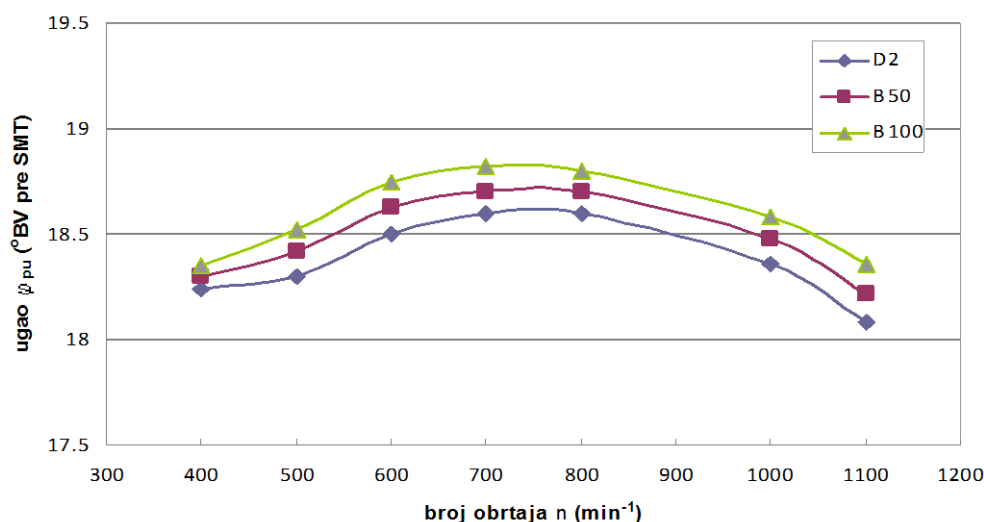
$$\varphi_{ub} = \frac{6 \cdot n \cdot t_{ub}}{1000} \quad \text{odnosno} \quad t_{ub} = \frac{1000 \cdot \varphi_{ub}}{6 \cdot n} \quad (5-1)$$

φ_{ub} - trajanje ubrizgavanja u $^{\circ}\text{BV}$, t_{ub} - trajanje ubrizgavanja u ms, n – broj obrtaja BV u min^{-1} .

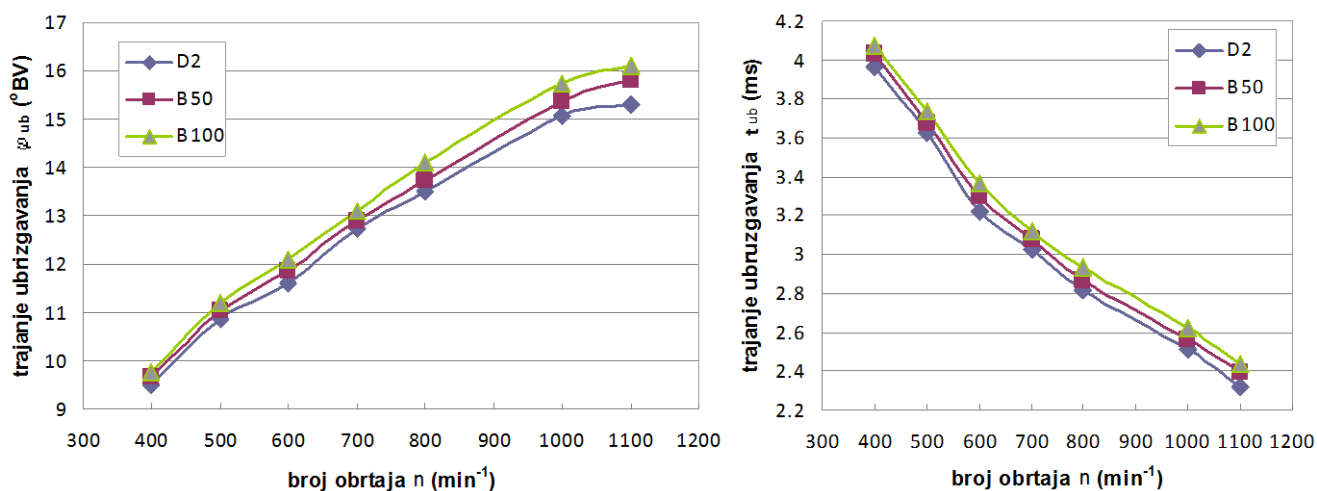
Sa porastom broja obrtaja i udela biodizela u gorivu φ_{ub} ($^{\circ}$ BV) raste, odnosno, sa porastom broja obrtaja i smanjenjem udela biodizela u gorivu t_{ub} (ms) opada.



Slika 5.20. A6_MAN_D_B100, maksimalni pritisci na kraju cevi visokog pritiska p_{II} za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva

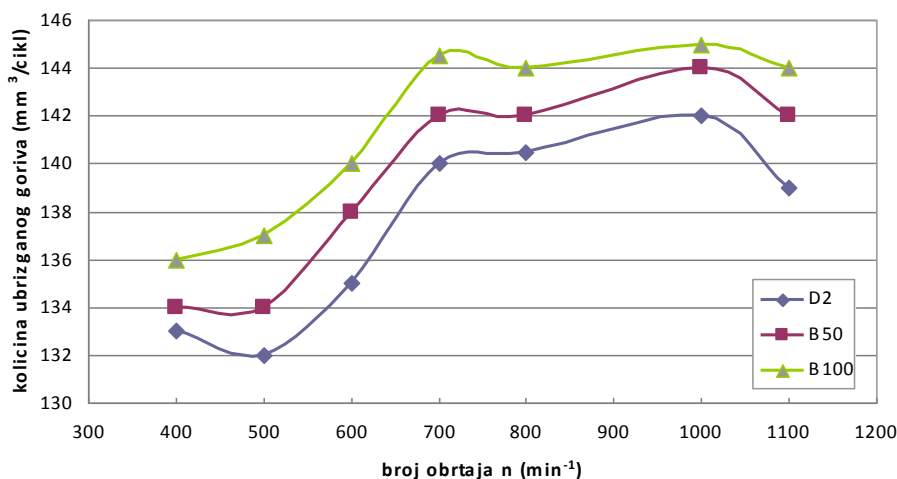


Slika 5.21. A6_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na ugao predubrizgavanja



Slika 5.22. A6_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na trajanje ubrizgavanja

Uticaj vrste goriva i broja obrtaja BV na količinu ubrizganog goriva (ciklusno doziranje goriva, doziranje goriva po ciklusu i cilindru) prikazano je na slici 5.23. Primetno je da se sa većim udelom biodizela u gorivu, za isti broj obrtaja BV, ubrizga veća količina goriva. Za opseg 400 do 1100 min^{-1} razlike se kreću do 4%.



Slika 5.23. A6_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na količinu ubrizganog goriva

Analizom rada sistema ubrizgavanja u oznaci A6_MAN sa izabranim gorivima, a na osnovu prethodno iznetog, može se zaključiti da kod sistema ubrizgavanja A6_MAN pri radu sa B100 u odnosu na D, na istom broju obrtaja BV, dolazi do:

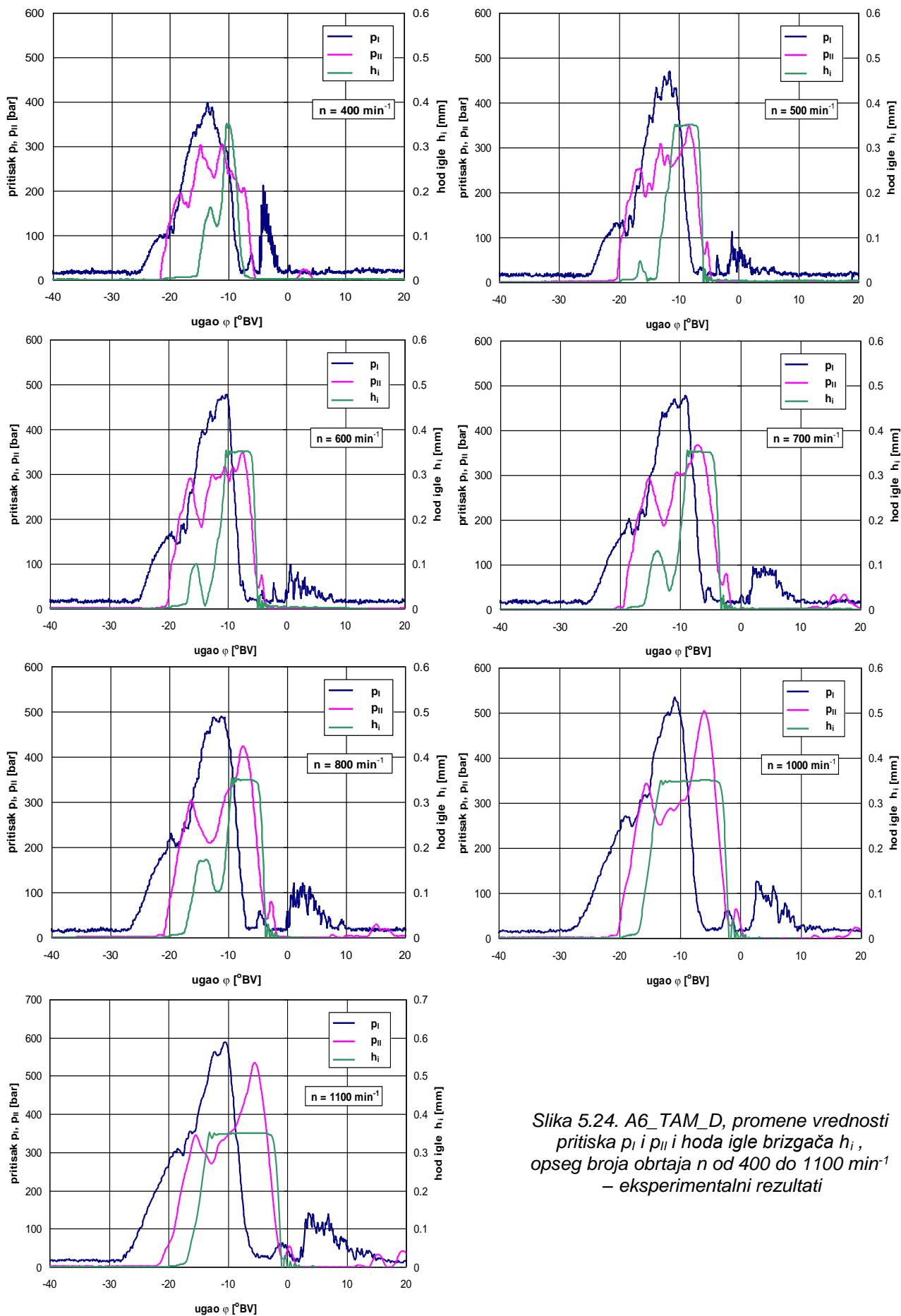
- ranijeg početka porasta pritiska p_{II} stoga i
- ranijeg početka podizanje igle brizgača, tj. ranijeg početka ubrizgavanja goriva,
- ranijeg postizanja maksimalnog pritiska ubrizgavanja,
- postizanja višeg maksimalnog pritiska ubrizgavanja,
- dužeg trajanje ubrizgavanja i
- povećanja količine ubrizganog goriva (ciklusnog doziranja goriva),

uz sve prethodne konstatacije vezane za praćenje pomenutih veličina sa promenom broja obrtaja. Vrednosti za B50 se, očekivano, nalaze između vrednosti za B100 i D.

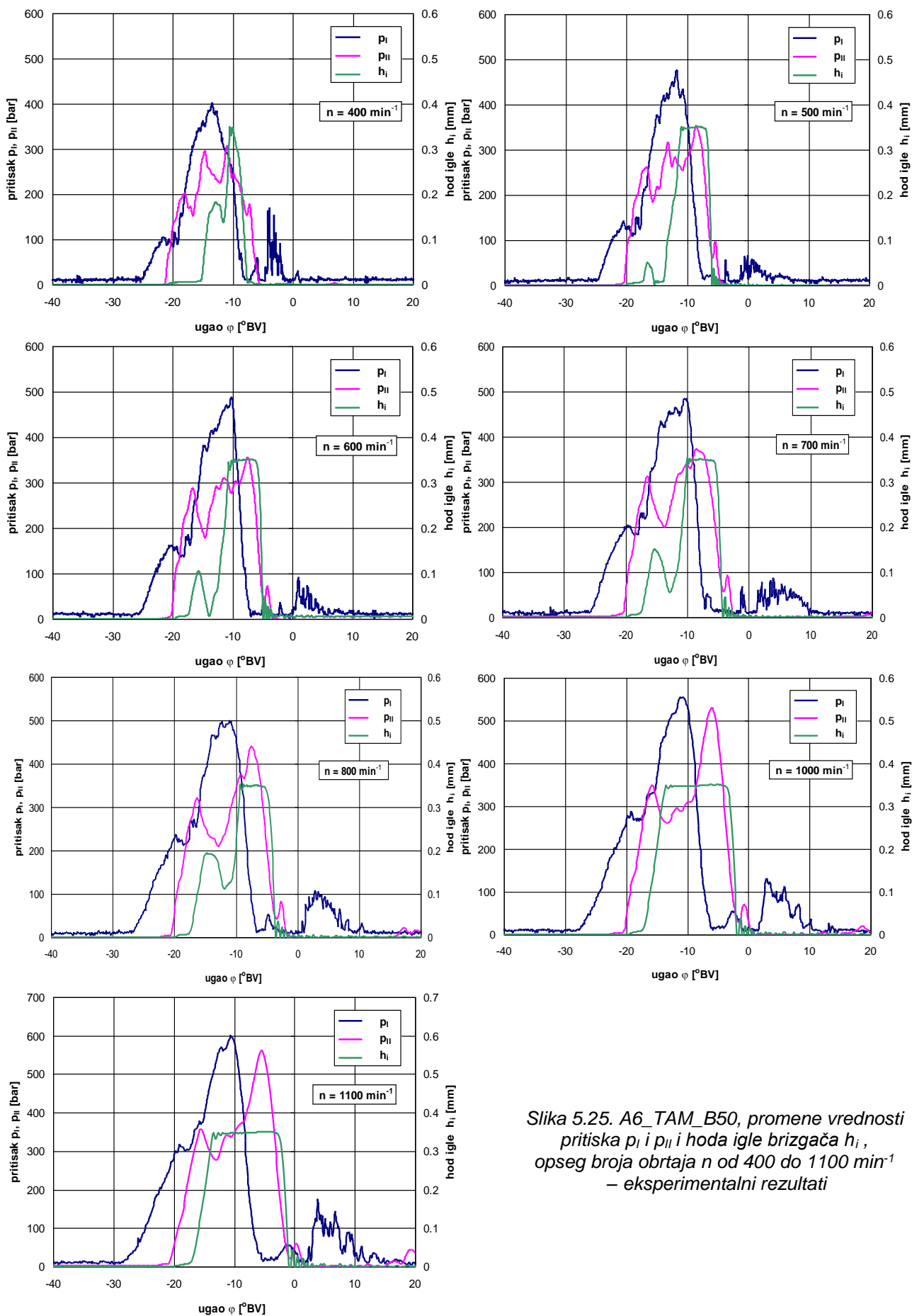
Izneti zaključci su posledica razlika u viskoznosti, modula stižljivosti, gustine i brzine zvuka izabranih goriva, šta je saglasno iznetim pretpostavkama i objašnjenjima u prethodnim poglavljima (poglavlja 3., 4.4.4. do 4.4.6.) i primetno je i na ostalim ispitivanim sistemima za ubrizgavanje goriva – u većoj ili manjoj meri, o čemu će biti reči i u narednim poglavljima.

5.3.2. Karakteristike rada sistema ubrizgavanja u oznaci A6_TAM

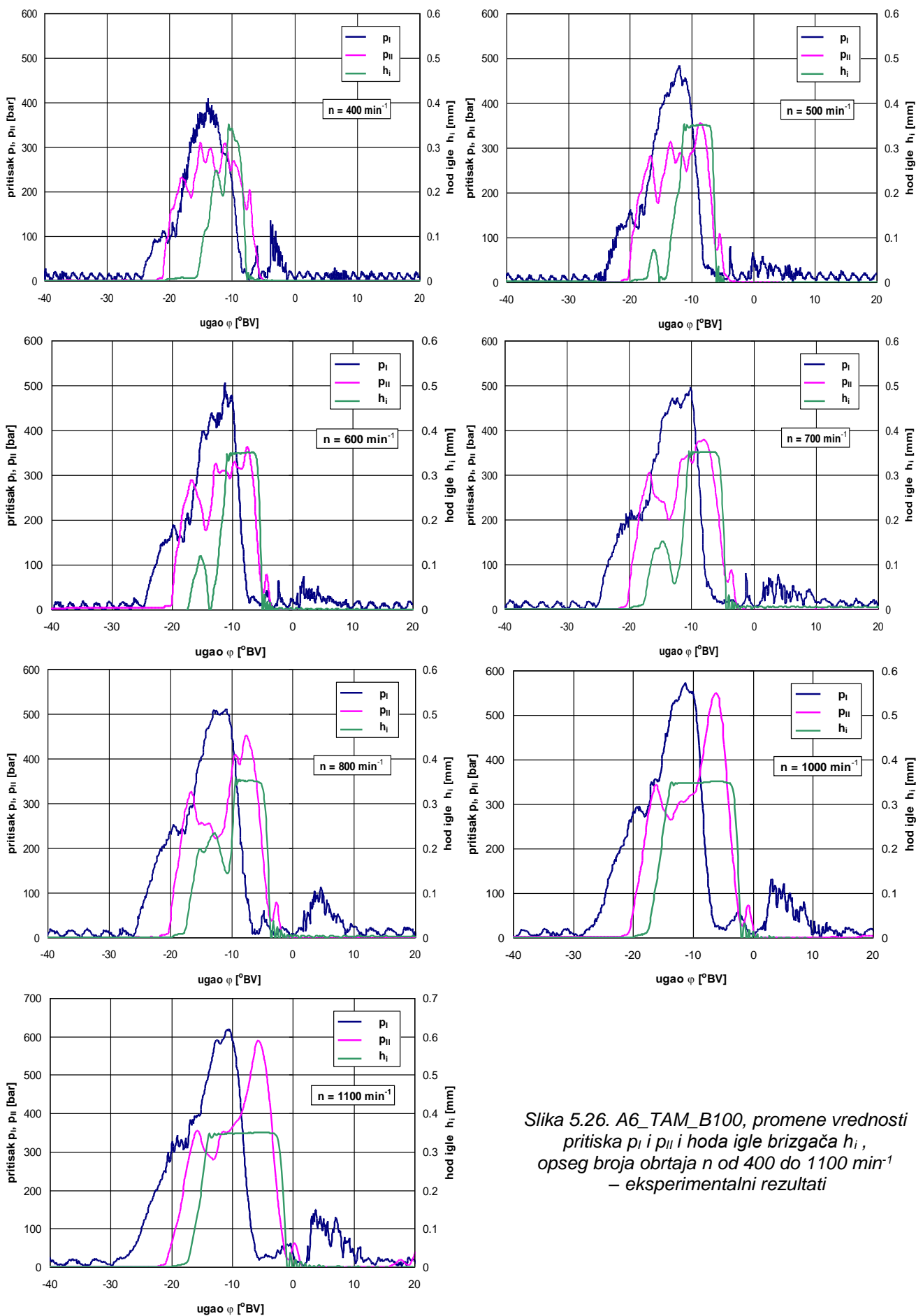
Merenje vrednosti karakterističnih veličina, za sistem ubrizgavanja u oznaci A6_TAM, vršeno je na režimu maksimalne snage i različitim brojevima obrtaja BV. Snimljene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , goriva D, B50 i B100 i opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} prikazane su na slikama 5.24. do 5.26.



Slika 5.24. A6_TAM_D, promene vrednosti pritiska p_i i p_{ii} i hoda igle brizgača h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} – eksperimentalni rezultati

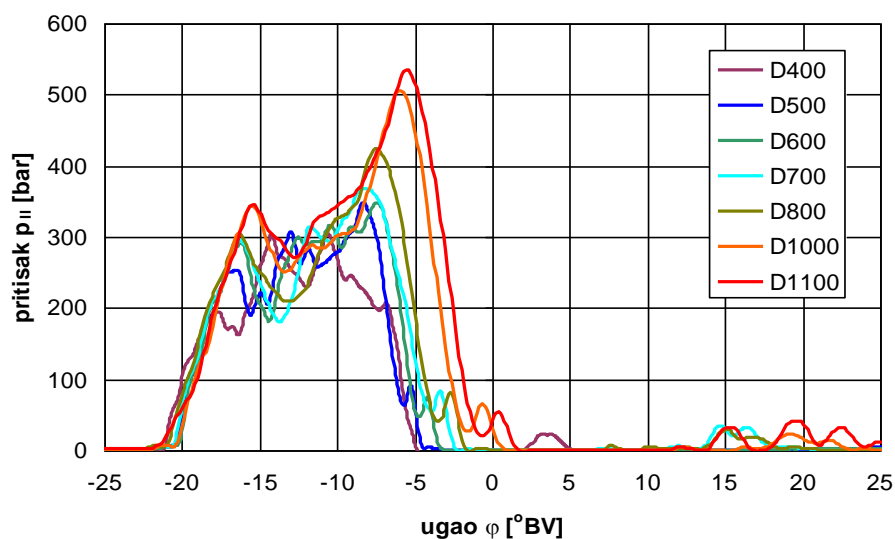


Slika 5.25. A6_TAM_B50, promene vrednosti pritiska p_i i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} – eksperimentalni rezultati

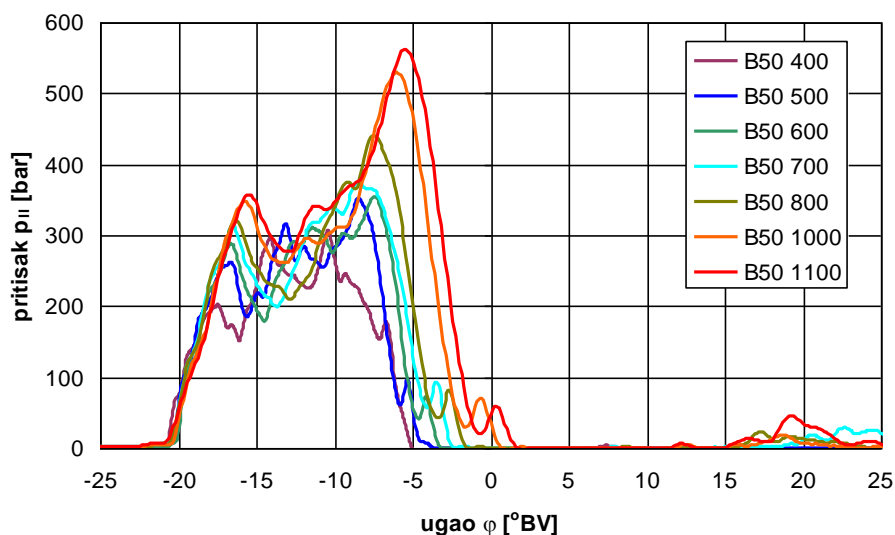


Slika 5.26. A6_TAM_B100, promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , opseg broja obrtaja n od 400 do 1100 min^{-1} – eksperimentalni rezultati

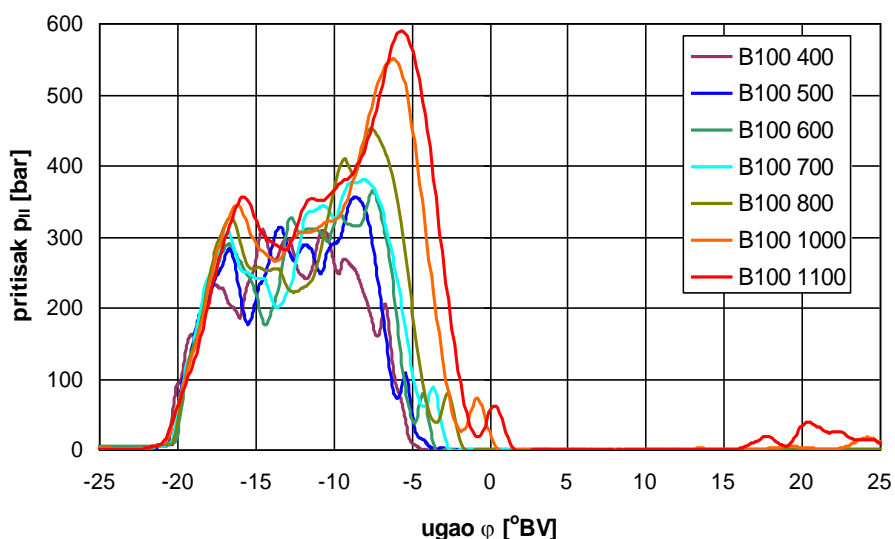
Eksperimentalno određene promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , za sistem ubrizgavanja A6_TAM i goriva D, B50 i B100 i opseg broja obrtaja n od 400 - 1100 min^{-1} , prikazane su slikama 5.24. do 5.26.



Slika 5.27. A6_TAM_D, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}

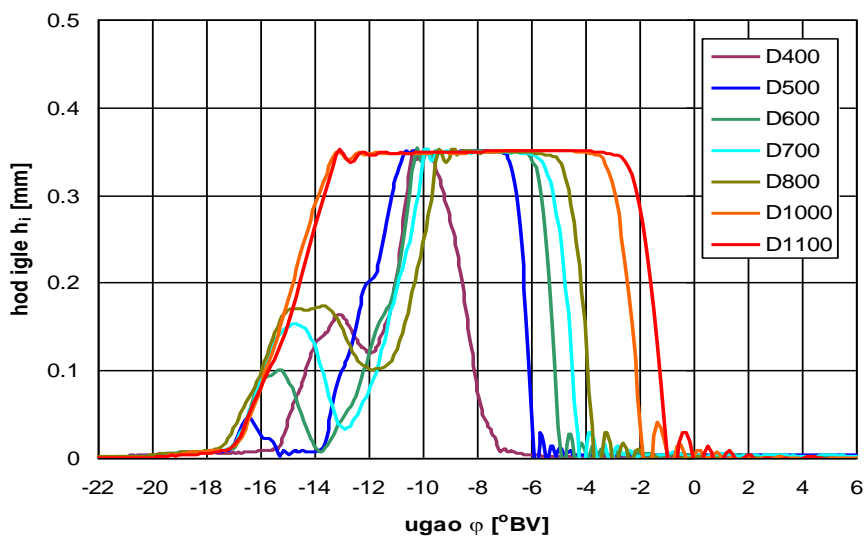


Slika 5.28. A6_TAM_B50, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}

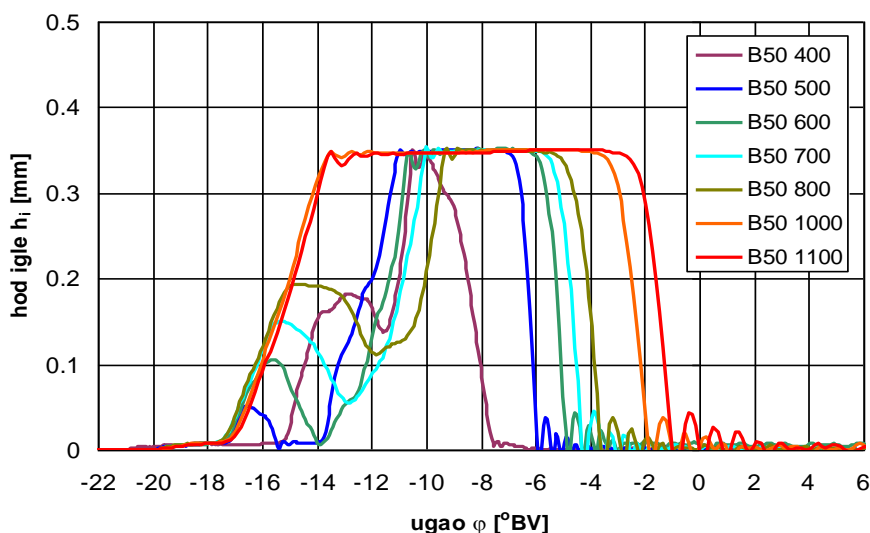


Slika 5.29. A6_TAM_B100, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}

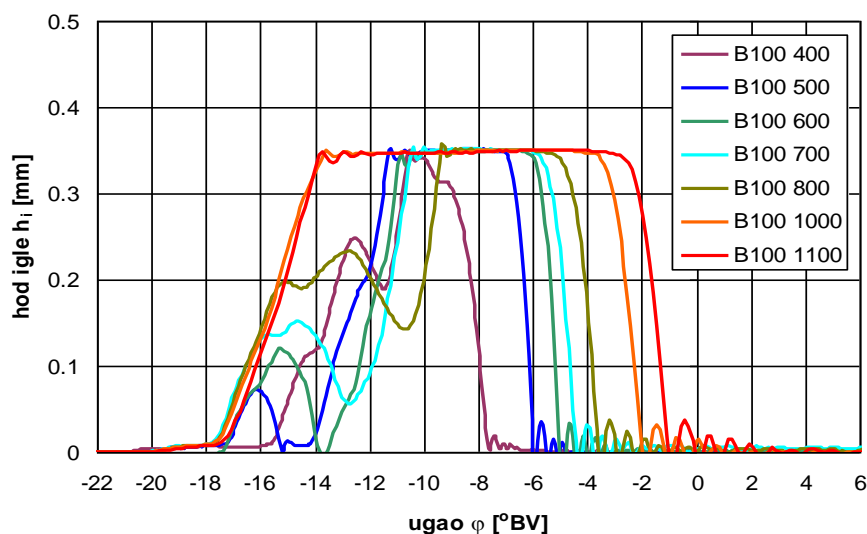
Merenje vrednosti karakterističnih veličina vršeno je pri punom opterećenju (režim maksimalne snage) i različitim brojevima obrtaja BV. Prethodno pomenute opšte karakteristike rada sistema ubrizgavanja goriva tipa “pumpa-cev-brizgač” mogu se uočiti i na ovim primerima.



Slika 5.30. A6_TAM_D, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja



Slika 5.31. A6_TAM_B50, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja



Slika 5.32. A6_TAM_B100, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja

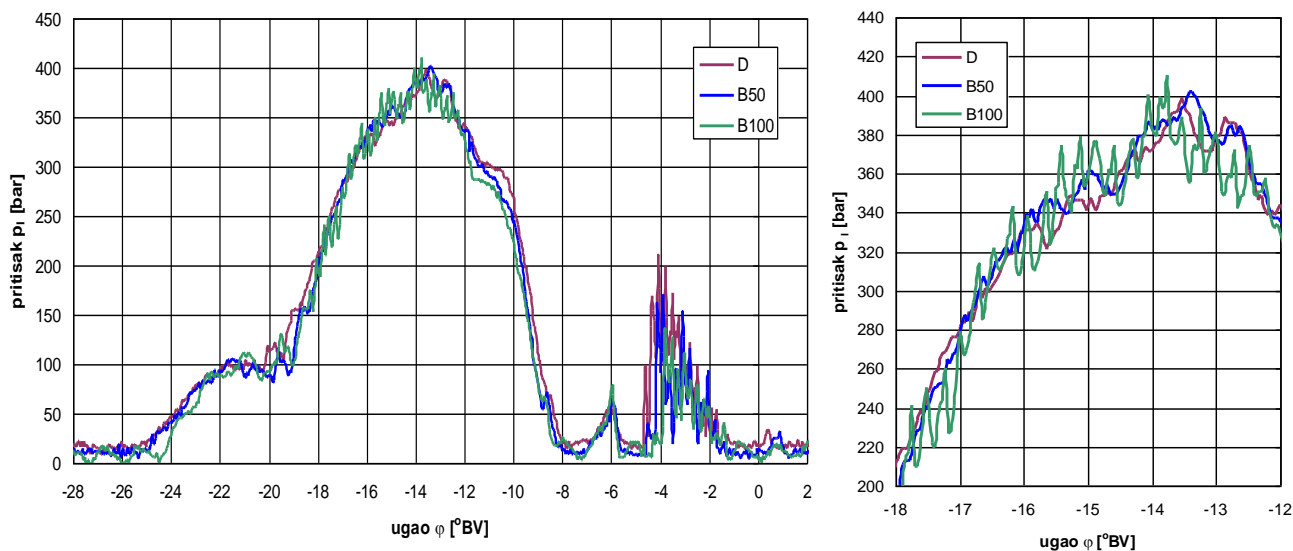
Promene vrednosti pritiska p_{II} u zavisnosti od goriva i broja obrtaja bregastog vratila PVP date su na slikama 5.27 do 5.29. gde se, kao i u prethodnom sistemu A6_MAN, može uočiti pad pritiska sa padom broja obrtaja.

Kada vrednost pritiska goriva ispred igle brizgača dostigne vrednost pritiska otvaranja brizgača p_{ob} ($p_{ob} = 260$ bar za brizgač u oznaci TAM), počinje podizanje igle brizgača, čime počinje i proces ubrizgavanja goriva. Početak ubrizgavanja goriva utiče na mali pad pritiska p_{II} . S daljim potiskivanjem goriva od strane PVP dolazi do porasta pritiska p_{II} i dostizanja maksimalne vrednosti pritiska p_{II} nakon čega pritisak p_{II} opada – principijelno identično kao i kod sistema A6_MAN.

Na slikama 5.30. do 5.32. prikazani su dijagrami hoda igle brizgača u zavisnosti od broja obrtaja BV, po gorivima. Za ceo opseg broja obrtaja ($400 - 1100 \text{ min}^{-1}$), početak podizanja igle brizgača je najbliži SMT na 400 min^{-1} . Od 500 do 800 min^{-1} početak podizanja igle brizgača je udaljeniji od SMT, bez velike razlike u vrednostima. Na 1000 i 1100 min^{-1} početak podizanja igle brizgača je kasniji, odnosno postoji tendenciju približavanja ka SMT. Povećanjem broja obrtaja BV dolazi do pomeranja trenutka zatvaranja brizgača i to prema SMT.

Upoređujući hod igle brizgača u zavisnosti od vrste goriva, primetno je da je početak podizanja igle brizgača raniji (udaljeniji od SMT) za B100 u odnosu na D na svim brojevima obrtaja (može se jasnije uočiti na slici 5.39. preko ugla predubrizgavanja).

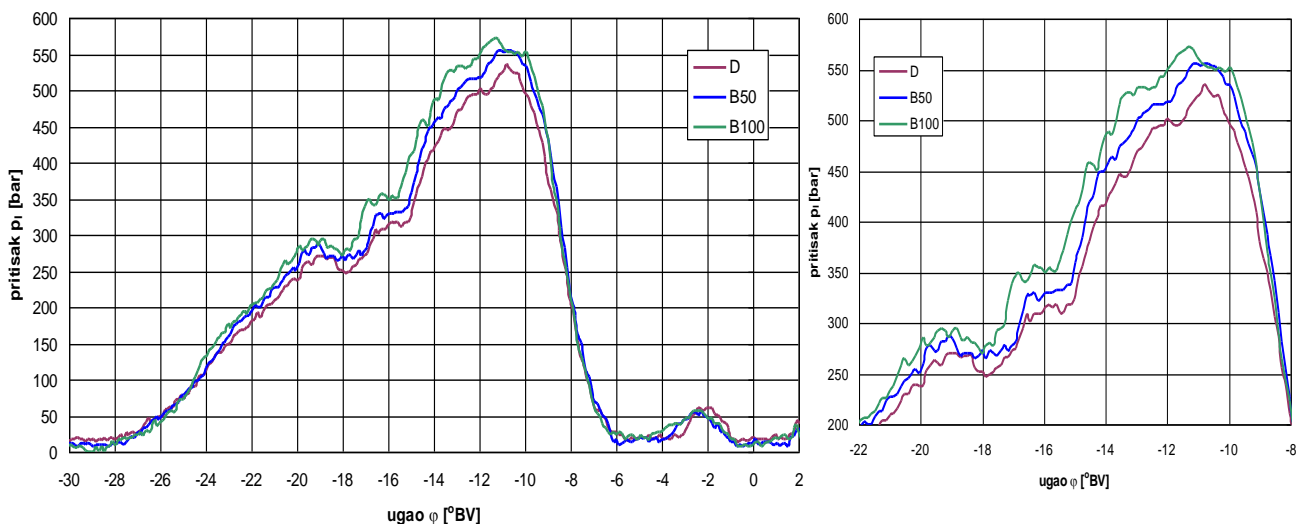
Za sistem A6_TAM, za sva goriva je primetno i oscilovanje igle brizgača na režimima od 400 do 800 min^{-1} , dok se za režime 1000 i 1100 min^{-1} igla brizgača podiže do maksimalnog položaja bez oscilovanja. Maksimalni hod igle brizgača TAM je 0.35 mm .



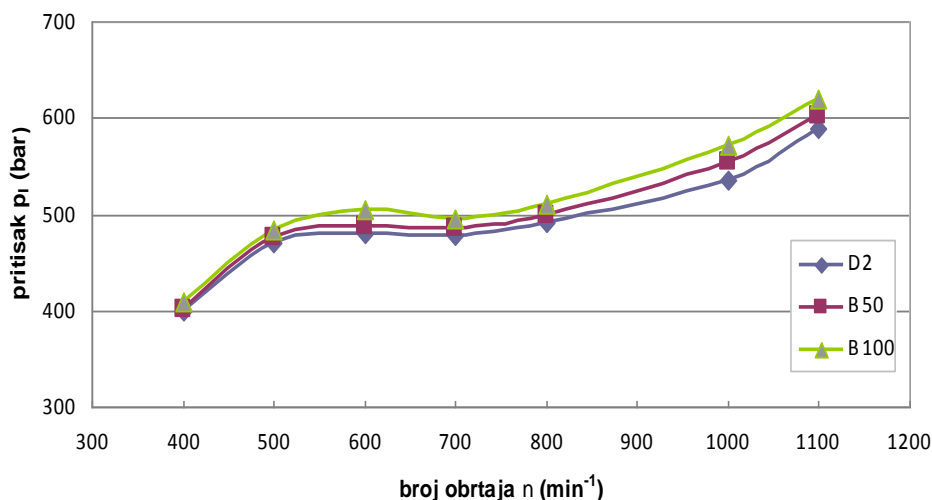
Slika 5.33. A6_TAM_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_I na 400 min^{-1} uporedni dijagram za izabrana goriva i segment -18 do -12 °BV

Razlike u vrednostima pritiska p_I , pri radu sa različitim gorivima, nisu jako izražene, iako se povećavaju sa porastom broja obrtaja, tako da je vrednost maksimalnog pritiska p_I na brzinskom režimu $n = 400 \text{ min}^{-1}$ za oko 10 bar veća pri radu sistema ubrizgavanja sa B100 u odnosu na rad sistema ubrizgavanja sa D, dok je na $n = 1100 \text{ min}^{-1}$ razlika ~ 30 bar (slika 5.35.).

Promene vrednosti pritiska p_I za izabrana goriva na 400 min^{-1} i 1000 min^{-1} prikazane su na slikama 5.33. i 5.34. – osim pomenute razlike u maksimalnim vrednostima pritiska p_I za izabrana goriva, primetno je i nešto ranije postizanje maksimalnih vrednosti pritiska p_I pri korišćenju B100.



Slika 5.34. A6_TAM_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_I na 1000 min^{-1} uporedni dijagram za izabrana goriva i segment -22 do -8 °BV

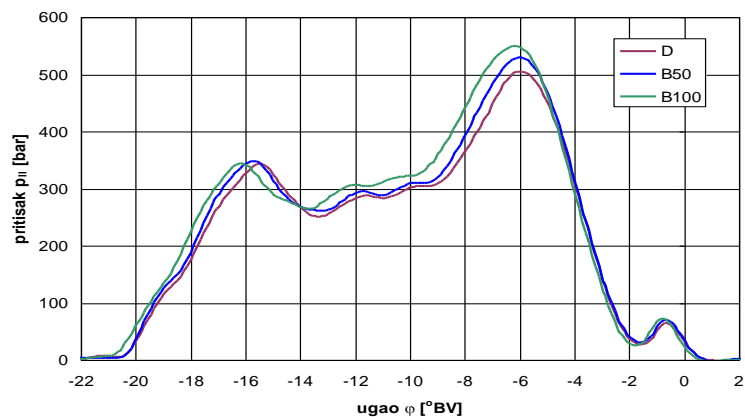


Slika 5.35. A6_TAM_D_B100, maksimalni pritisci na početku cevi visokog pritiska p_I za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva

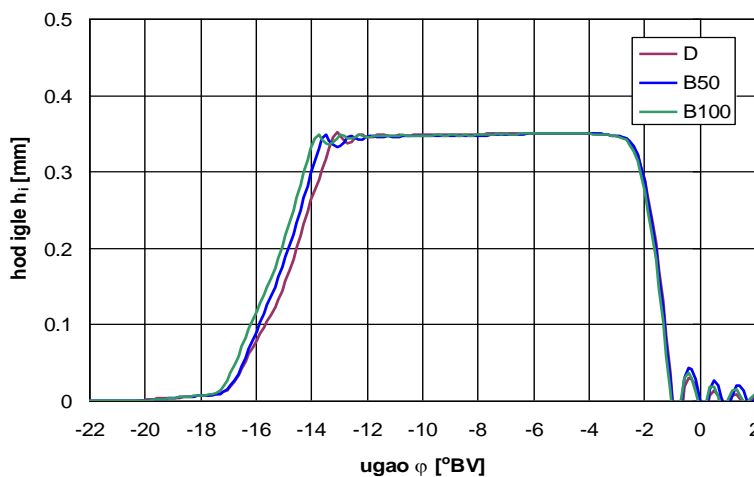
Uticaj vrste goriva, odnosno sadržaja biodizela u gorivu je očiglediji na vrednostima pritiska p_{II} i hoda igle brizgača h_i i to sa porastom brzine obrtanja BV. Početak porasta pritiska p_{II} i početak ubrizgavanja se pomera dalje od SMT pri korišćenju B100 u odnosu na korišćenje D, dok su vrednosti za B50 između pomenutih (slike 5.36. i 5.37.).

Maksimalni pritisak ubrizgavanja raste sa sadržajem biodizela u gorivu i brojem obrtaja BV - najveća razlika pritiska p_{II} je oko 55 bar na 1100 min^{-1} , dok je na pr. na 1000 min^{-1} razlika pritiska p_{II} oko 45 bar, a na 800 min^{-1} oko 30 bar, dok su razlike manje na nižim brzinskim režimima (slika 5.38.).

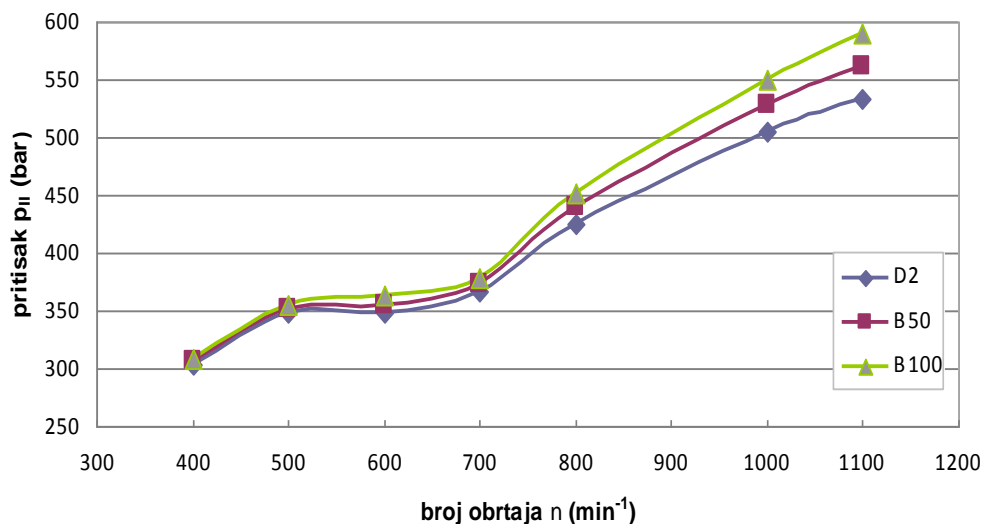
Upoređujući sa sistemom A6_MAN, vrednosti maksimalnih pritisaka p_{II} su nešto veće kod sistema A6_TAM: $p_{II \max B100} = 590$ bar, $p_{II \max B50} = 562$ bar i $p_{II \max D} = 534$ bar.



Slika 5.36. A6_TAM_D_B50_B100, pritisak na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na 1000 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva



Slika 5.37. A6_TAM_D_B50_B100, hod igle brizgača h_i na 1000 min^{-1} , uporedni dijagram za izabrana goriva

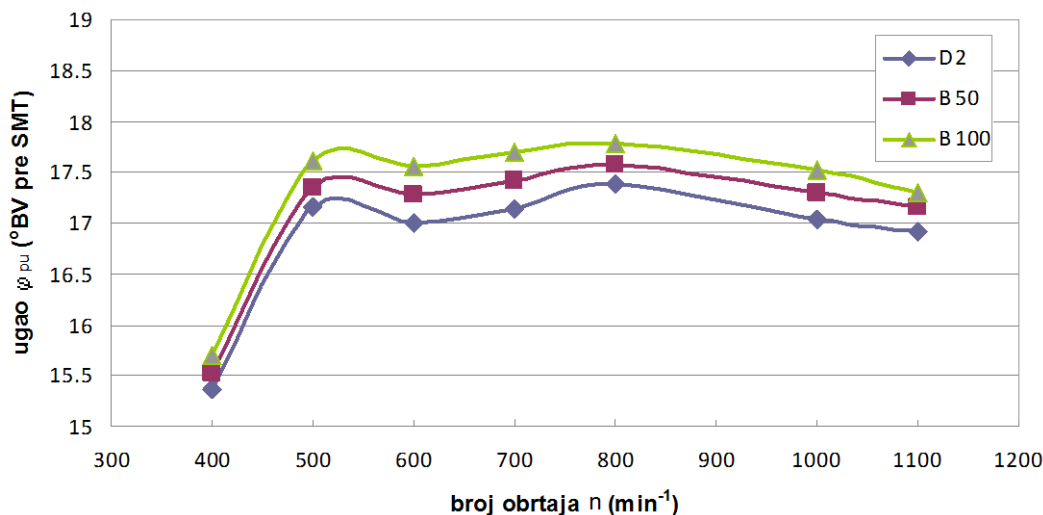


Slika 5.38. A6_TAM_D_B50_B100, maksimalni pritisaci na kraju cevi visokog pritiska p_{II} za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva

Uticaj vrste goriva i broja obrtaja BV na ugao predubrizgavanja prikazan je na slici 5.39. Kao što je već napomenuto u komentarima o dijagramima hoda igle brizgača (slike 5.30. do 5.32.), vrednost ugla predubrizgavanja ($^{\circ}\text{BV}$ pre SMT) je najmanja na 400 min^{-1} .

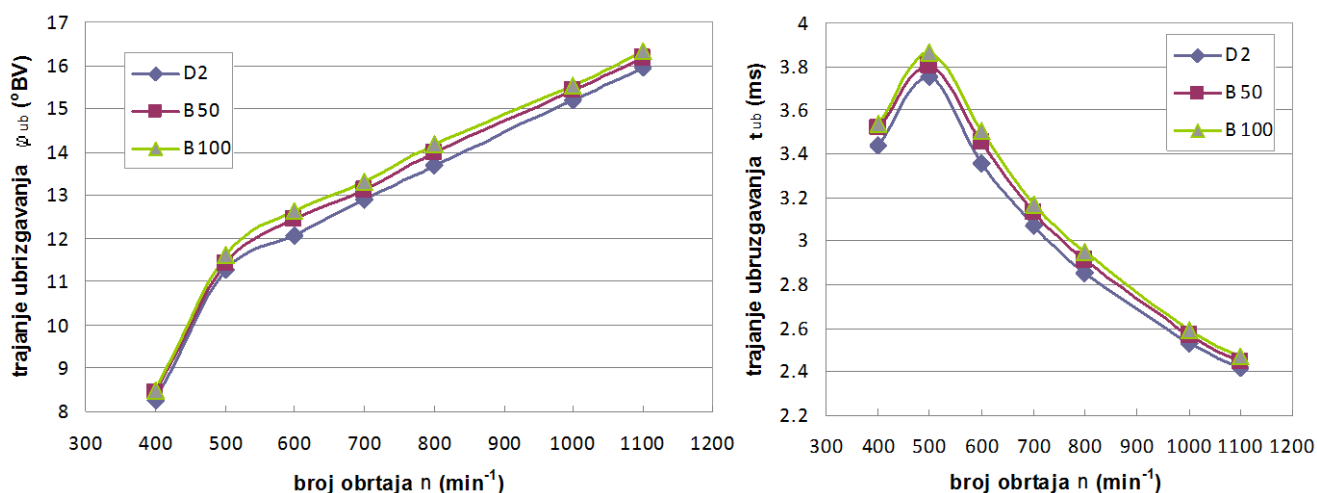
Približavanje početka otvaranja brizgača prema SMT je primetno sa povećanjem broja obrtaja iznad 800 min⁻¹.

Upoređujući uglove predubrizgavanja u zavisnosti od vrste goriva, primetno je da je na svim brojevima obrtaja, ugao predubrizgavanja pri korišćenju B100 u odnosu na D uvećan, odnosno pomeren dalje od SMT.



Slika 5.39. A6_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na ugao predubrizgavanja

Na slici 5.40. prikazan je uticaj vrste goriva i broja obrtaja BV na trajanje ubrizgavanja i to kao φ_{ub} (°BV) i t_{ub} (ms). Za opseg broja obrtaja BV od 500 do 1100 min⁻¹, sa porastom broja obrtaja i udela biodizela u gorivu φ_{ub} (°BV) raste. Za isti opseg broja obrtaja BV, sa porastom broja obrtaja i smanjenjem udela biodizela u gorivu t_{ub} (ms) opada.

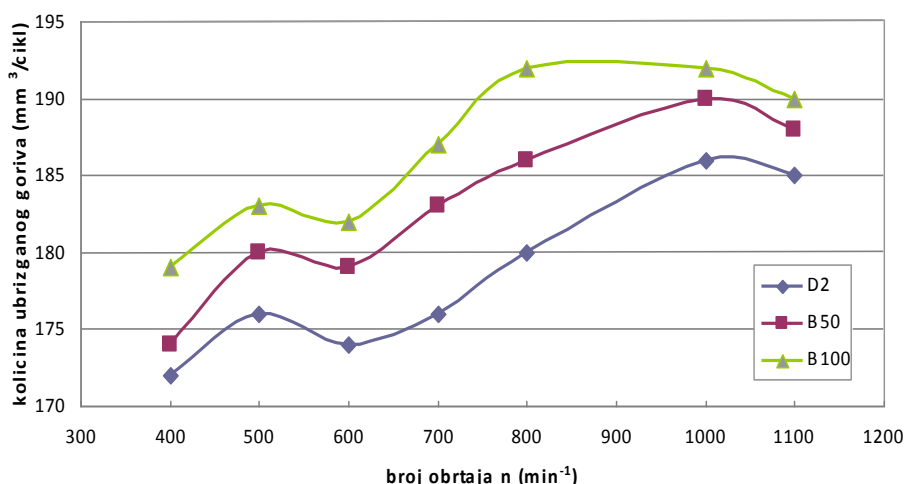


Slika 5.40. A6_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na trajanje ubrizgavanja

Vrednosti trajanja ubrizgavanja t_{ub} (ms) na 400 min⁻¹ su manje u odnosu na 500 min⁻¹ zato što je trenutak podizanja igle brizgača na ovom broju obrtaja, za sva tri goriva, više pomeren ka SMT, a vezano za dijagram promene pritiska p_{II} , odnosno nešto kasnijeg dostizanja pritiska otvaranja brizgača (pritisak otvaranja brizgača u oznaci TAM je 260 bar). I na ovom broju obrtaja je trajanje ubrizgavanja nešto duže za B100 u odnosu na D.

Raniji početak ubrizgavanja goriva pri radu sistema za ubrizgavanje sa B100 u odnosu na D, takođe se i kod ovog sistema ubrizgavanja može tretirati kao posledica razlika u viskoznosti, modula elastičnosti, gustine i brzine zvuka izabranih goriva.

Uticaj vrste goriva i broja obrtaja BV na količinu ubrizganog goriva (ciklusno doziranje goriva) prikazano je na slici 5.41. Sa većim udelom biodizela u gorivu, za isti broj obrtaja BV, ubrizga veća količina goriva. Za opseg 400 do 1100 min^{-1} razlike se kreću do 7%.



Slika 5.41. A6_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na količinu ubrizganog goriva

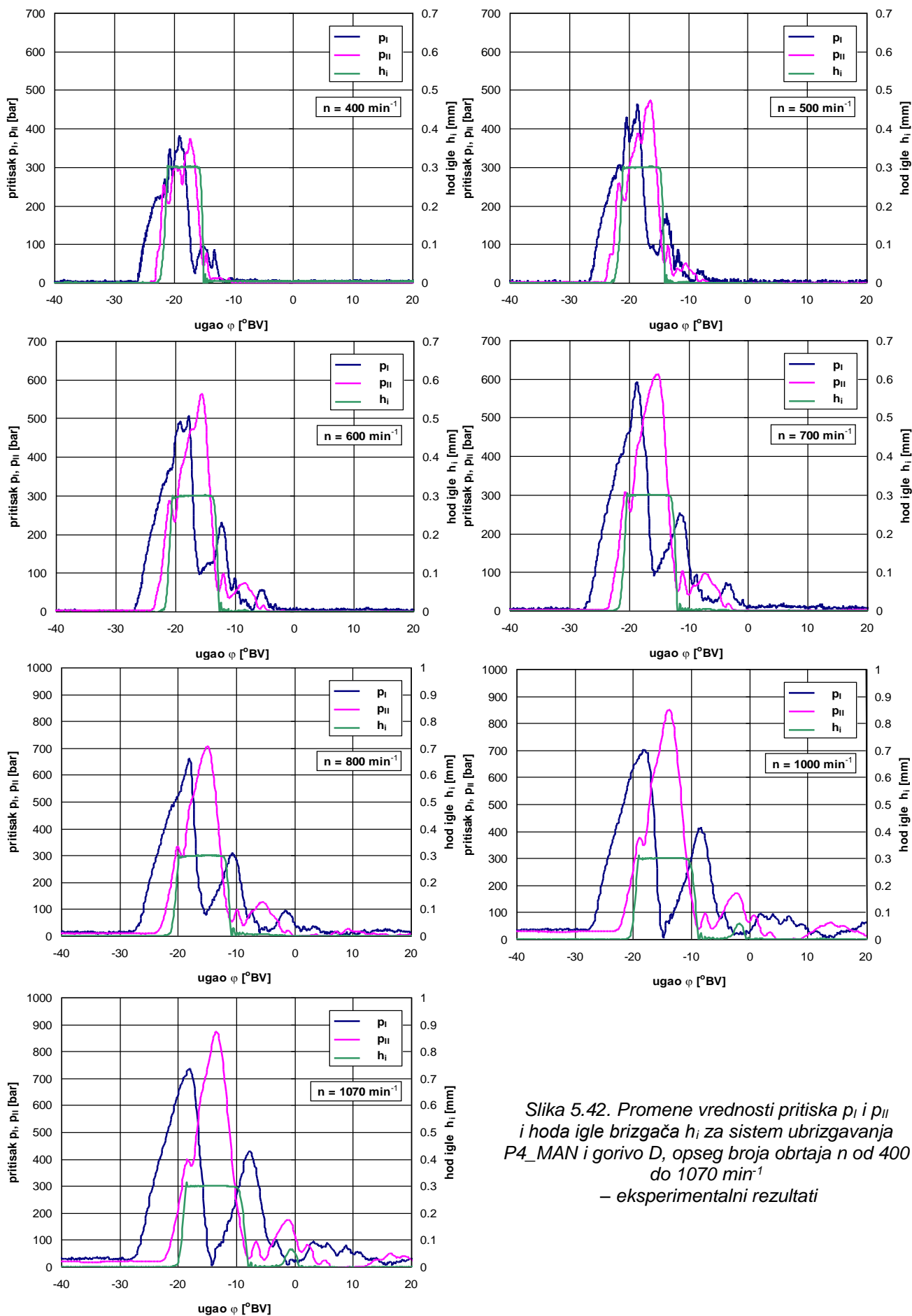
Analizom rada sistema ubrizgavanja u oznaci A6_TAM sa izabranim gorivima, može se zaključiti da kod ovog sistema ubrizgavanja u radu sa B100 u odnosu na D, na istom broju obrtaja BV, dolazi do:

- ranijeg početka porasta pritiska p_{II} stoga i
- ranijeg početka podizanje igle brizgača, tj. ranijeg početka ubrizgavanja goriva,
- ranijeg postizanja maksimalnog pritiska ubrizgavanja,
- postizanja višeg maksimalnog pritiska ubrizgavanja,
- dužeg trajanje ubrizgavanja i
- povećanja količine ubrizganog goriva (ciklusnog doziranja goriva),

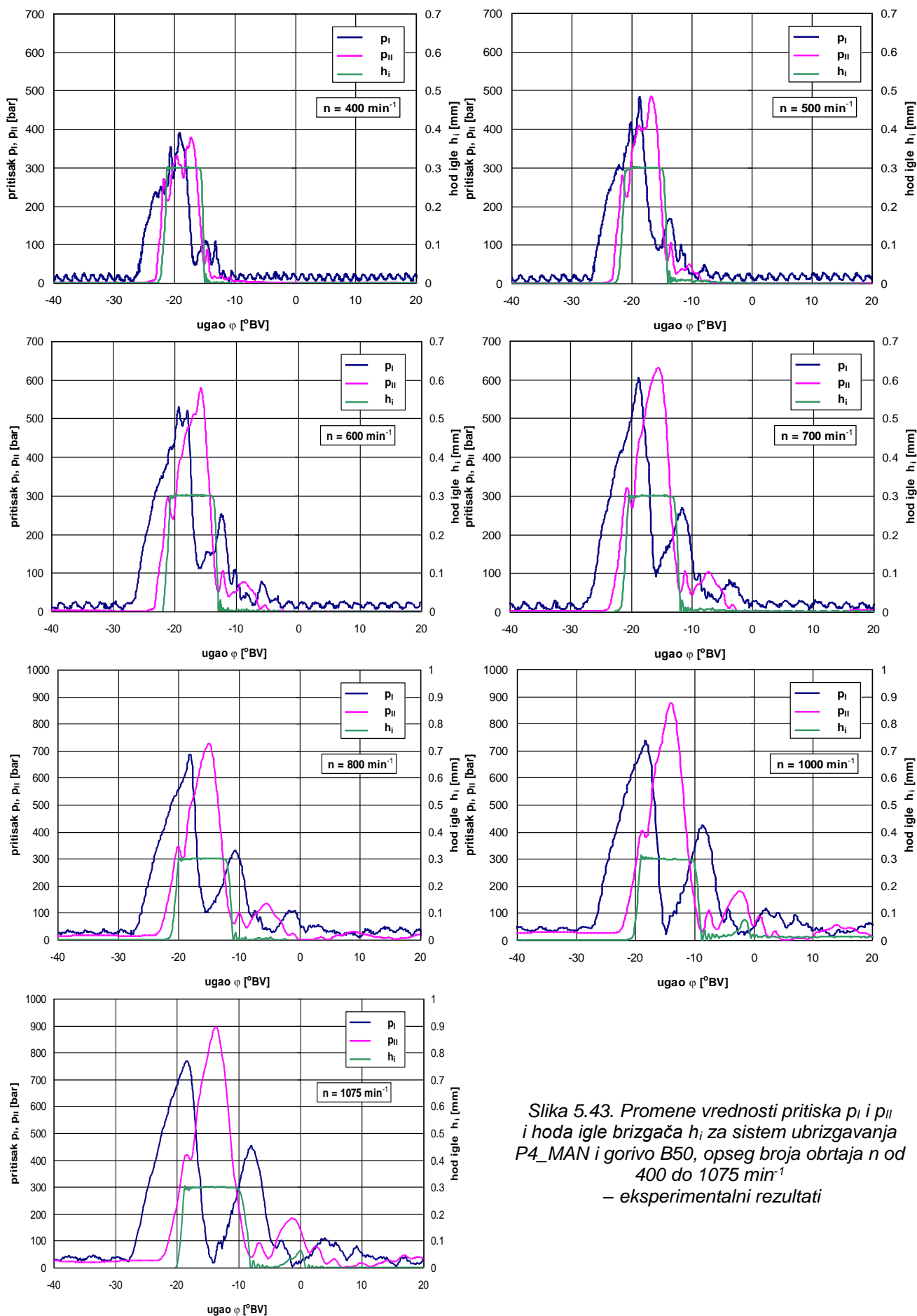
što je identičan trend kao i kod sistema ubrizgavanja u oznaci A6_MAN, uz sve prethodne konstatacije vezane za praćenje pomenutih veličina sa promenom broja obrtaja. Vrednosti za B50 se nalaze između vrednosti za B100 i D.

5.3.3. Karakteristike rada sistema ubrizgavanja u oznaci P4_MAN

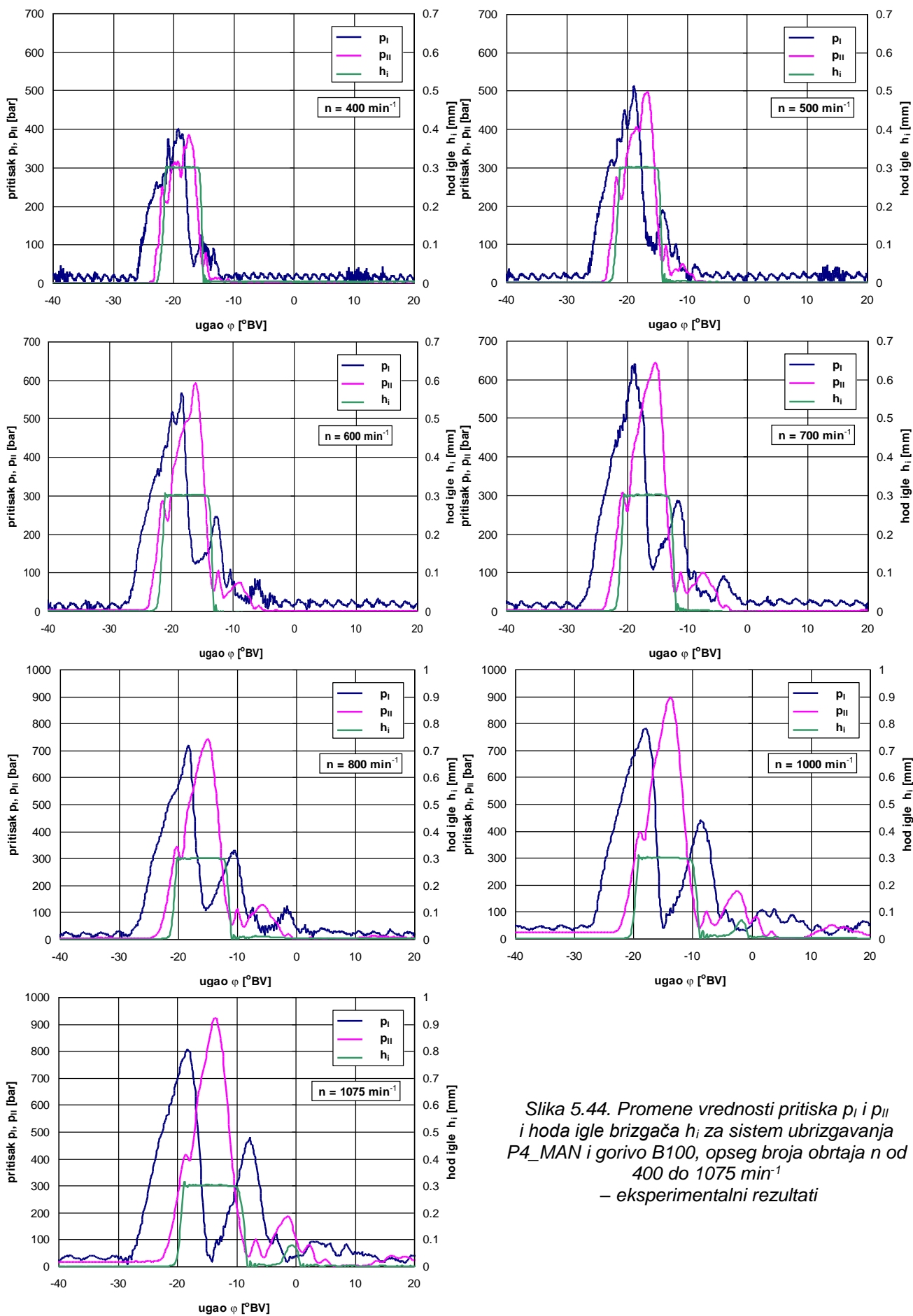
Dijagrami promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , za sistem ubrizgavanja P4_MAN, goriva D, B50 i B100 i opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} prikazani su na slikama 5.42. do 5.44. Karakteristike rada sistema ubrizgavanja goriva tipa "pumpa-cev-brizgač" uočavaju se i na ovim primerima, s napomenom da je kod sistema P4_MAN, u odnosu na ostale ispitivanje sisteme, postignut najveći pritisak ubrizgavanja.



Slika 5.42. Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_MAN i gorivo D, opseg broja obrtaja n od 400 do 1070 min^{-1} – eksperimentalni rezultati

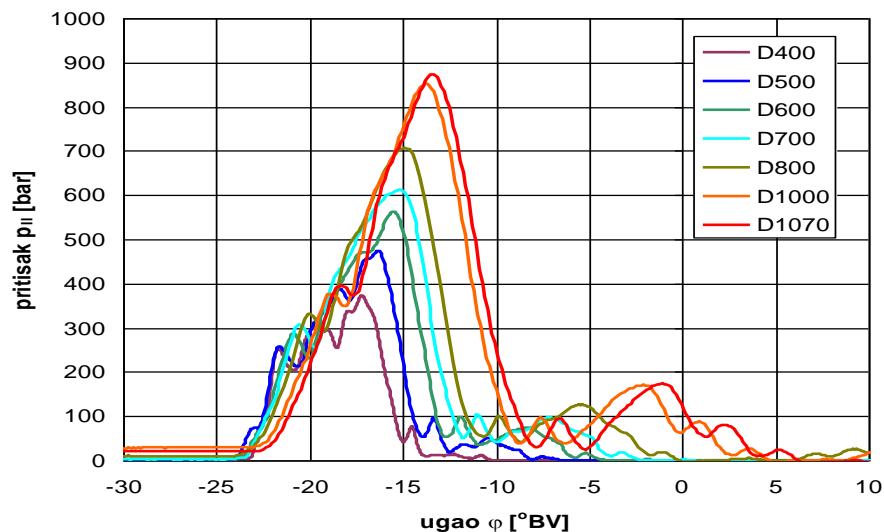


Slika 5.43. Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_MAN i gorivo B50, opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} – eksperimentalni rezultati

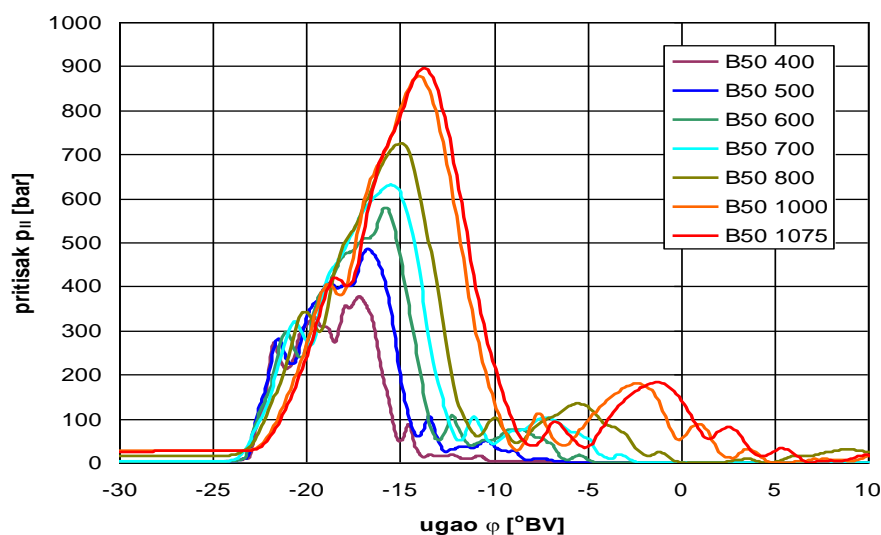


Slika 5.44. Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_MAN i gorivo B100, opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} – eksperimentalni rezultati

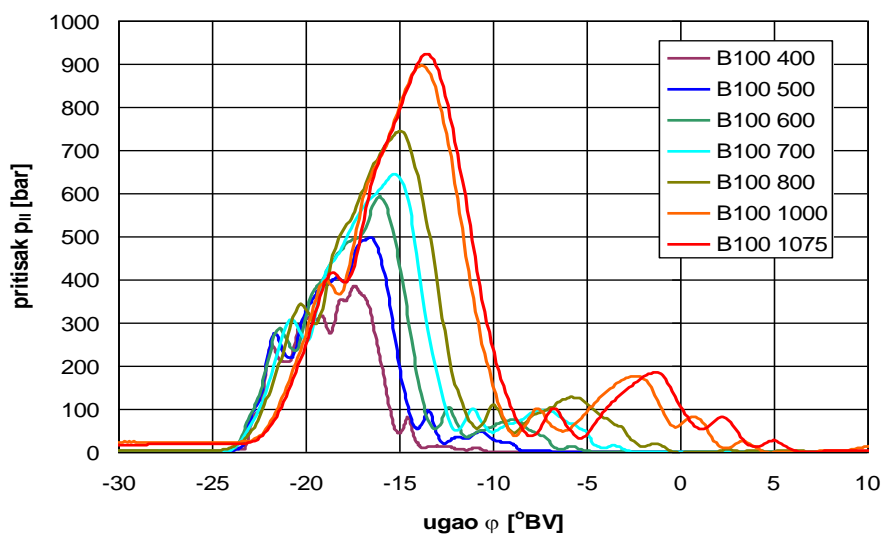
Merenje vrednosti karakterističnih veličina vršeno je pri punom opterećenju (režim maksimalne snage) i različitim brojevima obrtaja BV. Na slikama 5.45 do 5.47 prikazane su promene vrednosti pritiska p_{II} u zavisnosti od goriva i broja obrtaja bregastog vratila PVP.



Slika 5.45. P4_MAN_D, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}



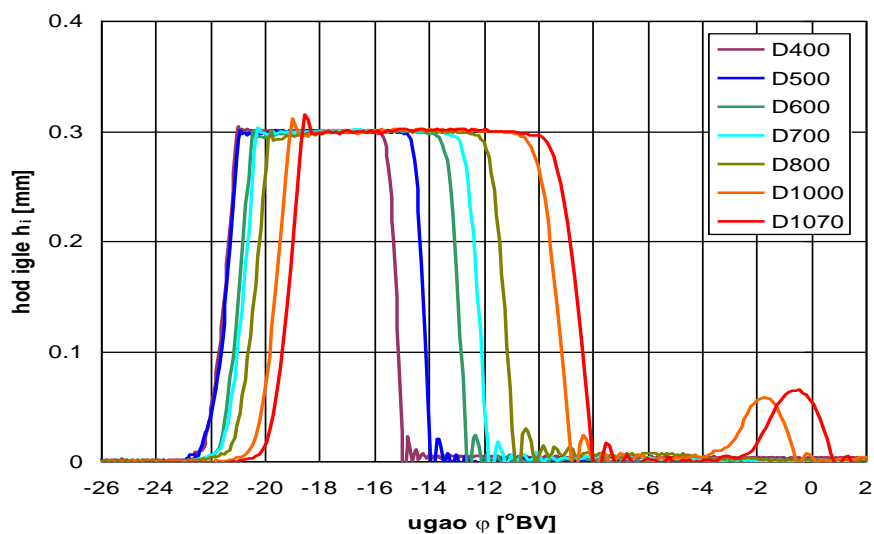
Slika 5.46. P4_MAN_B50, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}



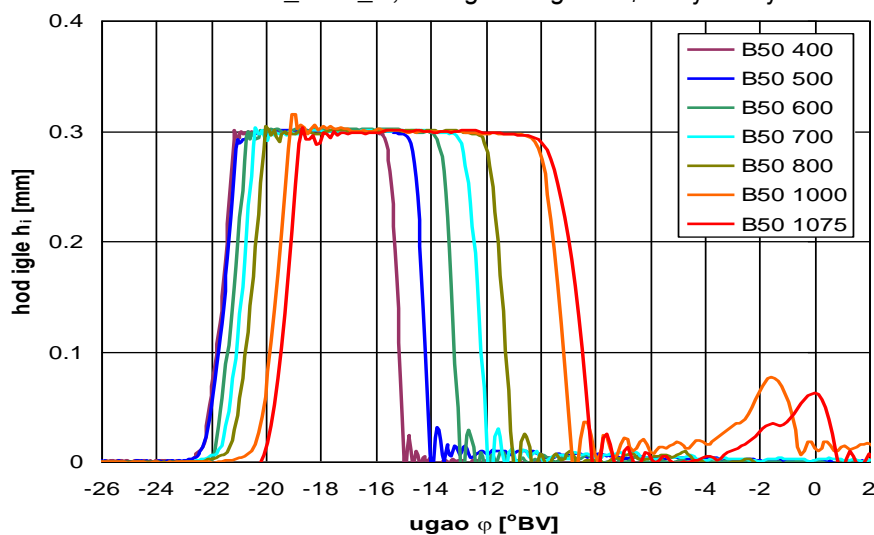
Slika 5.47. P4_MAN_B100, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}

Kao kod prethodnih sistema ubrizgavanja, izražen je pad pritiska sa padom broja

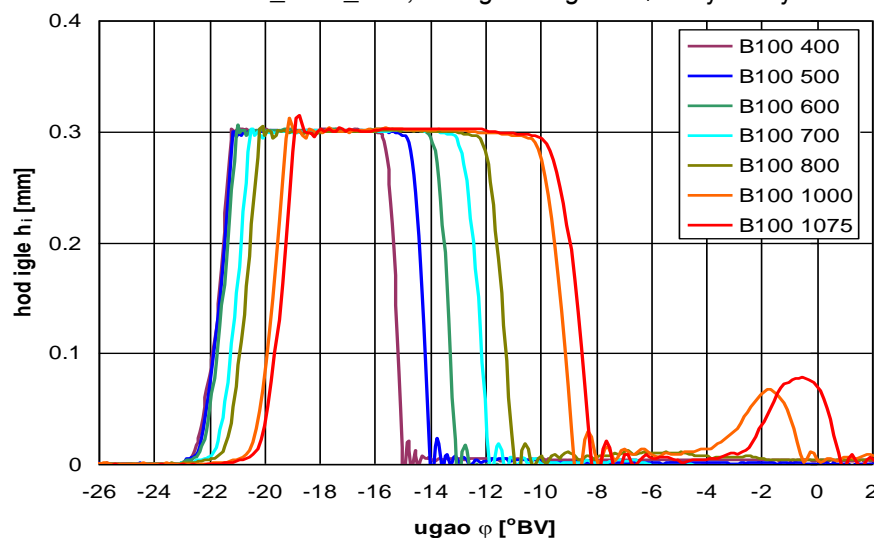
obrta. Za razliku od prethodnih sistema ubrizgavanja, primetno je pomeranje početka porasta pritiska p_{II} prema SMT, sa porastom broja obrta BV.



Slika 5.48. P4_MAN_D, hod igle brizgača h_i i broj obrta



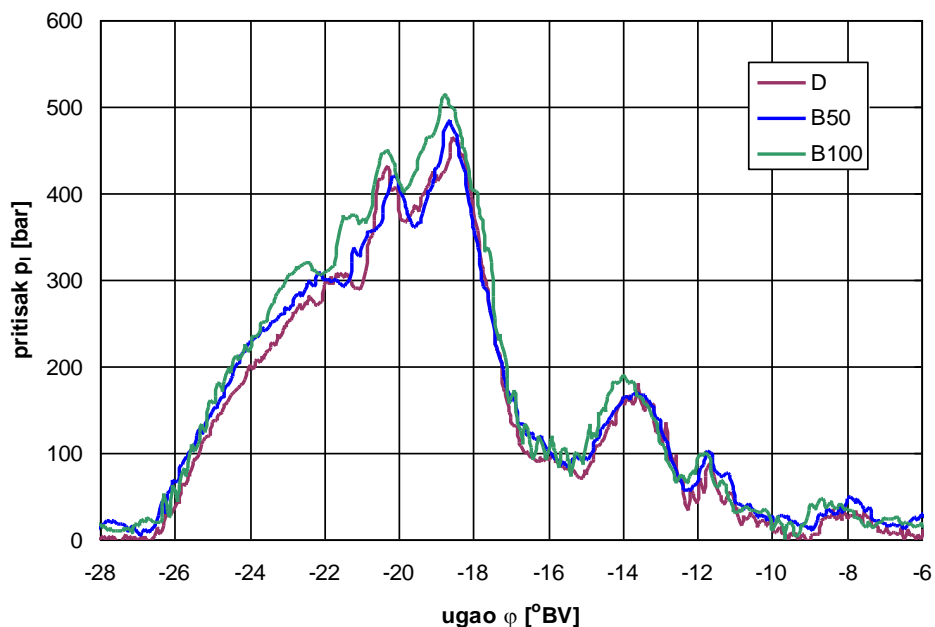
Slika 5.49. P4_MAN_B50, hod igle brizgača h_i i broj obrta



Slika 5.50. P4_MAN_B100, hod igle brizgača h_i i broj obrta

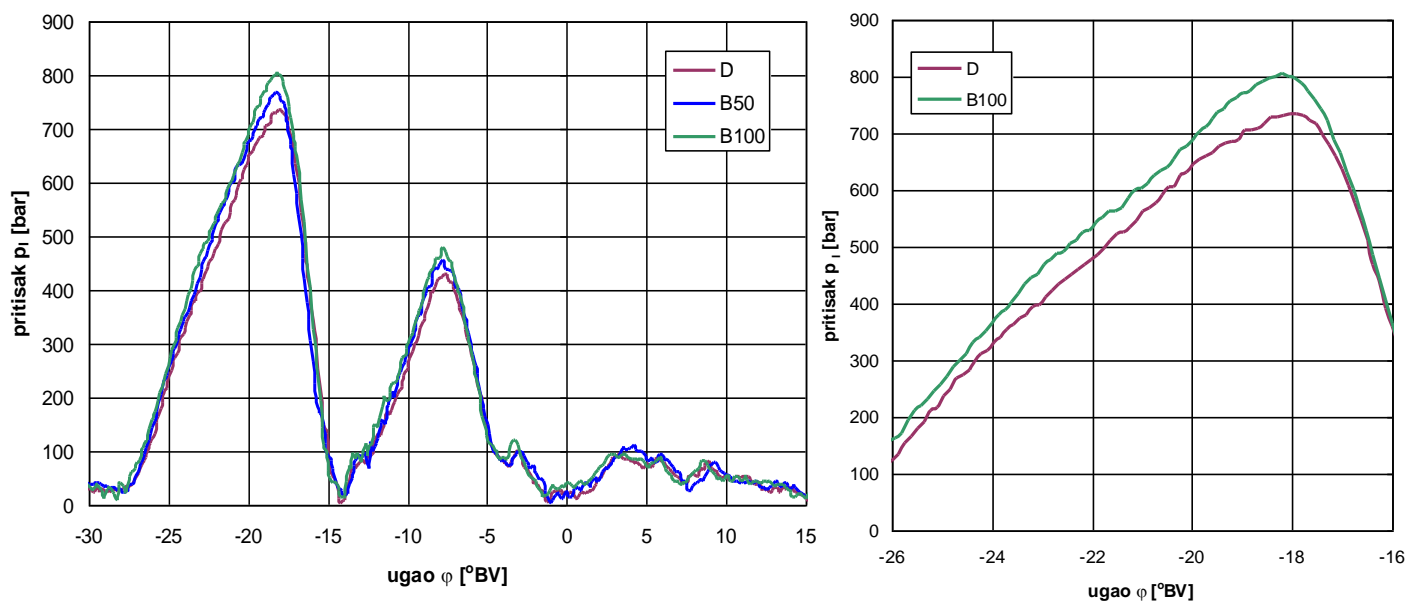
Na slikama 5.48. do 5.50. prikazani su dijagrami hoda igle brizgača u zavisnosti od broja obrta BV, po gorivima. Očigledno je da sa povećanjem broja obrta BV dolazi do pomeranja početka podizanja igle brizgača i to ka SMT. Ovo pomeranje je jasnije i više

izraženo u odnosu na sisteme A6_MAN i A6_TAM (poglavlja 5.3.3. i 5.3.4.). Za sistem P4_MAN, za sva goriva je primetno da ne dolazi do oscilovanja igle brizgača u opsegu od 400 do 1075 min⁻¹ - igla brizgača se podiže do maksimalnog položaja (maksimalni hod igle brizgača MAN je 0.3 mm) bez oscilovanja.



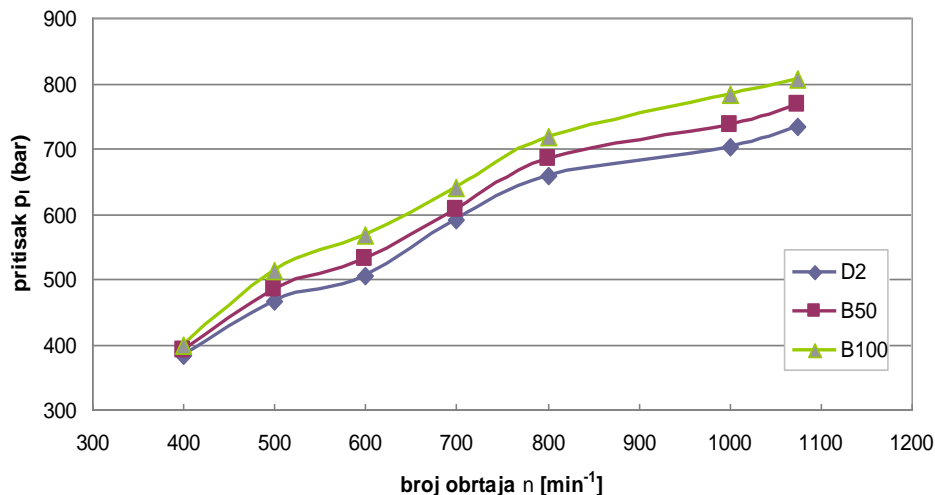
Slika 5.51. P4_MAN_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_i na 500 min⁻¹

Promene vrednosti pritiska p_i za izabrana goriva na 500 min⁻¹ i 1075 min⁻¹ prikazane su na slikama 5.51. i 5.52. Tendencija nešto ranijeg početka porasta vrednosti pritiska za različita goriva kao i nešto ranije postizanje maksimalnih vrednosti pritiska p_i pri korišćenju B100 u odnosu na D, slična je kao i kod prethodnih sistema ubrizgavanja.



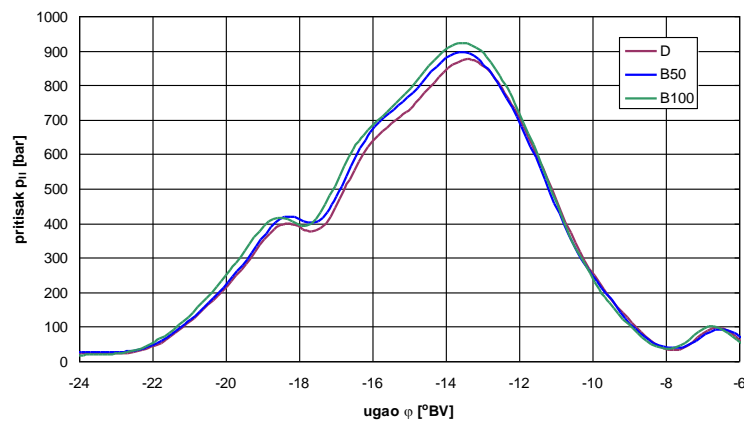
Slika 5.52. P4_MAN_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_i na 1075 min⁻¹ uporedni dijagram za izabrana goriva i segment -26 do -16 °BV (za D i B100)

Vrednosti maksimalnih pritisaka p_I rastu sa povećanjem broja obrtaja BV u celom opsegu broja obrtaja BV. Razlike u vrednostima maksimalnih pritisaka p_I , pri radu sa različitim gorivima, su izraženije u odnosu na prethodne sisteme ubrizgavanja (slika 5.53.) i imaju tendenciju laganog rasta sa povećanjem broja obrtaja BV.

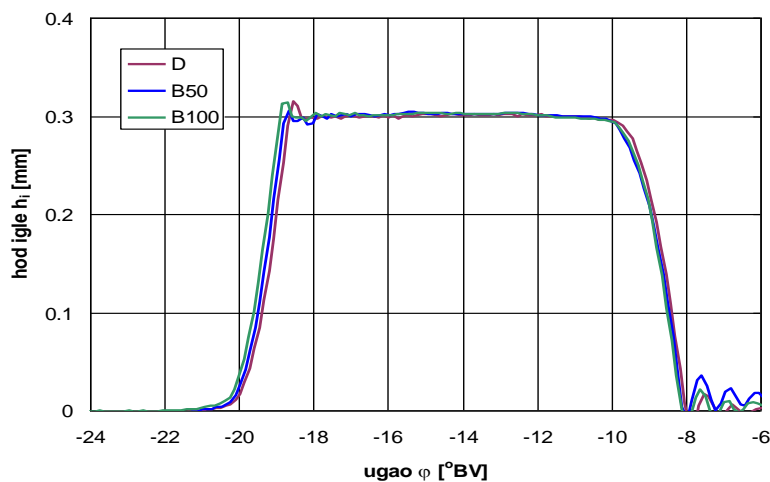


Slika 5.53. P4_MAN_D_B50_B100, maksimalni pritisci na početku cevi visokog pritiska p_I za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva

Kao i kod prethodnih sistema ubrizgavanja, uticaj vrste goriva, odnosno sadržaja biodizela u gorivu je očiglediji na vrednostima pritiska p_{II} i hoda igle brizgača h_i i to sa porastom brzine obrtanja BV.



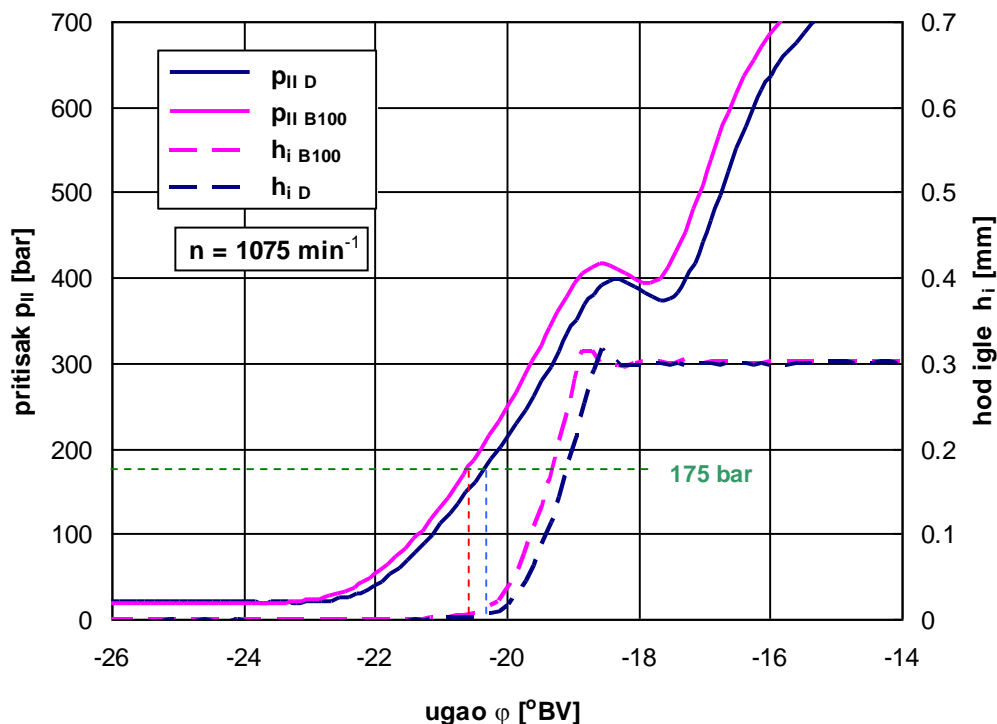
Slika 5.54. P4_MAN_D_B50_B100, pritisak na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na 1075 min⁻¹,



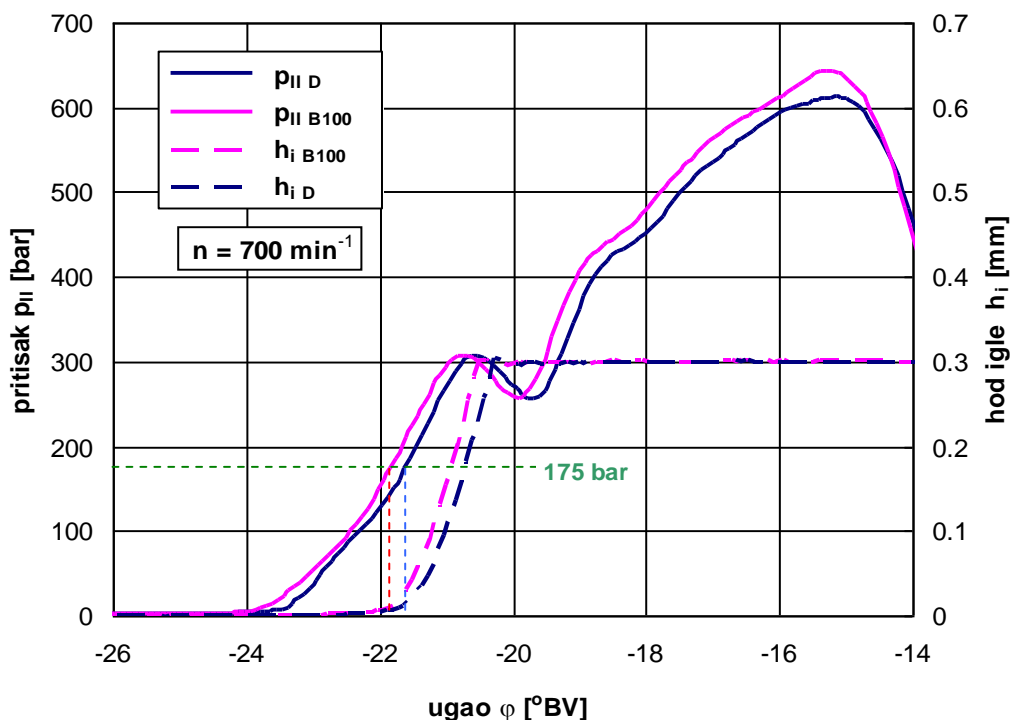
Slika 5.55. P4_MAN_D_B50_B100, hod igle brizgača h_i na 1075 min⁻¹,

Početak ubrizgavanja se pomera dalje od SMT pri korišćenju B100 u odnosu na korišćenje D (slike 5.54. do 5.57.). Maksimalni pritisak ubrizgavanja raste sa sadržajem biodizela u gorivu i brojem obrtaja BV.

Na slikama 5.56. i 5.57. prikazan je uporedni dijagram promene pritiska p_{II} i hoda igle brizgača h_i za goriva B100 i D, na 1075 i 700 min^{-1} . Grafički prikaz nam omogućuje da uočimo uticaj ranijeg postizanja pritiska otvaranja brizgača (175 bar), kada sistem za ubrizgavanje koristi B100 u odnosu na D, na početak podizanja igle brizgača.

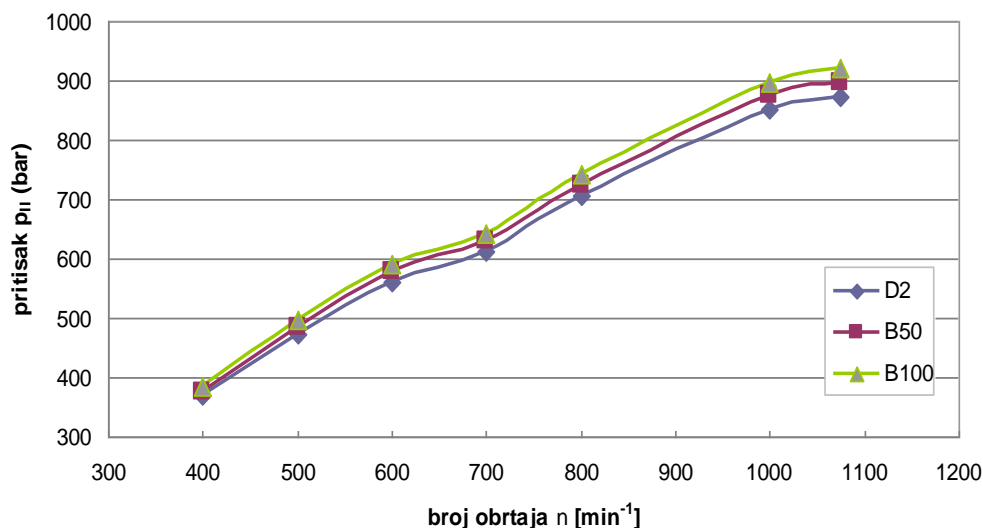


Slika 5.56. P4_MAN_D_B100, uticaj porasta pritiska na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na hod igle brizgača h_i , $n = 1075 \text{ min}^{-1}$, uporedni dijagram, segment



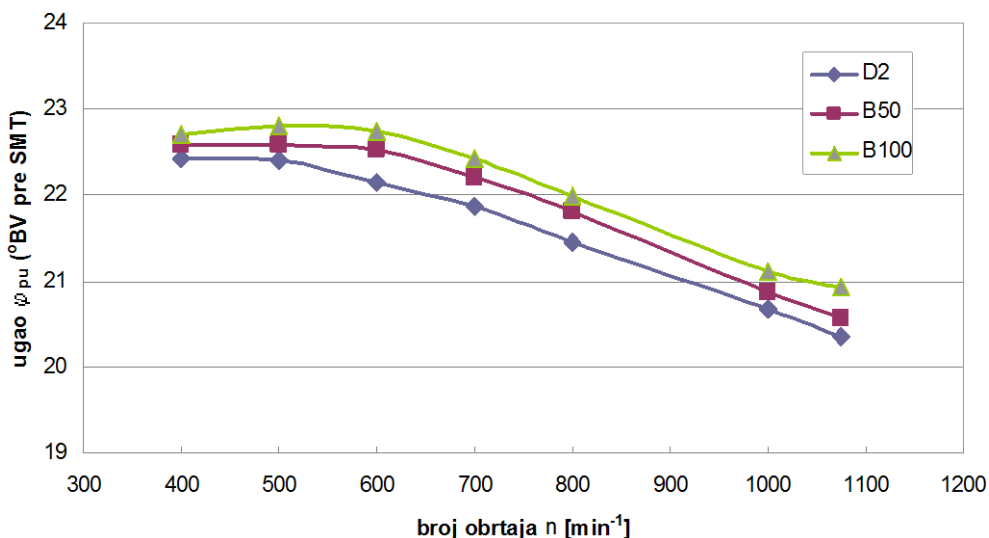
Slika 5.57. P4_MAN_D_B100, uticaj porasta pritiska na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na hod igle brizgača h_i , $n = 700 \text{ min}^{-1}$, uporedni dijagram, segment

Upoređujući sa prethodnim sistemima ubrizgavanja, vrednosti maksimalnih pritisaka p_{II} su veće kod P4_MAN i dostižu $p_{II \max B100} = 921$ bar, $p_{II \max B50} = 896$ bar i $p_{II \max D} = 872$ bar, na maksimalnim brojevima obrtaja BV. Razlike vrednosti maksimalnih pritisaka p_{II} (za goriva B100 i D) su manje na nižim brojevima obrtaja i dostižu 50 bar na maksimalnim brojevima obrtaja BV (slika 5.58.)



Slika 5.58. P4_MAN_D_B50_B100, maksimalni pritisci na kraju cevi visokog pritiska p_{II} za različite brojeve obrtaja i goriva D, B50 i B100

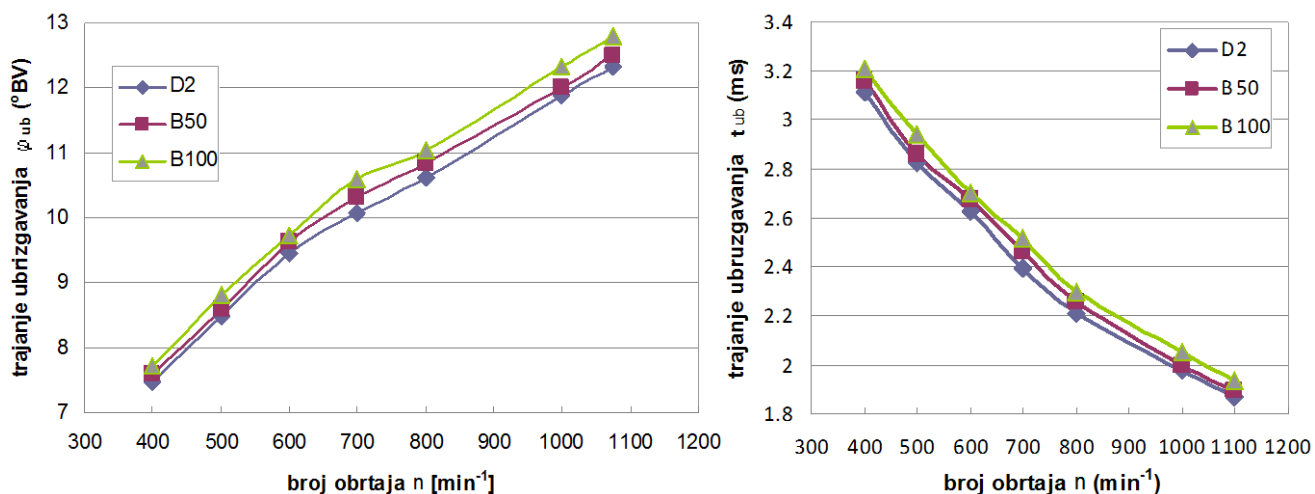
Uticao vrste goriva i broja obrtaja BV na ugao predubrizgavanja prikazan je na slici 5.59. Sa povećanjem broja obrtaja smanjuje se ugao predubrizgavanja, odnosno pomera se ka SMT. Vrednosti ugla predubrizgavanja ($^{\circ}\text{BV}$ pre SMT) povećavaju se sa povećanjem udela biodizela u gorivu, odnosno početak ubrizgavanja se pomera dalje od SMT.



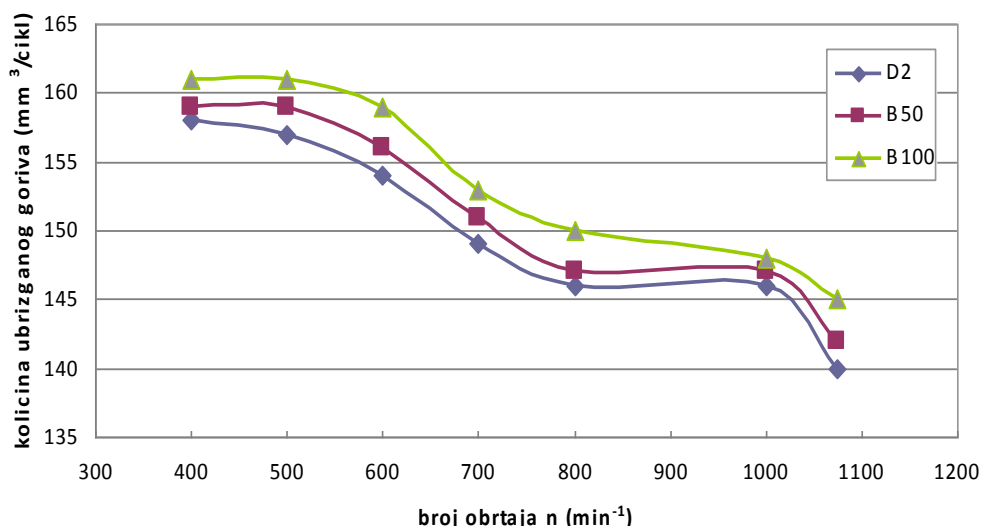
Slika 5.59. P4_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na ugao predubrizgavanja

Uticao vrste goriva i broja obrtaja BV na trajanje ubrizgavanja i to kao φ_{ub} ($^{\circ}\text{BV}$) i t_{ub} (ms) prikazan je na slici 5.60. Sa porastom broja obrtaja i udela biodizela u gorivu φ_{ub} ($^{\circ}\text{BV}$) raste. Sa porastom broja obrtaja i smanjenjem udela biodizela u gorivu t_{ub} (ms) opada.

Uticaj vrste goriva i broja obrtaja BV na količinu ubrizganog goriva (ciklusno doziranje goriva) prikazano je na slici 5.61. - sa većim udelom biodizela u gorivu, za isti broj obrtaja BV, ubrizga se veća količina goriva.



Slika 5.60. P4_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na trajanje ubrizgavanja

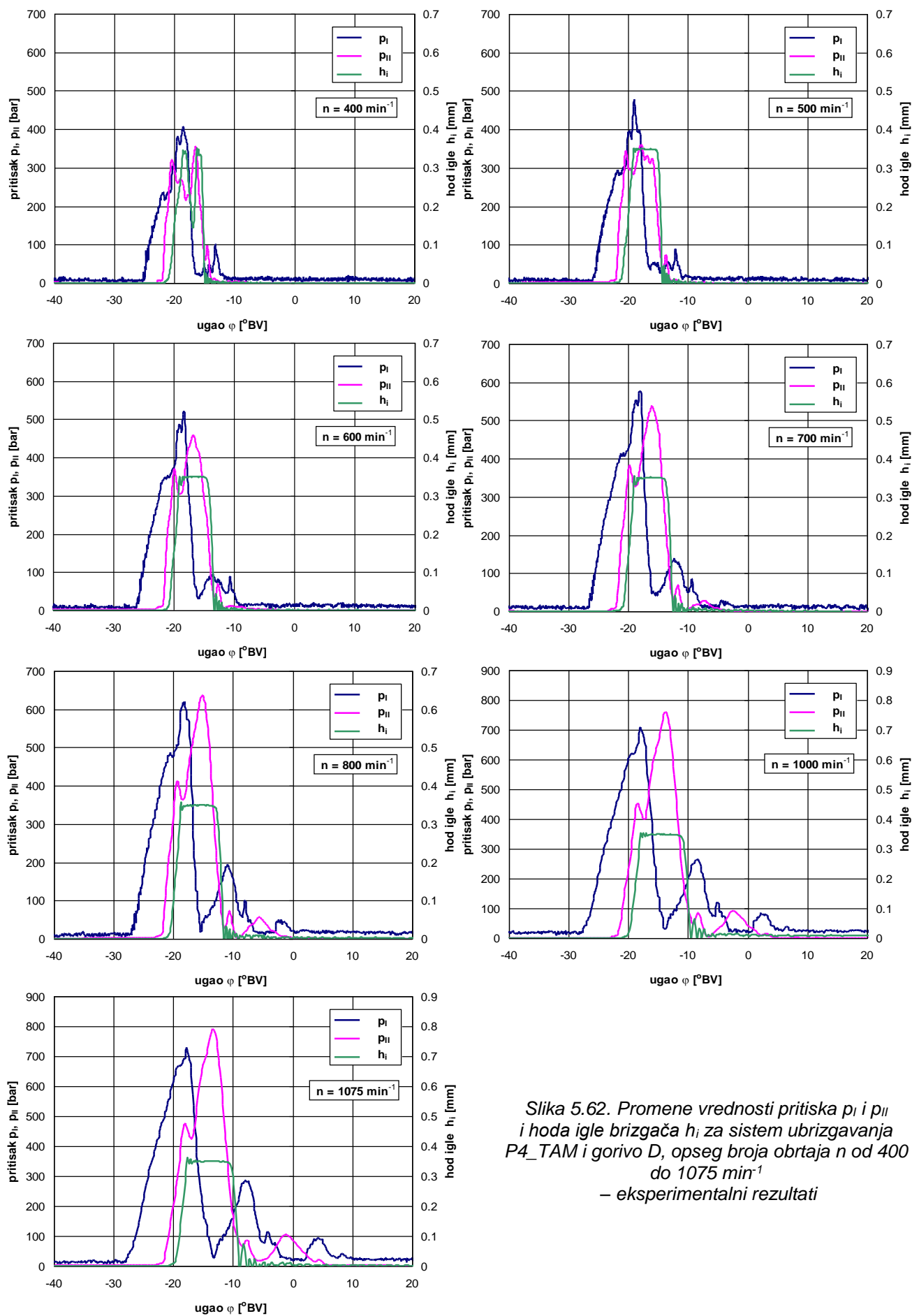


Slika 5.61. P4_MAN_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na količinu ubrizganog goriva

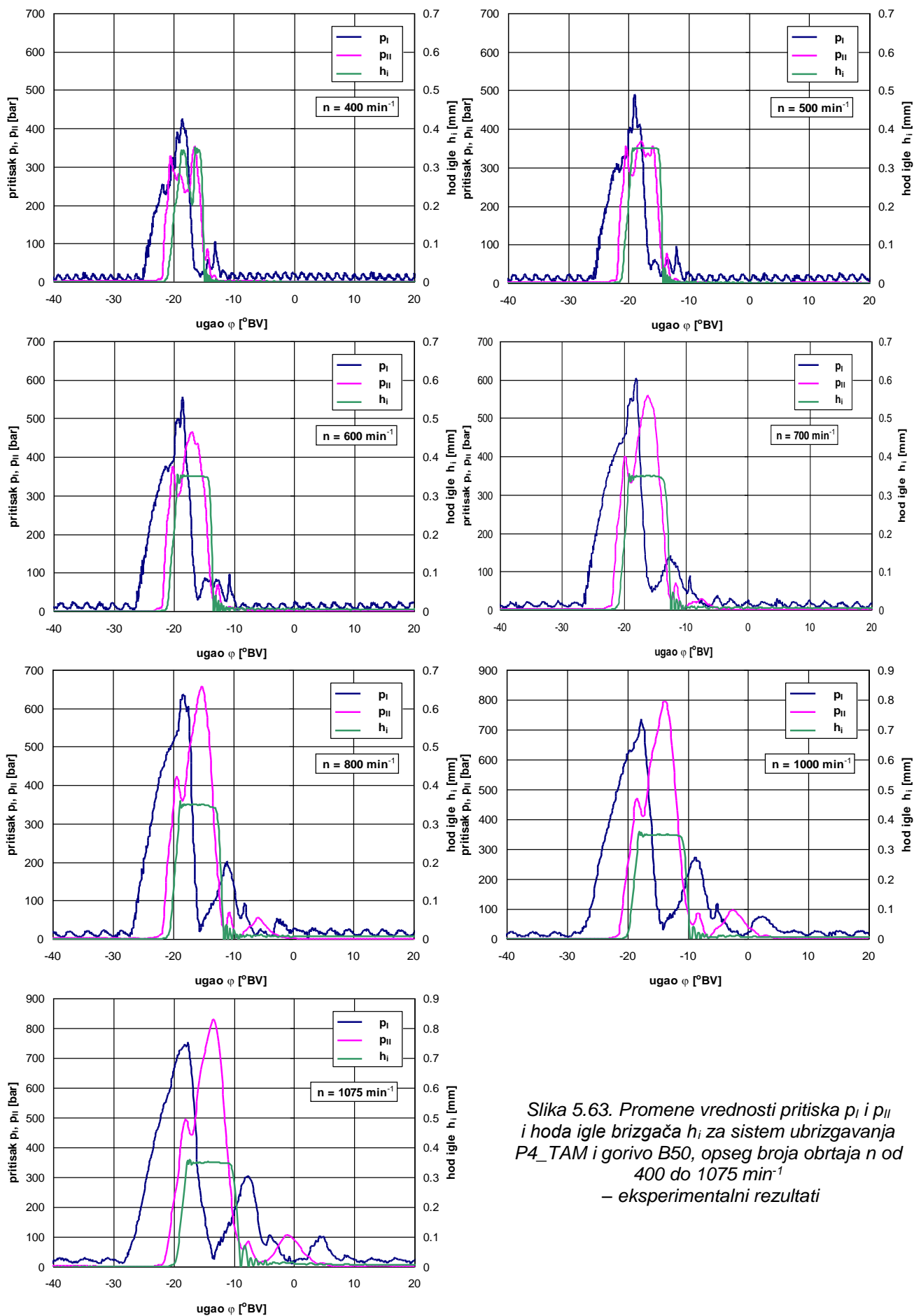
Analizom rada sistema ubrizgavanja u oznaci P4_MAN sa izabranim gorivima, mogu se izvesti u osnovi isti zaključci kao i kod prethodnih sistema ubrizgavanja – povećanje udela biodizela u gorivu dovodi do: ranijeg početka porasta pritiska p_{II} , ranijeg početka ubrizgavanja goriva, ranijeg postizanja $p_{II_{max}}$, postizanja višeg $p_{II_{max}}$, dužeg trajanje ubrizgavanja i povećanja ciklusnog doziranja goriva, uz sve konstatacije vezane za praćenje pomenutih veličina sa promenom broja obrtaja.

5.3.4. Karakteristike rada sistema ubrizgavanja u oznaci P4_TAM

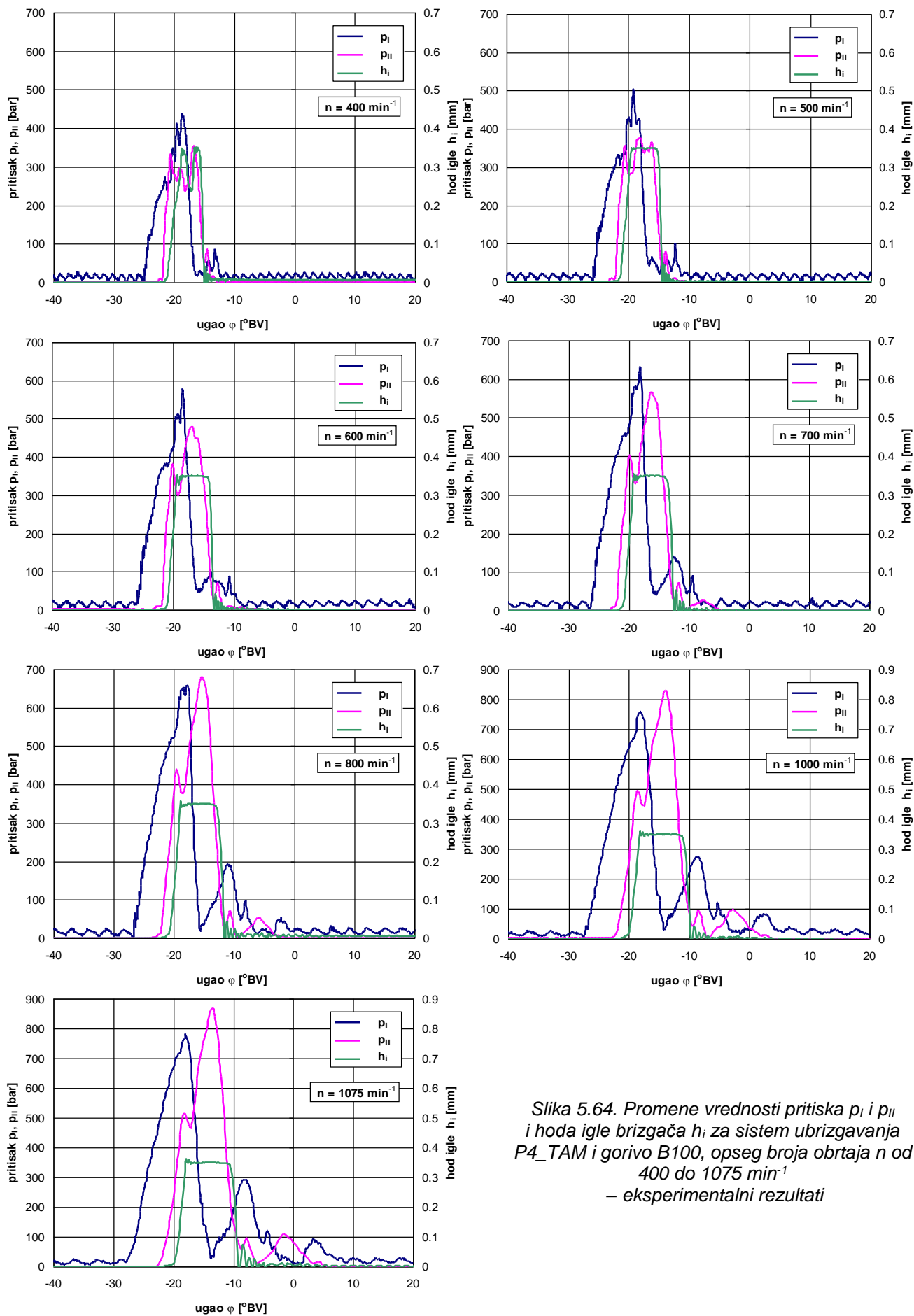
Merenje vrednosti karakterističnih veličina vršeno je na režimu maksimalne snage i različitim brojevima obrtaja BV. Snimljene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i , za sistem ubrizgavanja P4_TAM, goriva D, B50 i B100 i opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min⁻¹ date su na slikama 5.62. do 5.64.



Slika 5.62. Promene vrednosti pritiska p_i i p_{ii} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_TAM i gorivo D, opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} – eksperimentalni rezultati

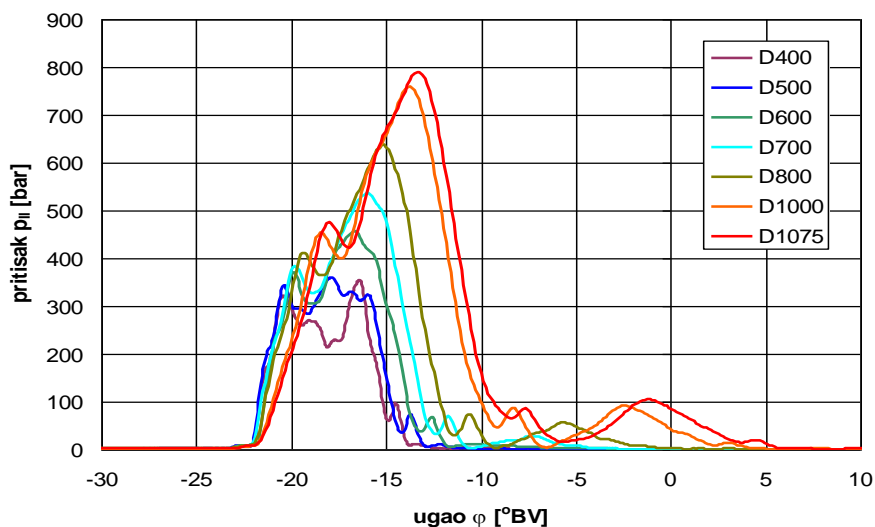


Slika 5.63. Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_TAM i gorivo B50, opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min⁻¹ – eksperimentalni rezultati

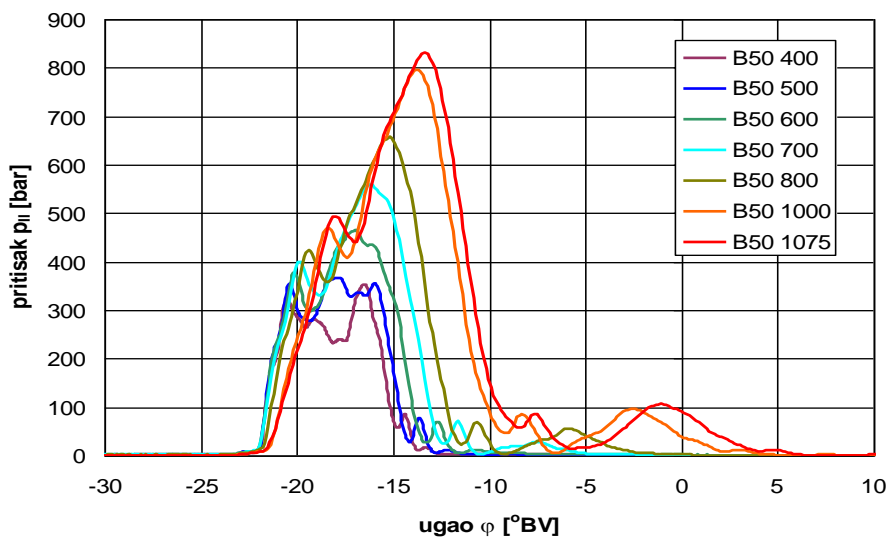


Slika 5.64. Promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za sistem ubrizgavanja P4_TAM i gorivo B100, opseg broja obrtaja n od 400 do 1075 min^{-1} – eksperimentalni rezultati

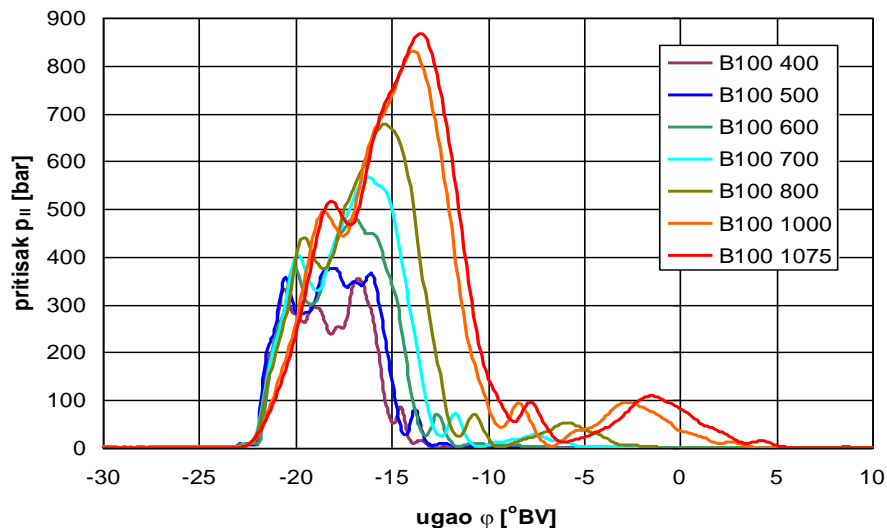
Promene vrednosti pritiska p_{II} u zavisnosti od goriva i broja obrtaja bregastog vratila PVP date su na slikama 5.65 do 5.67. gde je, kao i u prethodnim sistemima ubrizgavanja, izražen pad pritiska sa padom broja obrtaja. Pomeranje početka porasta pritiska p_{II} prema SMT, sa porastom broja obrtaja BV, je sa tendencijom sličnom kao i kod sistema P4_MAN.



Slika 5.65. P4_TAM_D, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}

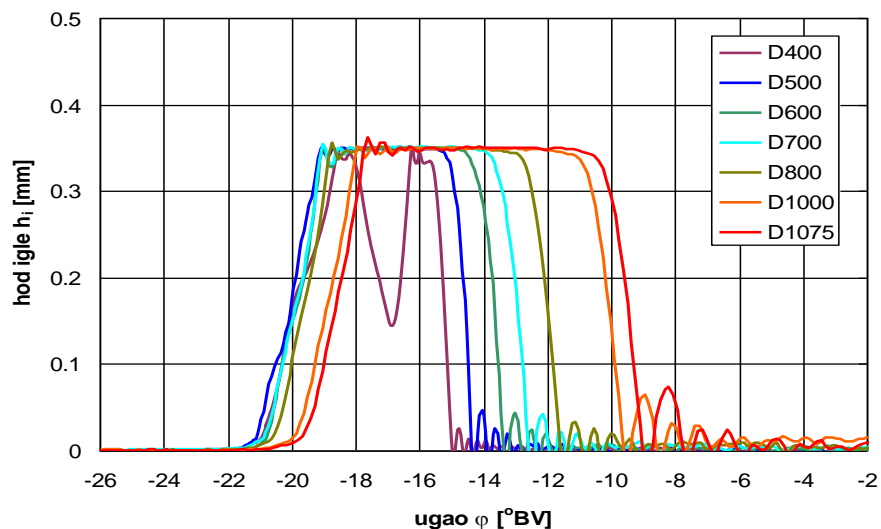


Slika 5.66. P4_TAM_B50, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}

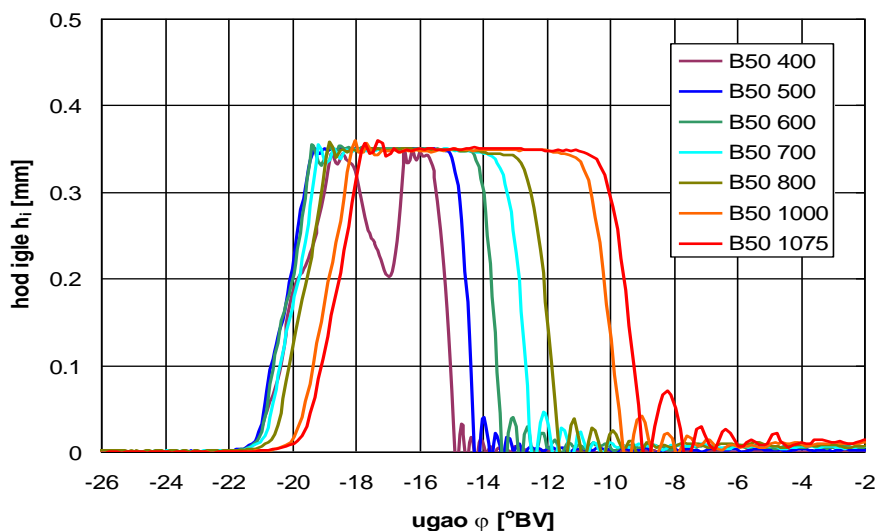


Slika 5.67. P4_TAM_B100, uticaj broja obrtaja na pritisak p_{II}

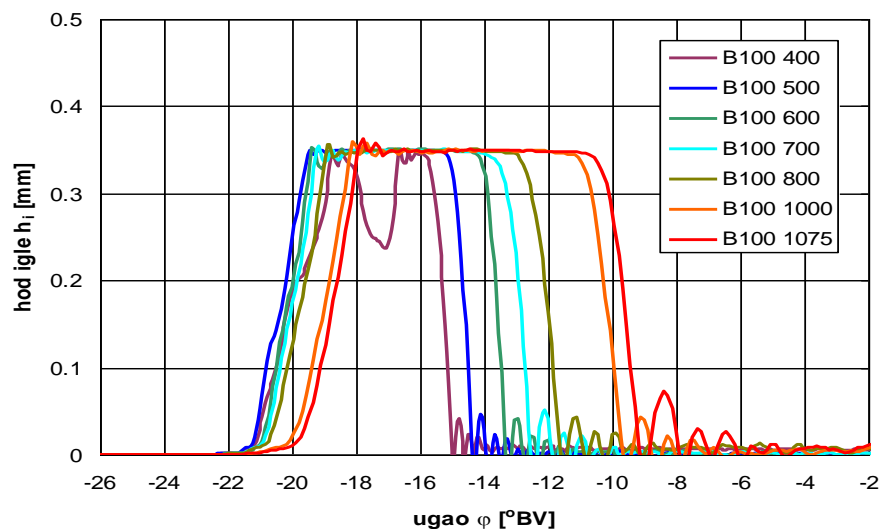
Dijagrami hoda igle brizgača u zavisnosti od broja obrtaja BV, po gorivima, prikazani su na slikama 5.68. do 5.70. Sa povećanjem broja obrtaja BV dolazi do pomeranja početka podizanja igle brizgača i to ka SMT.



Slika 5.68. P4_TAM_D, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja



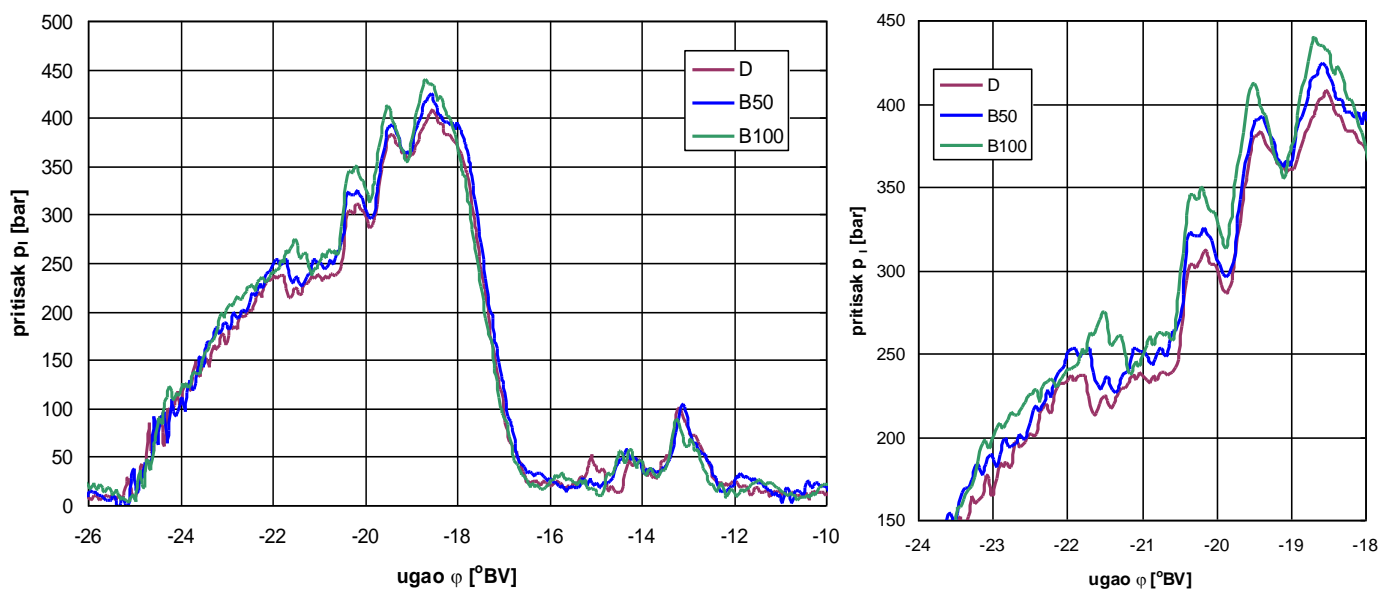
Slika 5.69. P4_TAM_B50, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja



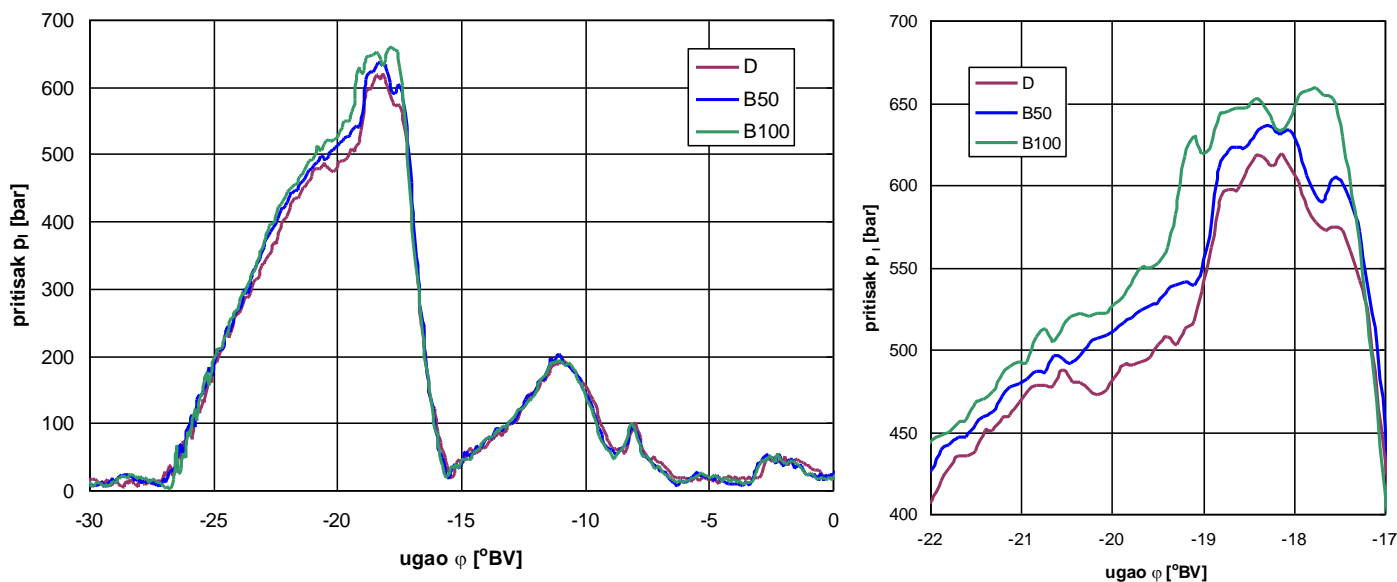
Slika 5.70. P4_TAM_B100, hod igle brizgača h_i i broj obrtaja

Ovo pomeranje je više izraženo u odnosu na sisteme A6_MAN i A6_TAM a slično sistemu P4_MAN. Za sistem P4_TAM, za sva goriva, primetno je da do oscilovanja igle brizgača dolazi samo na režimu 400 min^{-1} , dok se za ostale režime - od 500 do 1075 (1100) min^{-1} igla brizgača podiže do maksimalnog položaja bez oscilovanja. Maksimalni hod igle brizgača TAM je 0.35 mm .

Promene vrednosti pritiska p_i za izabrana goriva na 400 min^{-1} i 1075 min^{-1} prikazane su na slikama 5.71. i 5.72. Trend ranijeg početka porasta vrednosti pritiska p_i i nešto ranije postizanje maksimalnih vrednosti pritiska p_i pri korišćenju B100 u odnosu na D, slična je kao i kod prethodnih sistema ubrizgavanja.



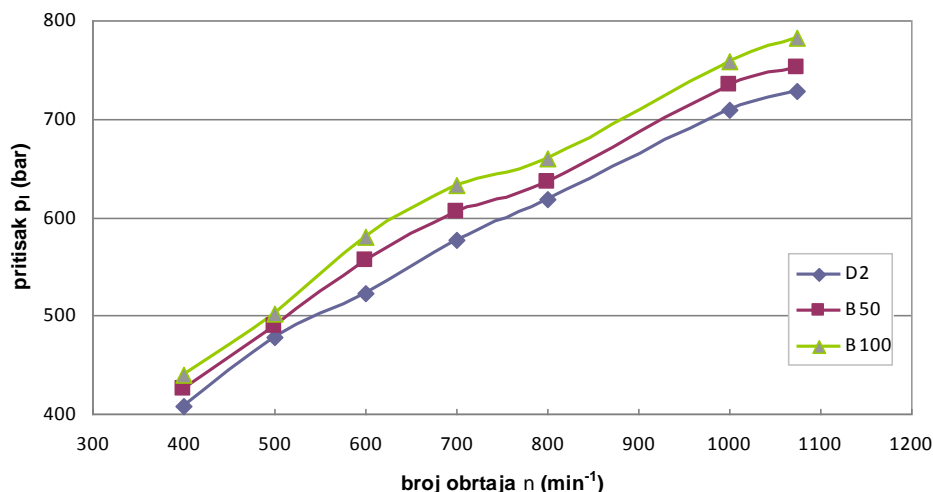
Slika 5.71. P4_TAM_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_i na 400 min^{-1} i segment



Slika 5.72. P4_TAM_D_B50_B100, pritisak na početku cevi visokog pritiska p_i na 1075 min^{-1} i segment

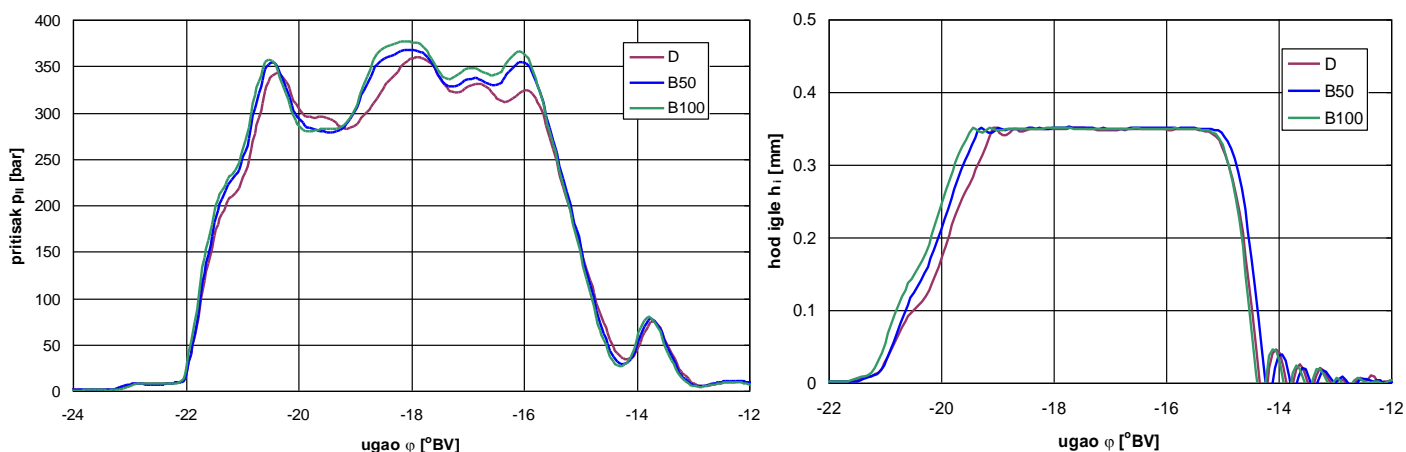
Vrednosti maksimalnih pritisa p_i rastu sa povećanjem broja obrtaja BV u celom opsegu broja obrtaja BV. Razlike u vrednostima maksimalnog pritiska p_i , pri radu sa različitim gorivima (slika 5.73.), su slične kao i kod sistema P4_MAN a nešto izraženije u odnosu na sisteme A6_MAN i A6_TAM. Vrednosti maksimalnih pritisa p_i kreću se od $p_{i \text{ max B100}} = 440 \text{ bar}$, $p_{i \text{ max B50}} = 425 \text{ bar}$, i $p_{i \text{ max D}} = 408 \text{ bar}$ na 400 min^{-1} do $p_{i \text{ max B100}} = 782 \text{ bar}$, $p_{i \text{ max B50}} = 752 \text{ bar}$, i

$p_{I \max D} = 729 \text{ bar na } 1075 \text{ min}^{-1}$.

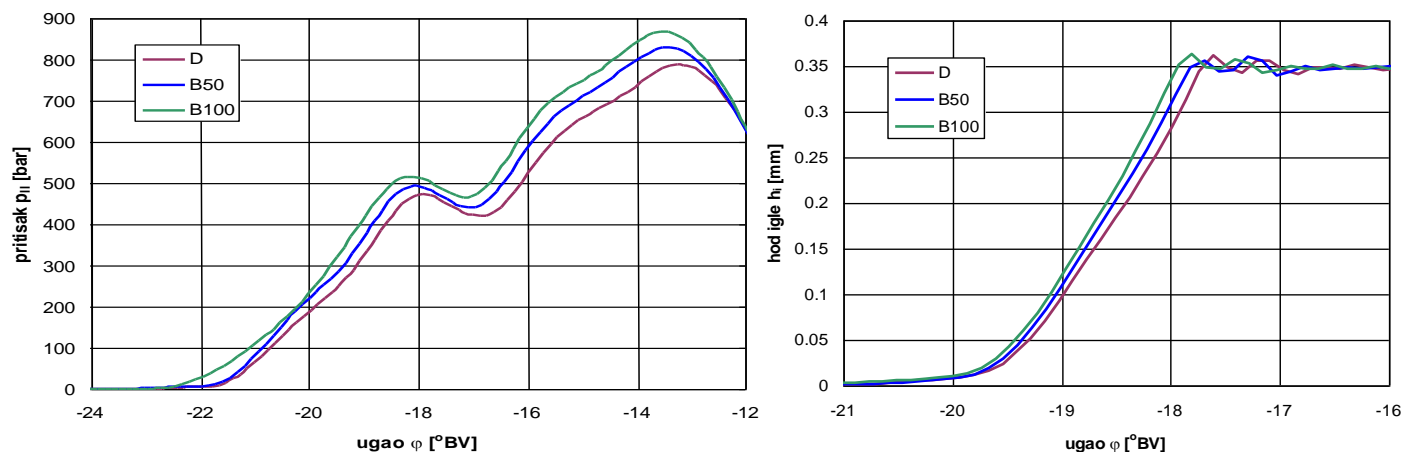


Slika 5.73. P4_TAM_D_B50_B100, maksimalni pritisci na početku cevi visokog pritiska p_I za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva

Uticaj vrste goriva, odnosno sadržaja biodizela u gorivu, na vrednost pritiska p_{II} i hoda igle brizgača h_i prikaza je na slikama 5.74. (na 500 min^{-1}) i 5.75. (na 1075 min^{-1}). Početak ubrizgavanja se pomera dalje od SMT pri korišćenju B100 u odnosu na korišćenje D (slike 5.74. do 5.77.).

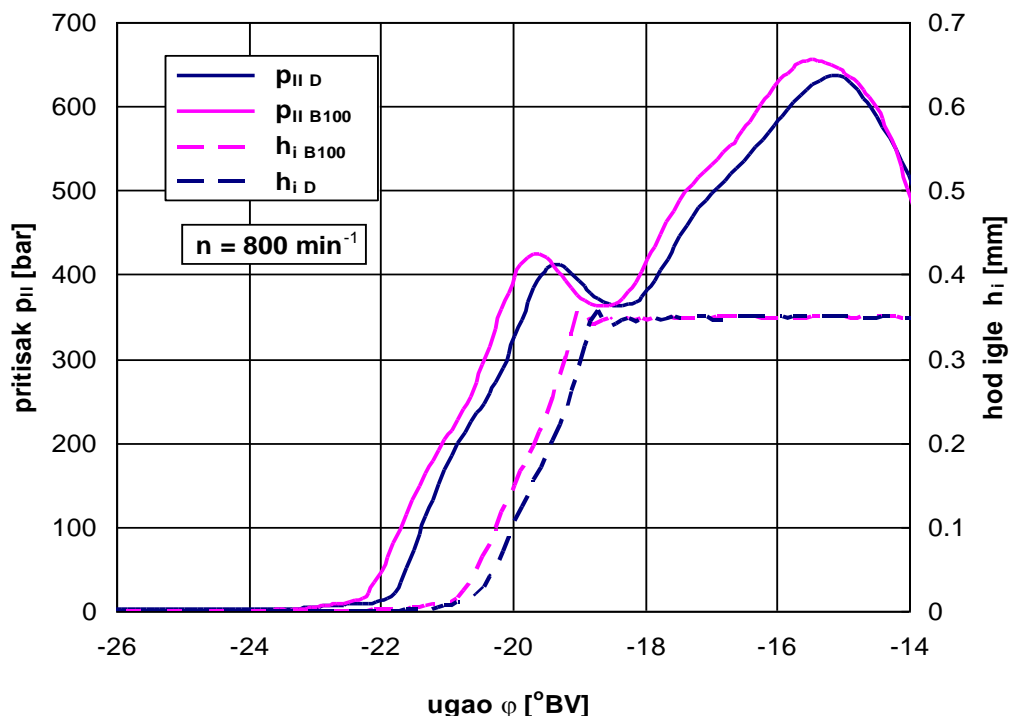


Slika 5.74. P4_TAM_D_B50_B100, pritisak p_{II} i hod igle brizgača h_i na 500 min^{-1}

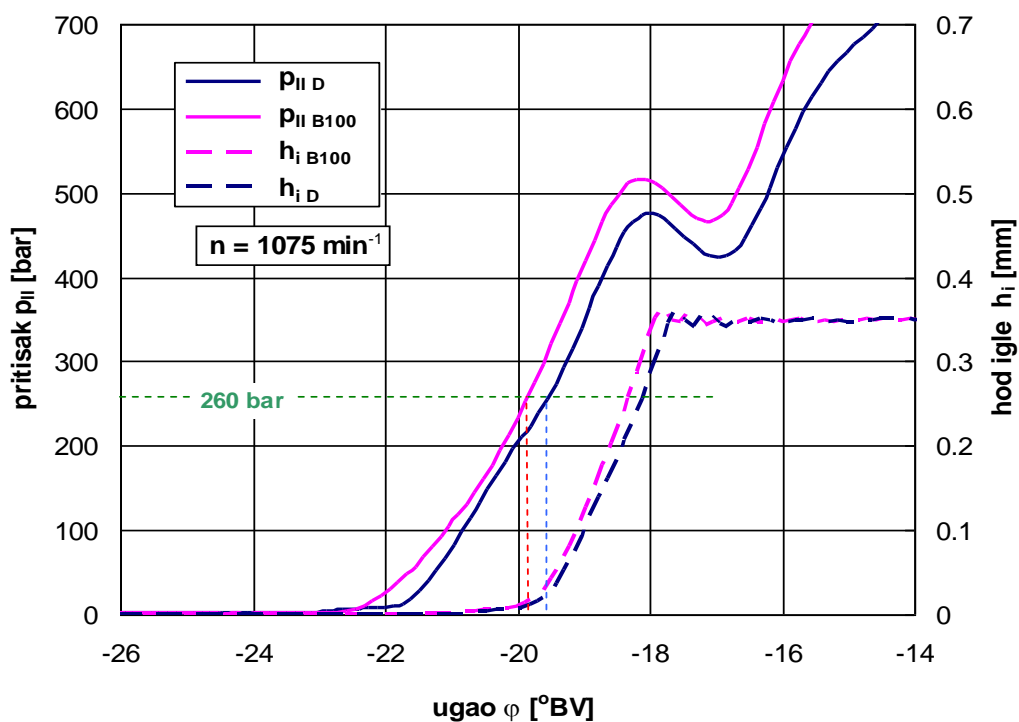


Slika 5.75. P4_TAM_D_B50_B100, pritisak p_{II} i hod igle brizgača h_i na 1075 min^{-1} (segment)

Na slikama 5.76. i 5.77. dat je uporedni dijagram promene pritiska p_{II} i hoda igle brizgača h_i za goriva B100 i D, na 800 i 1075 min^{-1} . Ranije postizanje pritiska otvaranja brizgača (260 bar), kada sistem za ubrizgavanje koristi B100 u odnosu na D, uzrokuje raniji početak podizanja igle brizgača – početak podizanja brizgača se pomera dalje od SMT.

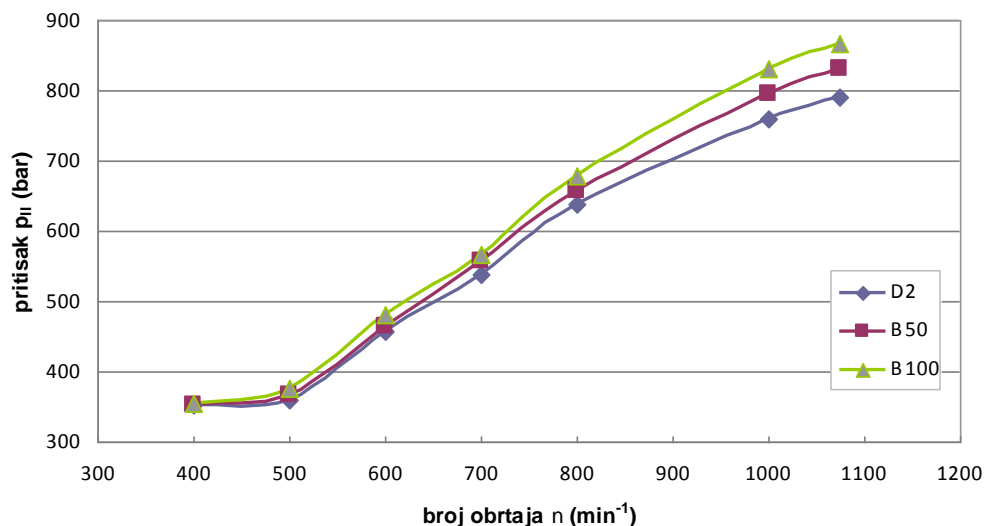


Slika 5.76. P4_TAM_D_B100, uticaj porasta pritiska na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na hod igle brizgača h_i , $n = 800 \text{ min}^{-1}$, uporedni dijagram, segment



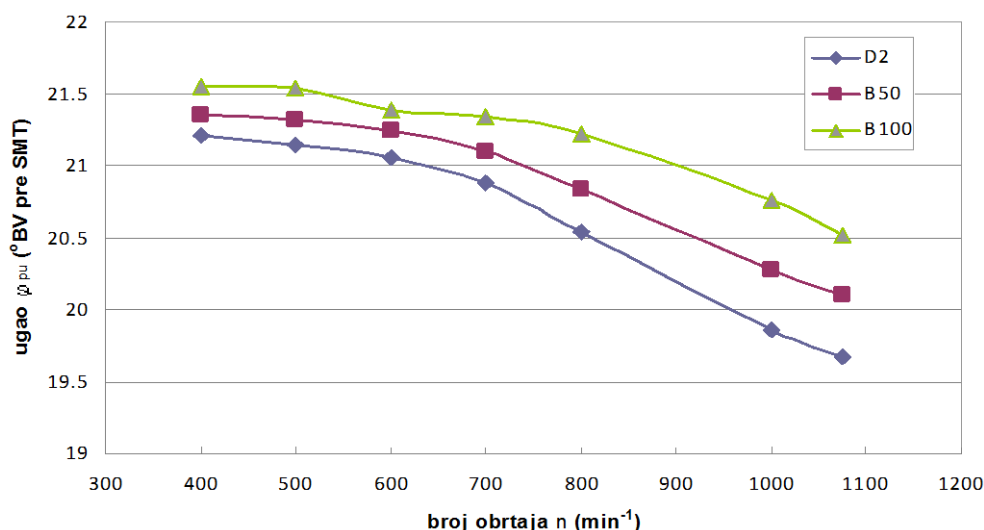
Slika 5.77. P4_TAM_D_B100, uticaj porasta pritiska na kraju cevi visokog pritiska p_{II} na hod igle brizgača h_i , $n = 1075 \text{ min}^{-1}$, uporedni dijagram, segment

Maksimalni pritisak ubrizgavanja raste sa rastom udela biodizela u gorivu i rastom broja obrtaja BV – vrednosti maksimalnih pritisaka p_{II} dostižu $p_{II \max B100} = 867$ bar, $p_{II \max B50} = 830$ bar i $p_{II \max D} = 790$ bar, na 1075 min^{-1} (slika 5.78.). Razlike između vrednosti maksimalnih pritisaka ubrizgavanja, po gorivima, rastu sa porastom broja obrtaja BV.



Slika 5.78. P4_TAM_D_B50_B100, maksimalni pritisci na kraju cevi visokog pritiska p_{II} za različite brojeve obrtaja i izabrana goriva

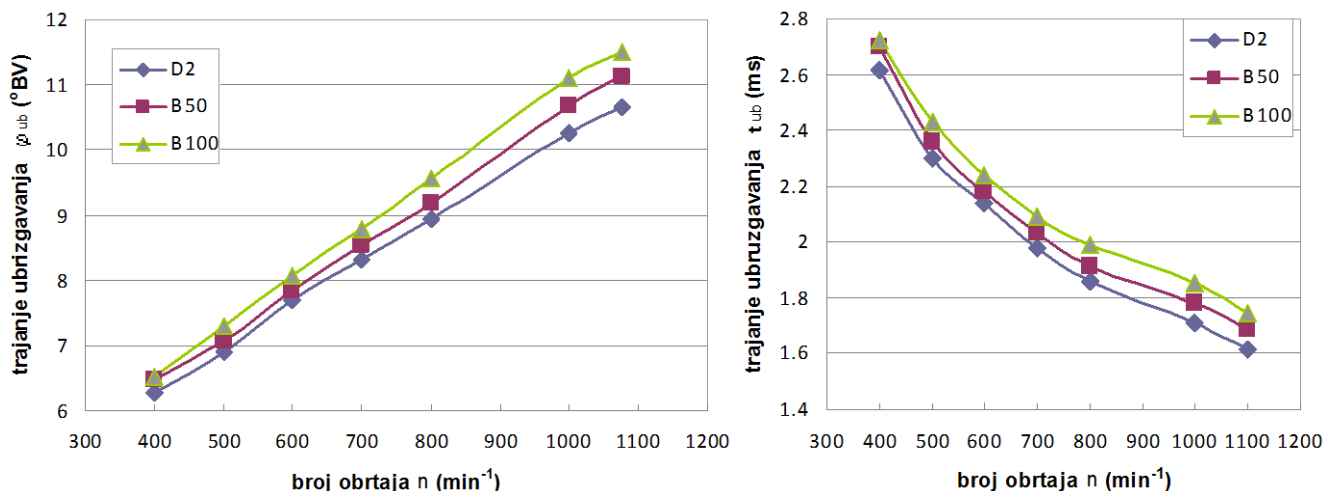
Uticaj vrste goriva i broja obrtaja BV na ugao predubrizgavanja prikazan je na slici 5.79. Vrednosti ugla predubrizgavanja ($^{\circ}\text{BV}$ pre SMT) povećavaju se sa povećanjem udela biodizela u gorivu, odnosno početak ubrizgavanja se pomera dalje od SMT. Sa povećanjem broja obrtaja BV, smanjuju se vrednosti φ_{ub} ($^{\circ}\text{BV}$), po gorivima, tj. početak ubrizgavanja se približava SMT.



Slika 5.79. P4_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na ugao predubrizgavanja

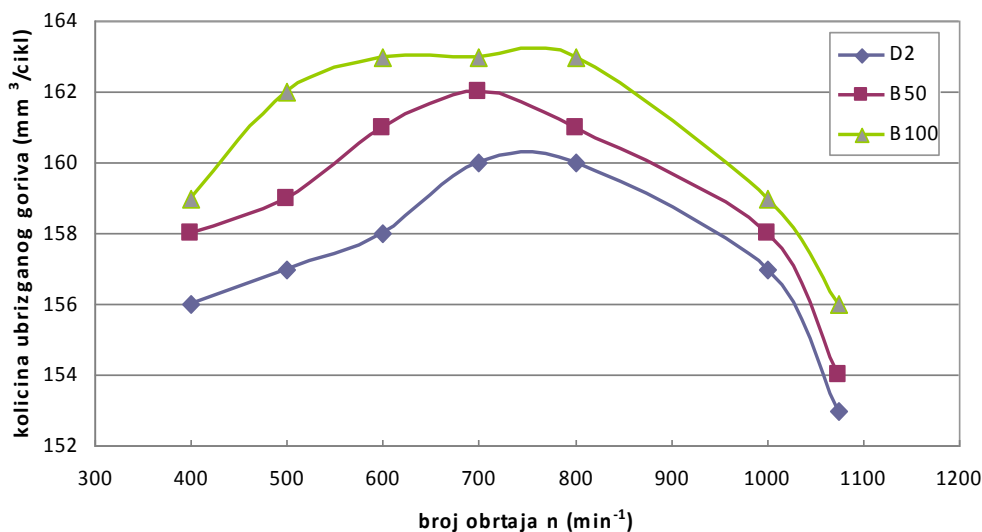
Uticaj vrste goriva i broja obrtaja BV na trajanje ubrizgavanja i to kao φ_{ub} ($^{\circ}\text{BV}$) i t_{ub} (ms) prikazan je na slici 5.80. Trajanje ubrizgavanja je duže sa B100 nego sa D - sa porastom broja obrtaja i udela biodizela u gorivu φ_{ub} ($^{\circ}\text{BV}$) raste. Sa porastom broja obrtaja i smanjenjem udela biodizela u gorivu t_{ub} (ms) opada.

Obe konstatacije su saglasne sa trendom generalno prisutnom i kod prethodnih sistema ubrizgavanja.



Slika 5.80. P4_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na trajanje ubrizgavanja

Uticaj vrste goriva i broja obrtaja BV na količinu ubrizganog goriva prikazano je na slici 5.81. Veći udeo biodizela u gorivu, za isti broj obrtaja BV, dovodi do ubrizgavanja veće količine goriva.



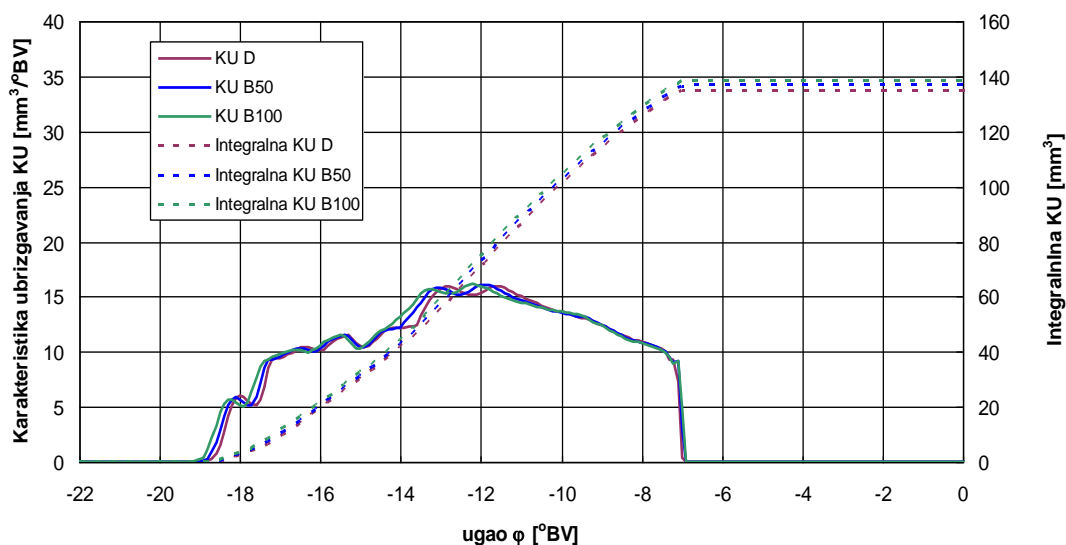
Slika 5.81. P4_TAM_D_B50_B100, uticaj vrste goriva i broja obrtaja na količinu ubrizganog goriva

Karakteristike rada sistema ubrizgavanja u oznaci P4_TAM sa izabranim gorivima, pokazuju, kao i kod prethodnih sistema ubrizgavanja, da povećanje udela biodizela u gorivu dovodi do: ranijeg početka porasta pritiska p_{II}, ranijeg početka ubrizgavanja goriva, ranijeg postizanja p_{IImax}, postizanja višeg p_{IImax}, dužeg trajanje ubrizgavanja i povećanja ciklusnog doziranja goriva, uz sve konstatacije vezane za praćenje pomenutih veličina sa promenom broja obrtaja.

5.3.5. Karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja

Karakteristika ubrizgavanja (KU) i integralna karakteristika ubrizgavanja (integralna KU) dobijene su simulacijom korišćenjem softverskog paketa „BKIN“ razvijenog na Mašinskom fakultetu u Mariboru, Slovenija (*Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo*) [134].

Na slici 5.82. prikazane su karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja za sistem ubrizgavanja A6_MAN i goriva D, B50 i B100 na $n = 600 \text{ min}^{-1}$. U tabeli 5.1. dat je uporedni prikaz konačne vrednosti integralne KU (dobijene simulacijom) i vrednosti ubrizgane količine goriva (ciklusno doziranje – eksperimentalni rezultati, slika 5.23.).



Slika 5.82. A6_MAN_D_B50_B100, karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja za brzinski režim $n = 600 \text{ min}^{-1}$

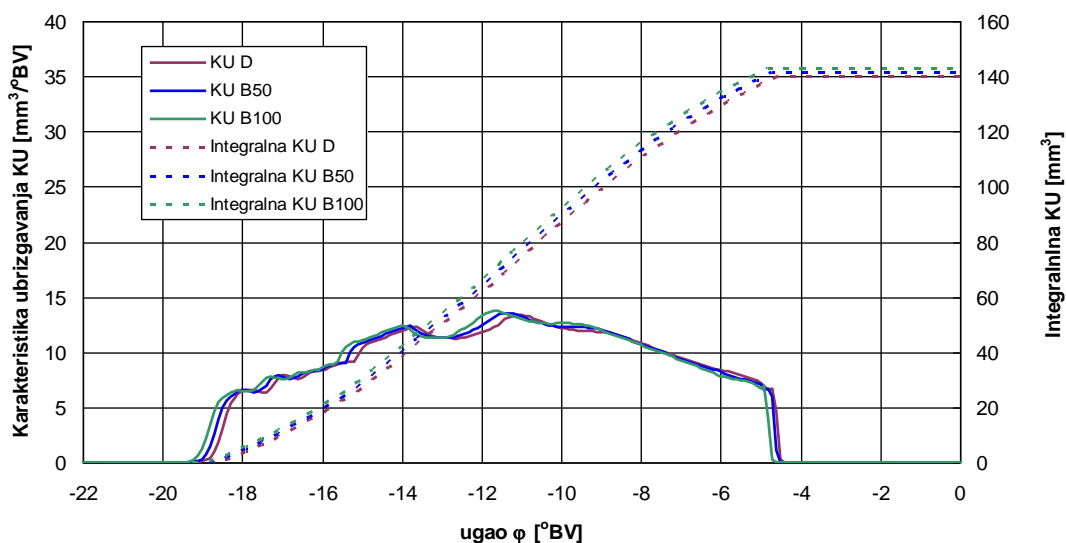
Upoređivanjem eksperimentalnih vrednosti ciklusnog doziranja i konačnih vrednosti integralne KU ($n = 600 \text{ min}^{-1}$) može se zaključiti da je odstupanje proračunskih vrednosti do 1%.

Tabela 5.1. A6_MAN_D_B50_B100, količina ubrizganog goriva i konačne vrednosti integralne karakteristika ubrizgavanja za brzinski režim $n = 600 \text{ min}^{-1}$

A6_MAN	$n = 600 \text{ min}^{-1}$	Gorivo		
		D	B50	B100
količina ubrizganog goriva (mm^3)		135	138	140
konač. vred. integralne KU (mm^3)		134.73	136.70	138.61

Na slici 5.83. prikazane su karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja za sistem ubrizgavanja A6_MAN i goriva D, B50 i B100 na $n = 800 \text{ min}^{-1}$. U tabeli 5.2. dat je uporedni prikaz konačne vrednosti integralne KU (dobijene simulacijom) i vrednosti ubrizgane količine goriva (ciklusno doziranje – eksperimentalni rezultati, slika 5.23.).

Odstupanje konačnih vrednosti integralne KU ($n = 800 \text{ min}^{-1}$) od eksperimentalnih vrednosti ciklusnog doziranja je do 0.72%.



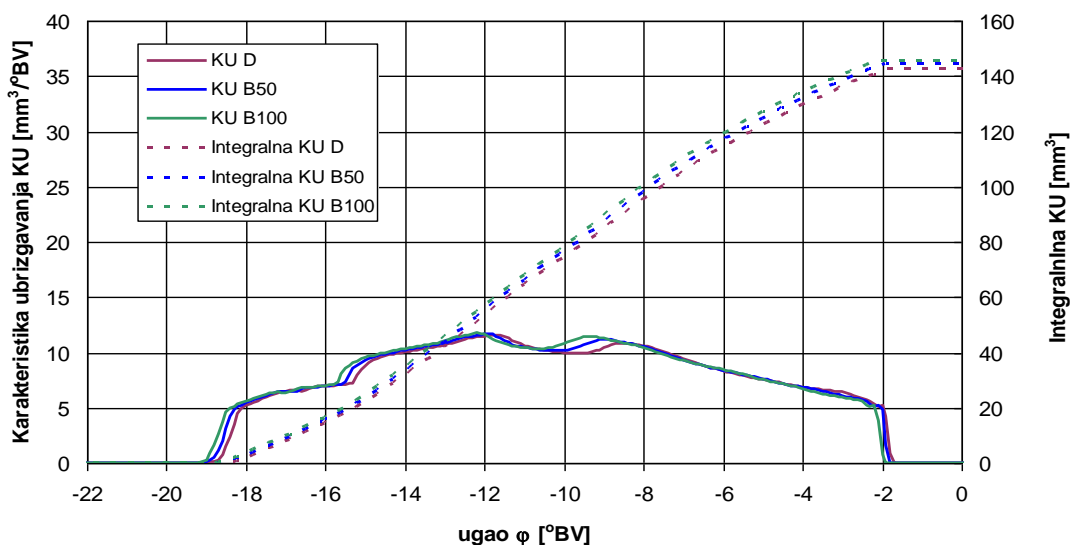
Slika 5.83. A6_MAN_D_B50_B100, karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja za brzinski režim $n = 800 \text{ min}^{-1}$

Karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja za sistem ubrizgavanja A6_MAN i goriva D, B50 i B100 na $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, prikazane su na slici 5.84.

Tabela 5.2. A6_MAN_D_B50_B100, količina ubrizganog goriva i konačne vrednosti integralne karakteristika ubrizgavanja za brzinski režim $n = 800 \text{ min}^{-1}$

A6_MAN	$n = 800 \text{ min}^{-1}$	Gorivo		
		D	B50	B100
količina ubrizganog goriva (mm^3)		140.50	142	144
konač. vred. integralne KU (mm^3)		139.85	141.71	142.97

Upoređujući eksperimentalne vrednosti ciklusnog doziranja i konačnih vrednosti integralne KU ($n = 1000 \text{ min}^{-1}$) može se zaključiti da je odstupanje proračunskih vrednosti od 1.1 do 2.6% (Tabela 5.3.).



Slika 5.84. A6_MAN_D_B50_B100, karakteristika ubrizgavanja i integralna karakteristika ubrizgavanja za brzinski režim $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

Analizom vrednosti odstupanja proračunskih vrednosti integralne KU od eksperimentalnih vrednosti količina ubrizganih goriva, za sistem ubrizgavanja A6_MAN i goriva D, B50 i B100 na $n = 600, 800$ i 1000 min^{-1} , može se zaključiti da su rezultati simulacije validni.

Tabela 5.3. A6_MAN_D_B50_B100, količina ubrizganog goriva i konačne vrednosti integralne karakteristika ubrizgavanja za brzinski režim $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

A6_MAN	n = 1000 min ⁻¹	Gorivo		
		D	B50	B100
količina ubrizganog goriva (mm ³)		139	142	144
konač. vred. integralne KU (mm ³)		142.65	144.46	145.69

5.3.6. Simulacija promene pritiska na početku i kraju cevi VP i hoda igle brizgača

Za numeričku simulaciju promene vrednosti pritiska p_I (iza pumpe VP, tj. na početku cevi VP) i p_{II} (ispred brizgača, tj. na kraju cevi VP) i hoda igle brizgača h_i , korišćen je softverski paket „BKIN“ razvijen na Mašinskom fakultetu u Mariboru, Slovenija (*Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo*) [134], u kome su implementirane jednačine (4-10, 4-11 i 4-14) dobijene na osnovu eksperimentalnog određivanja karakteristika goriva za opseg 0 – 1600 bar (brzina zvuka, modul elastičnosti i gustina) – poglavlja 4.4.4. do 4.4.6.

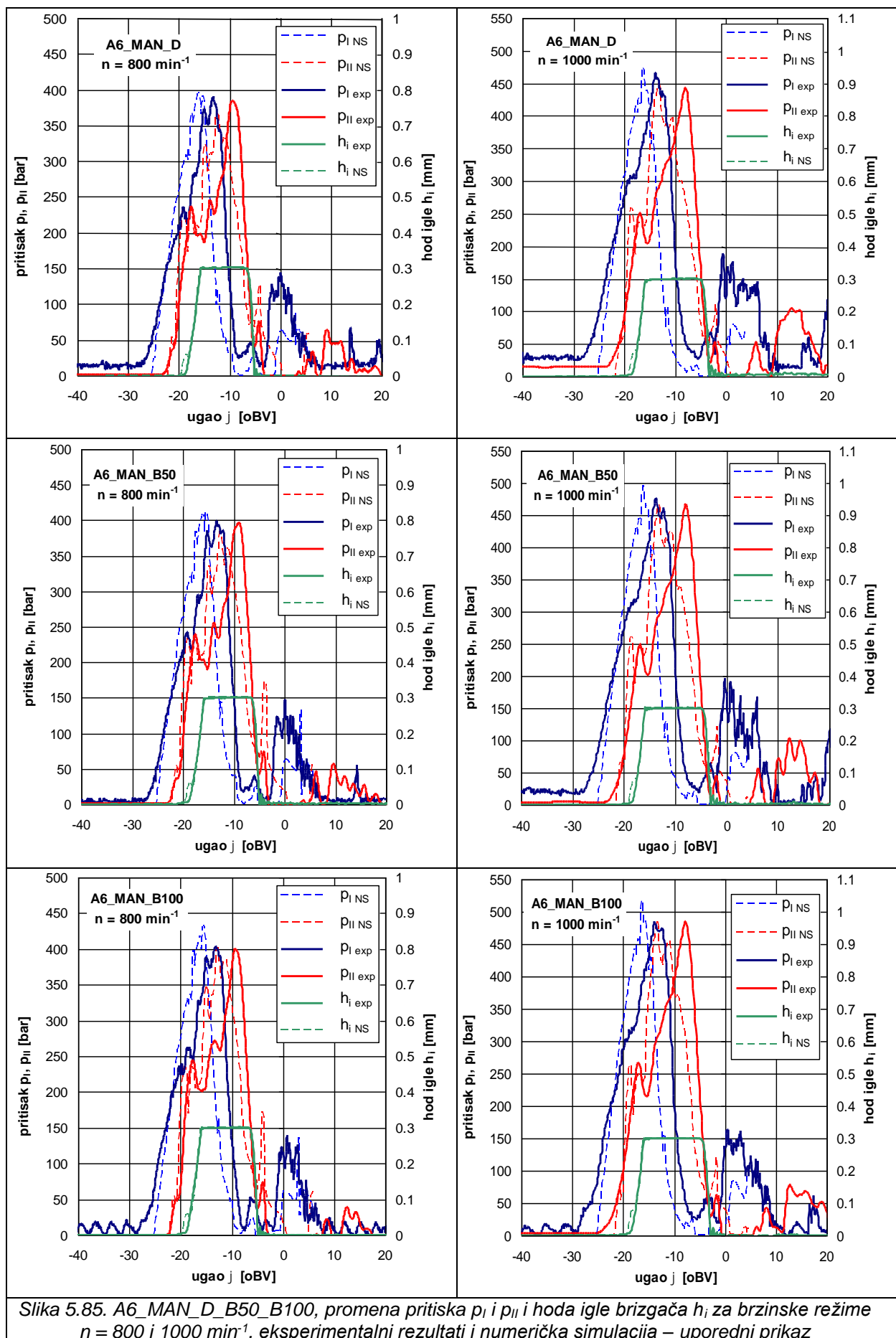
Numerička simulacija je urađena za sistem ubrizgavanja A6_MAN i goriva D, B50 i B100 na $n = 800$ i 1000 min^{-1} .

Na slici 5.85. (kolona levo) prikazani su uporedni dijagrami promene vrednosti pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i dobijenih eksperimentom $p_{I \text{ exp}}$, $p_{II \text{ exp}}$ i $h_{i \text{ exp}}$ (iz poglavlja 5.3.1.) i numeričkom simulacijom $p_{I \text{ NS}}$, $p_{II \text{ NS}}$ i $h_{i \text{ NS}}$, za goriva D, B50 i B100, na $n = 800 \text{ min}^{-1}$.

Za sva tri goriva, eksperimentalne i numeričke vrednosti maksimalnog pritiska ubrizgavanja su bez većih razlika, dok postoje određena odstupanja krivih promene pritiska dobijenih simulacijom u odnosu na krive promene pritiska dobijenih eksperimentom i to i za pritisak p_I i za pritisak p_{II} .

Ova odstupanja su primetna ali ne dovode do bitnih odstupanja hoda igle brizgača dobijenog simulacijom ($h_{i \text{ NS}}$) u odnosu na hod igle brizgača na osnovu eksperimentalnih rezultata ($h_{i \text{ exp}}$). Poklapanja simulacije sa eksperimentom su u najvećem delu hoda igle brizgača evidentna - dostizanje maksimalnog položaja igle brizgača, dužina perioda maksimalne otvorenosti brizgača, zatvaranje brizgača. U hodu igle brizgača, primetno je izvesno odstupanja samo na početku podizanja igle brizgača, nakon čega se kriva $h_{i \text{ NS}}$ potpuno približava krivoj h_i i praktično se poklapaju sve do zatvaranja brizgača, odnosno povratka igle brizgača u početni položaj.

Ista tendencija je primetna i kod brzinskog režima $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, takođe za sva tri goriva (slike 5.85. kolona desno).



Slika 5.85. A6_MAN_D B50 B100, promena pritiska p_I i p_{II} i hoda igle brizgača h_i za brzinske režime $n = 800$ i 1000 min^{-1} , eksperimentalni rezultati i numerička simulacija – uporedni prikaz

S obzirom da kriva hoda igle brizgača direktno utiče na proces ubrizgavanja i karakteristike istog (ugao predubrizgavanja, trajanje ubrizgavanja i td.), a da pomenuta odstupanja vrednosti pritiska dobijenih simulacijom od vrednosti pritiska dobijenih eksperimentom očigledno nisu takva da dovode do bitnog neslaganja hoda igle brizgača dobijenog simulacijom od eksperimentalno dobijenog hoda igle brizgača, može se zaključiti da je numerička simulacija u tom smislu validna.

5.4. UTICAJ VRSTE GORIVA NA KARAKTERISTIKE MLAZA GORIVA

Prethodna istraživanja predstavljena u poglavlju 5.3. pokazuju kompleksnost uticaja fizičkih karakteristika ispitivanih goriva (promene vrednosti brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti sa promenom pritiska) na parametre rada sistema za ubrizgavanje goriva - vremenske razlike u početku porasta pritiska p_{II} i postizanja maksimalnog pritiska ubrizgavanja, razlike u vrednostima maksimalnog pritiska ubrizgavanja, početka podizanje igle brizgača tj. početka ubrizgavanja goriva, trajanja ubrizgavanja i ciklusnog doziranja goriva, a sve to dovodi do različitih karakteristika mlaza ubrizganog goriva i dalje različitih karakteristika formirane smeše vazduh-gorivo, sagorevanja, emisije izduvnih gasova te karakteristika rada motora u celini.

Uočene razlike u radu sistema ubrizgavanja dizel goriva kada se kao gorivo koristi B100 ili B50 (ili neka druga mešavina B20, B5 i sl. ili biodizel dobijen i od drugih sirovinskih baza a ne samo od uljane repice) u odnosu na rad sa repnim - dizel gorivom, i njihova refleksija na karakteristike mlaza ubrizganog goriva, predmet su različitih istraživanja [33, 35, 36, 37, 57, 75, 122, 135 do 143]. Grupe autora [75, 122, 135, 138] na osnovu eksperimentalnih istraživanja i simulacijom upoređuju makroskopske karakteristike mlaza - domet mlaza, ugao mlaza i dužinu neprekidnog mlaza (dužina jezgra) i srednji Sauterov prečnik kapljice (kao mikroskopsku karakteristiku mlaza). Ubrizgavanje se vrši u komori sa vazduhom, na sobnoj temperaturi i atmosferskom pritisku, a za snimanje mlaza se koristi visokobrzinska digitalna kamera. Kombinaciju eksperimentalnih i računskih rezultata susrećemo kod grupa autora [35, 137, 138, 139], gde se na osnovu literaturnih/eksperimentalnih podataka o karakteristikama goriva i literaturnih/eksperimentalnih podataka o karakteristikama rada sistema ubrizgavanja goriva, koristeći empirijske i/ili poluempirijske matematičke izraze formiraju modeli (ili postojeći dopunjuju) i simulacijama određuju makro i mikroskopske karakteristike mlaza goriva ili se kao u [37, 141] posmatra uticaj promene geometrije mlaznice kada sistem ubrizgavanja radi sa biodizelom u cilju približavanja karakteristikama mlaza dizel goriva. Guan i dr. [136] eksperimentalno dolaze do rezultata koji pokazuju razlike makroskopskih karakteristika mlazeva ispitivanih goriva. Pri tom, kao makro karakteristiku mlaza posmatraju i "projektovanu površinu mlaza", ubrizgavanje vrše u komori sa regulacijom pritiska vazduha do 50 bar, snimajući mlaz visokobrzinskom kamerom. Biodizelu (od sojinog ulja) dodaju "di-n-butyl ether DBE" u cilju smanjenja razlika karakteristika mlaza u odnosu na karakteristike mlaza dizel goriva.

Eksperimentalno i numeričko istraživanje uticaja biodizela na karakteristike ubrizganog mlaza goriva u komori sa regulacijom pritiska (40 i 60 bar) i vizuelizacijom mlaza visokobrzinskom kamerom [139], vizuelizacija mlaza dizel goriva, B100 i B20 i uticaj na proces sagorevanja [140], istraživanje makro karakteristika mlaza uključujući i "površinu mlaza" dizel goriva, čistog ulja *Jatropha-e*, *Jatropha* biodizela i njihovih mešavina prezentovane [33], kao i istraživanje karakteristika mlaza i procesa sagorevanja biodizela od palminog ulja [37], takođe pokazuju razlike karakteristika mlazeva ispitivanih goriva i svu kompleksnost uticaja različitih faktora, uključujući i vrlo bitan uticaj fizičkih karakteristika goriva.

Osim uticaja na pomenute karakteristike sistema ubrizgavanja goriva, mlaza i izlazne karakteristike motora, veoma je bitna i analiza uticaja primene biodizelskih goriva na emisiju izduvnih gasova [35, 37, 57, 75, 122, 141, 143] – više o tome u poglavljima 2. i 6.

U svim pomenutim radovima u kojima se prati i analizira ubrizgavanje goriva u komori sa vazduhom (na atmosferskom ili kontrolisanom nad pritisku) i vrši vizuelizacija mlaza ubrizganih goriva (u cilju određivanja razlika makro i mikroskopskih karakteristika mlaza različitih goriva), javlja se potreba jasnog uočavanja (ili određivanja) konture mlaza, šta je prilično otežano usled pojave raspršivanja goriva (posebno kod eksperimentalnih istraživanja ali i kod numeričkih) i obrazovanja smeše sa okolnim vazduhom.

Ako bi gorivo ubrizgavali u sredinu koja nije gas već odgovarajući tečni fluid, vizuelizacijom mlaza bi mogli da uočimo tendenciju prodiranja i obrazovanja mlaza, bez uticaja realnog raspršivanja mlaza i mešanja goriva sa okolnim vazduhom i zaostalim produktima sagorevanja. Ova ideja je eksperimentalno realizovana a rezultati su prezentovani u ovom delu rada.

5.4.1. Opis eksperimentalne linije za vizuelizaciju mlaza goriva i tehnike merenja

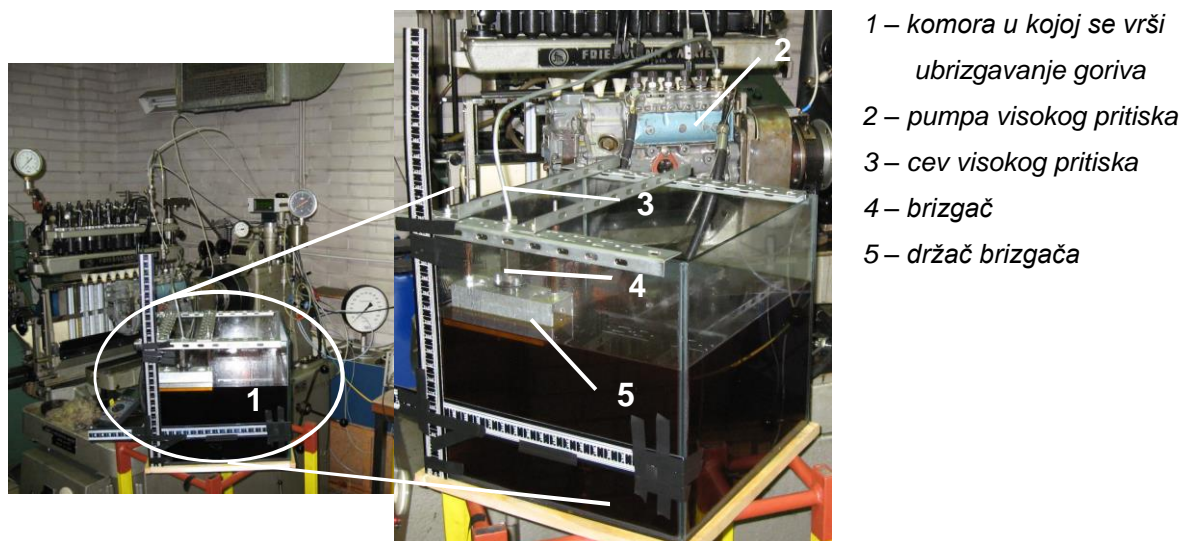
Kao osnovna eksperimentalna instalacija korišćena je instalacija sa slike 5.1. uz dodatke prikazane na slici 5.86.

Gorivo se pogoni pumpom visokog pritiska kroz cev visokog pritiska do brizgača i ubrizgava u providnu, staklenu komoru ispunjenu tečnim fluidom. Za tečni fluid je izabrano dizel gorivo, s obzirom na sličnost svojstava sa ispitivanim gorivima i pretpostavkom da u dodiru sa ubrizganim gorivom neće biti nepredviđenih reakcija po dodirnim površinama.

Dimenzije staklene komore su: visina 350 mm, širina 520 mm i debljina zida 5 mm. Komora je ispunjena dizel gorivom do visine od 230 mm. Brizgač je fiksiran držačem i onemogućeno je podrhtavanje brizgača i nosača u radu time što je držač brizgača posebnim elementima fiksiran za komoru. Brizgač je postavljen na udaljenosti od 100 mm od leve bočne unutrašnje strane komore i 40(80) mm od prednje, frontalne strane komore (40 mm za brizgač MAN, 80 mm za brizgač TAM). Položaj brizgača je izabran tako da strane (zidovi) komore nemaju uticaj na mlaz goriva, odnosno da su dovoljno udaljene i nemaju uticaj na makro karakteristike mlaza a da istovremeno položaj brizgača bude povoljan sa aspekta snimanja.

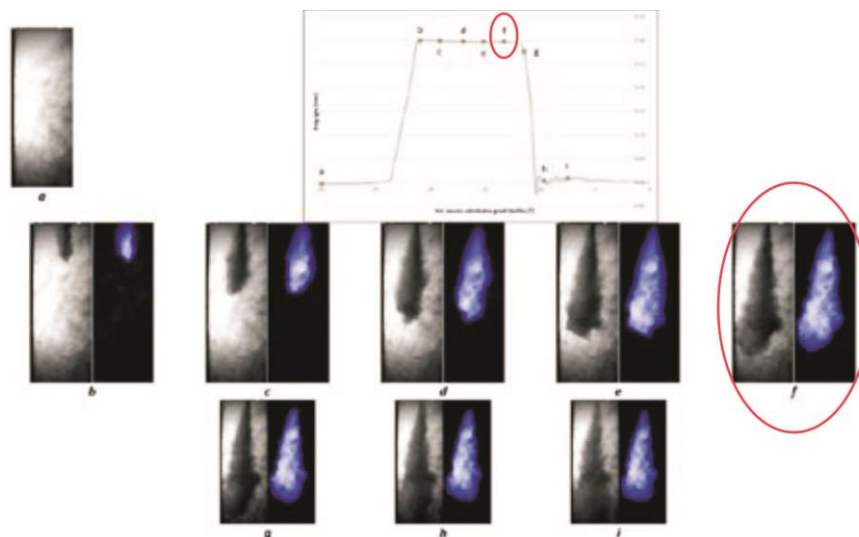
Rezultati istraživanja karakteristika sistema za ubrizgavanje goriva

Za snimanje mlaza korišćena je digitalna kamera Canon SX150IS, 14.1 Mpx. Vizuelizacija mlaza je omogućena upotrebom stroboskopa koji se podešava da bude sinhron sa radom PVP, odnosno brizgača, čime se postiže vidljivost mlaza goriva u "svakom" periodičnom ciklusu brizganja goriva.



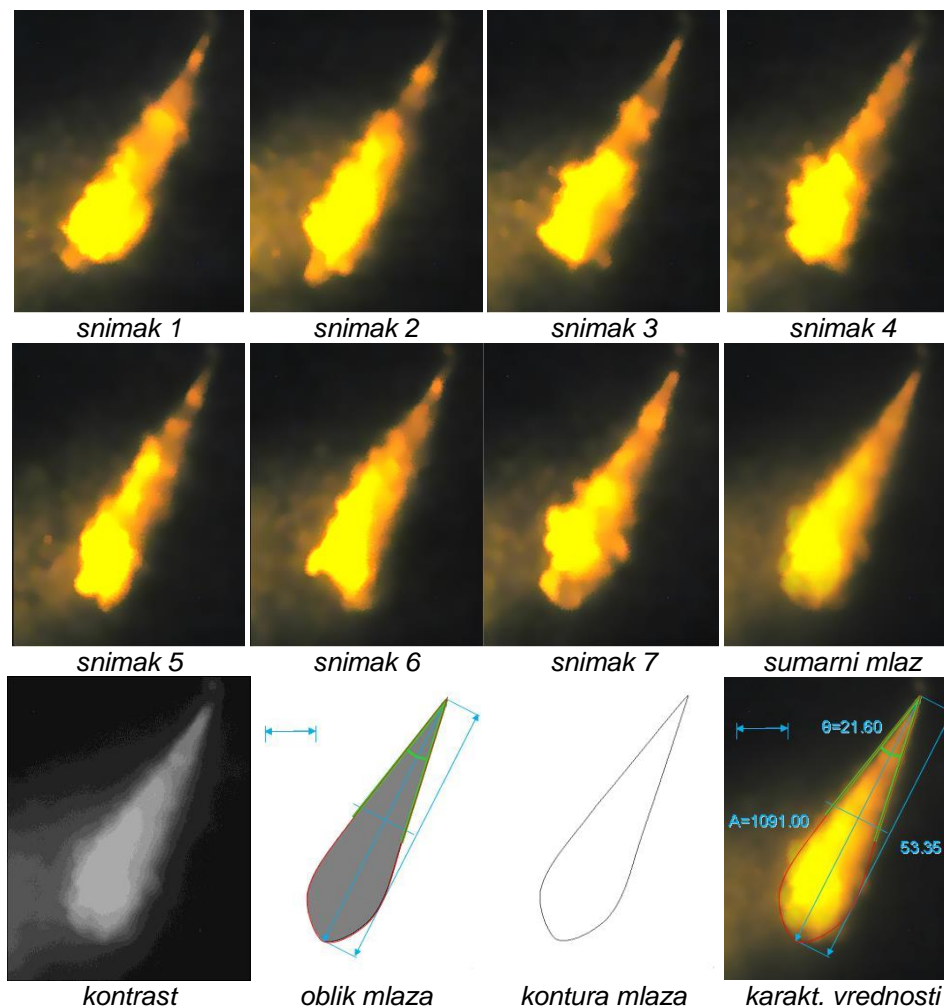
Slika 5.86. Eksperimentalna linija korišćena za vizuelizaciju mlaza goriva

Kamera se postavlja na kontrolisanom rastojanju od 135 mm od frontalnog zida komore. Na frontalnom zidu komore su postavljene kontrolne merne trake (po visini i širini) koje služe za naknadne provjere udaljenosti kamere od komore i za kontrolisanje razmera pri obradi fotografija.

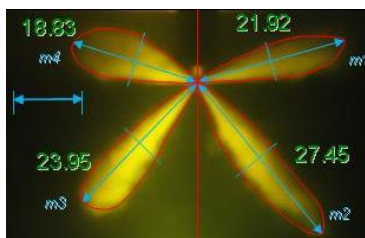


Snimanje mlaza goriva se vrši za iste kombinacije PVP, brizgača i goriva iz poglavlja 5.1. i 5.3. i to tako što se uz isto podešavanje PVP - puno opterećenje, ista sekcija PVP, ista cev PVP, isti brizgač, vrši snimanje mlaza goriva (na brojevima obrtaja 600, 800 i 1000 min⁻¹), po gorivima. Snima se mlaz pre početka kretanja igle brizgača od položaja maksimalne otvorenosti ka ležištu (pre početka zatvaranja) – ciljano u okolini maksimalnog pritiska p_{II}. Na taj način se snima puni razvoj mlaza (slično kao kod [144] - slika 5.87.).

Za svaku kombinaciju PVP, brizgača i goriva, na svakom režimu, formira se 7 – 10 fotografija mlaza (slika 5.88.a. snimak 1 do snimak 7). Dobijene fotografije su praktično ortogonalne projekcije mlaza na poprečnu ravan objektiva kamere. Ovo ne utiče na tačnost rezultata, s obzirom da isti uslovi važe za sve kombinacije PVP, brizgača i goriva, uz očuvanu tačnost geometrije postavljene aparature.



Slika 5.88.a. Primer procedure obrade snimaka mlaza goriva



Slika 5.88.b. Primer označavanja mlazeva brizgača TAM (m_1 , m_2 , m_3 i m_4)

Dimenzije (i vrednosti) uočenih makro karakteristika mlaza su, dakle, dimenzije (i vrednosti) ortogonalnih projekcija mlazeva i kao takve ih treba tretirati, dok su razlike dimenzija (i vrednosti) mlazeva predstavljene u % i odgovaraju kako ortogonalnim projekcijama, tako i stvarnim dimenzijama (i vrednostima) mlazeva. Grupe fotografija se planimetrijski “sumiraju” i obrađuju i od skupa fotografija dobija jedna, sumarna, koja predstavlja geometrijski skup tačaka ortogonalne projekcije mlaza (slika 5.88.a. – sumarni mlaz), za izabrani sistem ubrizgavanja,

gorivo i broj obrtaja.

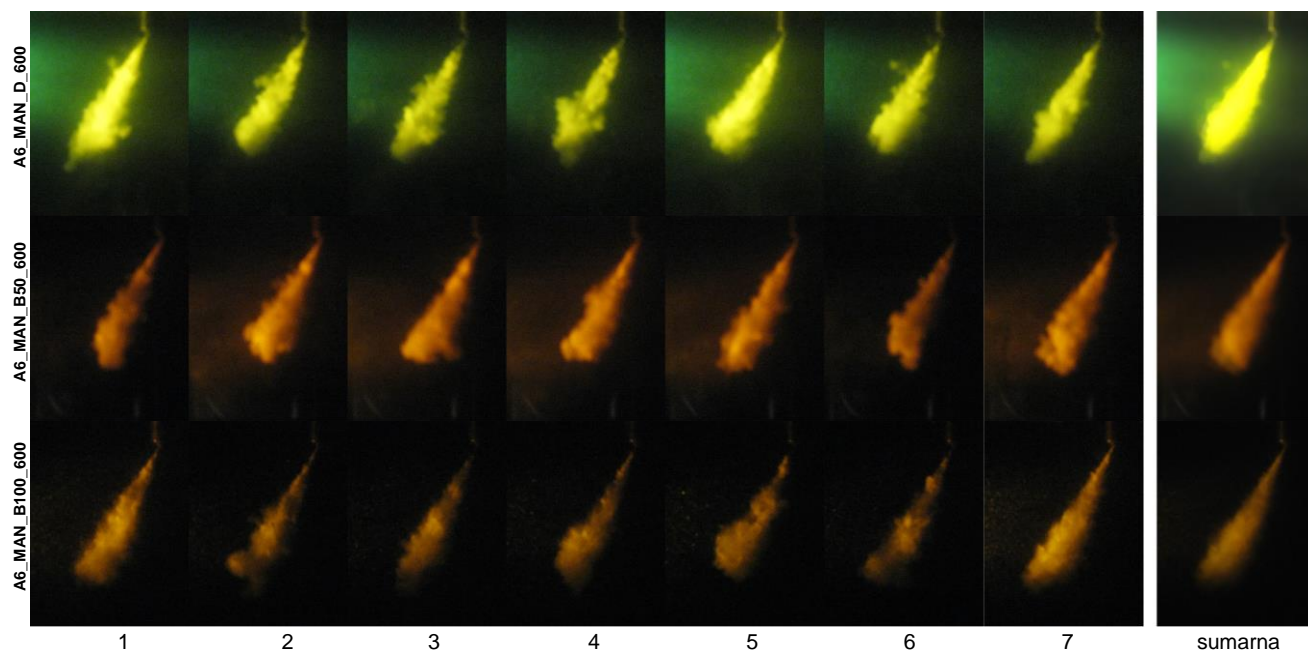
Sa sumarne fotografije se formira pogodna "kontrast fotografija" mlaza, uočava i formira oblik i kontura mlaza (slika 5.88.a. – kontrast, oblik mlaza i kontura mlaza) i mere makro karakteristike mlaza i to domet mlaza i ugao (širenja) mlaza. S obzirom da oblik mlaza nije idealno konusan, meri se ugao mlaza do polovine dužine dometa mlaza i tretira kao ugao širenja mlaza (kao i kod [136]). Linija konture mlaza, ugao (sa krakovima) i kotna linija dometa mlaza se prenose na sliku sumarnog mlaza i vrši provera (u slučaju odstupanja postupak se ponavlja dok parametri ne odgovaraju sumarnom mlazu). Kada konturna linija i domet mlaza odgovaraju sumarnom mlazu, izračunava se projektovana površina mlaza - na osnovu broja i gustine piksela (broj piksela po mm²) unutar unutrašnje površine ograničene konturnom linijom mlaza (slika 5.88.a.), slično kao i kod [33, 136].

Brizgač u oznaci TAM ima 4 (četiri) mlaznice (poglavlje 5.1.). Način označavanja mlazeva (od m1 do m4) prikazan je na slici 5.88.b. Neke specifičnosti u vezi analize karakteristika mlaza sistema A6_TAM i P4_TAM, date su u poglavljima 5.4.3. i 5.4.5.

Izmerene vrednosti i procentualne razlike se odnose na izabrani sistem ubrizgavanja, izabrana goriva i režim rada.

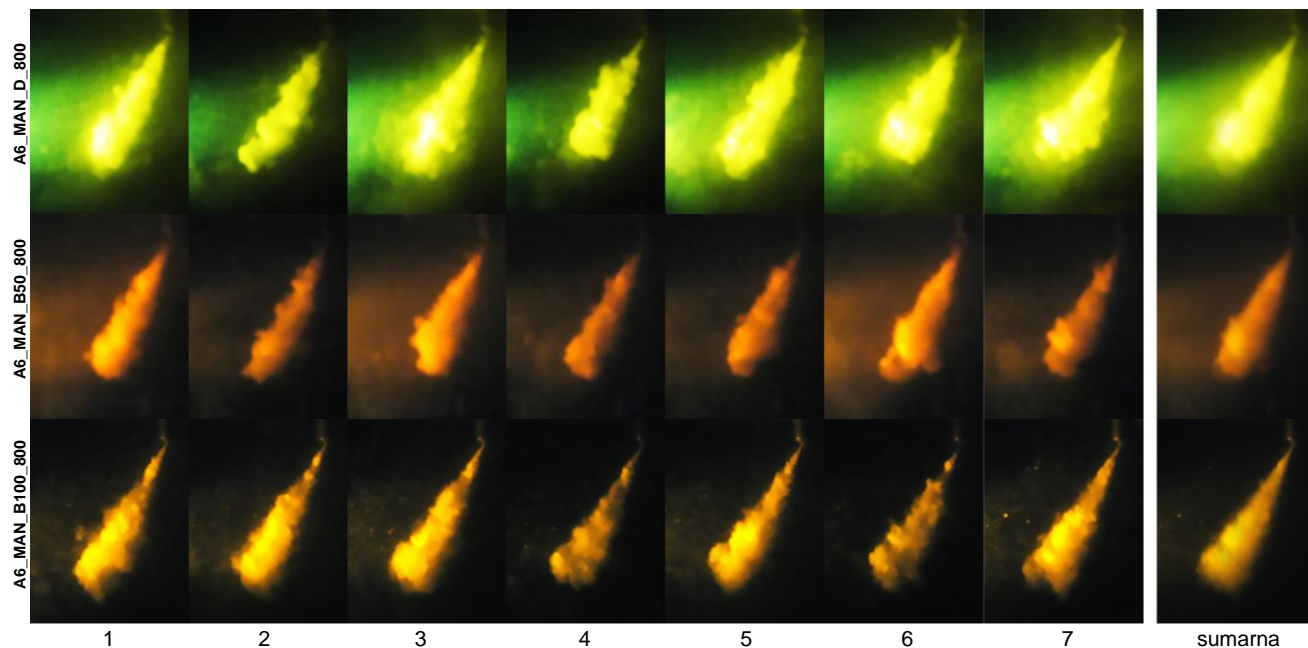
5.4.2. Karakteristike mlaza goriva – sistem ubrizgavanja A6_MAN

Fotografije snimanih mlazeva goriva (vizuaizacija mlaza) kod sistema ubrizgavanja A6_MAN pri radu sa gorivima D, B50 i B100 na 600, 800 i 1000 min⁻¹ i sumarni mlazevi, prikazani su na slikama 5.89. do 5.91., dok su rezultati (vrednosti dometa, ugla širenja i projektovane površine mlaza,) prikazani tabelom 5.4. i dijagramima na slici 5.92.

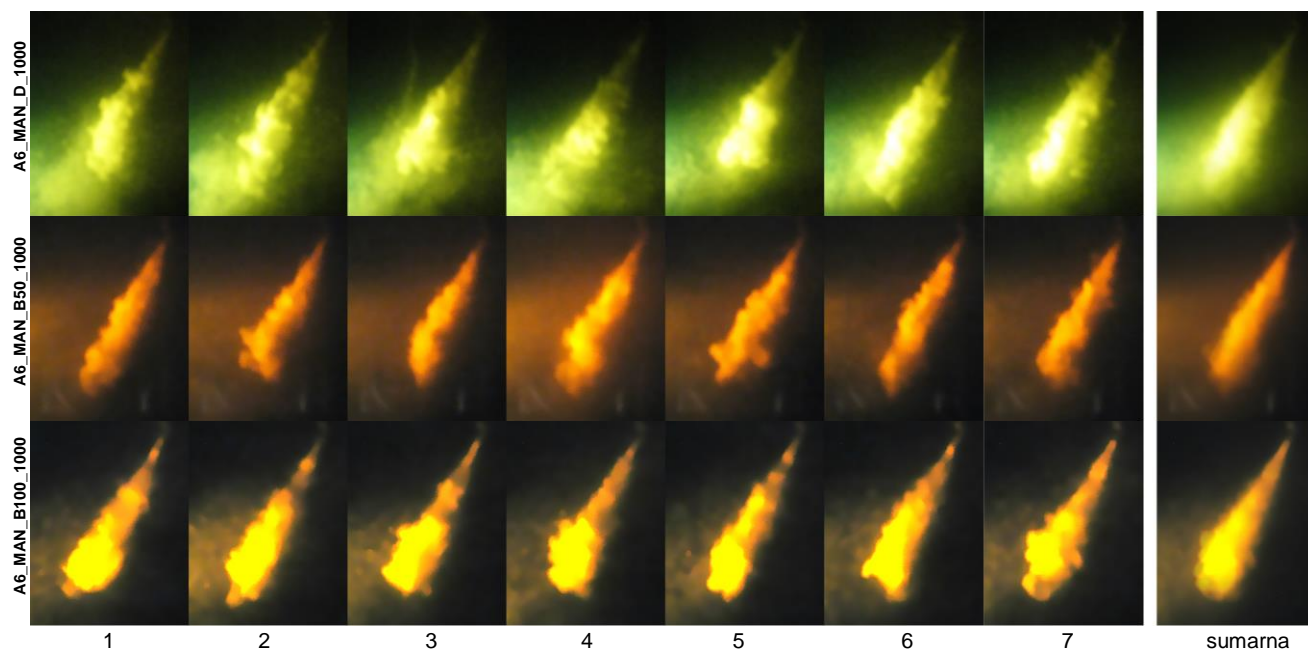


Slika 5.89. A6_MAN_D_B50_B100_600, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 600 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Analizom rezultata može se zaključiti da se domet mlaza (za sva tri goriva) povećava sa povećanjem broja obrtaja, što je direktna posledica rasta pritiska p_{II} sa rastom broja obrtaja BV (slike 5.6. do 5.11. i 5.20.).



Slika 5.90. A6_MAN_D_B50_B100_800, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 800 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz



Slika 5.91. A6_MAN_D_B50_B100_1000, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 1000 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

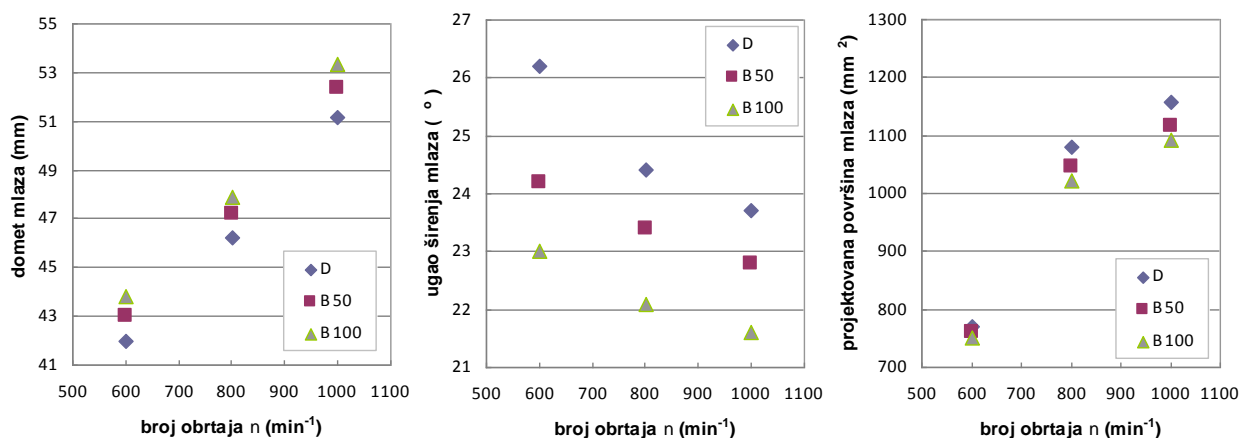
Domet mlaza B100 je duži od dometa mlaza D na svim brojevima obrtaja BV za oko 4% (slika 5.92. i tabela 5.4.). Ovo je posledica višeg pritiska p_{II} pri radu sistema ubrizgavanja sa B100 u odnosu na rad sa D, te postizanja veće brzine isticanja goriva kroz mlaznicu, a sve kao posledica veće gustine (slika 4.15.), brzine zvuka (slika 4.14.) i modula stišljivosti (slika 4.16.) kao i veće viskoznosti (tabela 2.4.) i površinskog napona [40, 75] B100 u odnosu na D. S obzirom da se ubrizgavanje vrši u tečnu sredinu (dizel gorivo) i da ne postoji uticaj okolnog vazduha (kao u realnom sistemu) - analizirani mlaz je u tečnom stanju pa se isti zaključak može

izvesti i za tendenciju prostiranja i domet zone neprekidnog mlaza (kod realnog sistema).

To praktično znači, da pri ubrizgavanju B100, u realnim uslovima, treba očekivati veću dužinu zone neprekidnog mlaza u odnosu na rad sa dizel gorivom. Ovi zaključci su saglasni sa zaključcima istraživanja [33 do 37, 57, 75, 122, 135 do 142], čime se verifikuje ovakav način sagledavanja i istraživanja dužine mlaza goriva kao jedne od makro karakteristika mlaza goriva.

Tabela 5.4. A6_MAN_D_B50_B100, karakteristike mlaza ubrizganog goriva

A6_MAN		Gorivo								
		D			B50			B100		
broj obrtaja BV	n (min ⁻¹)	600	800	1000	600	800	1000	600	800	1000
domet mlaza	L (mm)	41.97	46.21	51.17	42.98	47.20	52.35	43.80	47.87	53.35
	razlika od D (%)	-	-	-	+2.41	+2.15	+2.30	+4.36	+3.60	+4.25
ugao širenja mlaza	θ (°)	26.2	24.4	23.7	24.2	23.4	22.8	23.0	22.1	21.6
	razlika od D (%)	-	-	-	-7.6	-4.1	-3.8	-12.2	-9.4	-8.8
projektovana površina mlaza	A (mm ²)	771	1079	1157	760	1046	1115	752	1022	1091
	razlika od D (%)	-	-	-	-1.37	-3.04	-3.61	-2.47	-5.27	-5.69



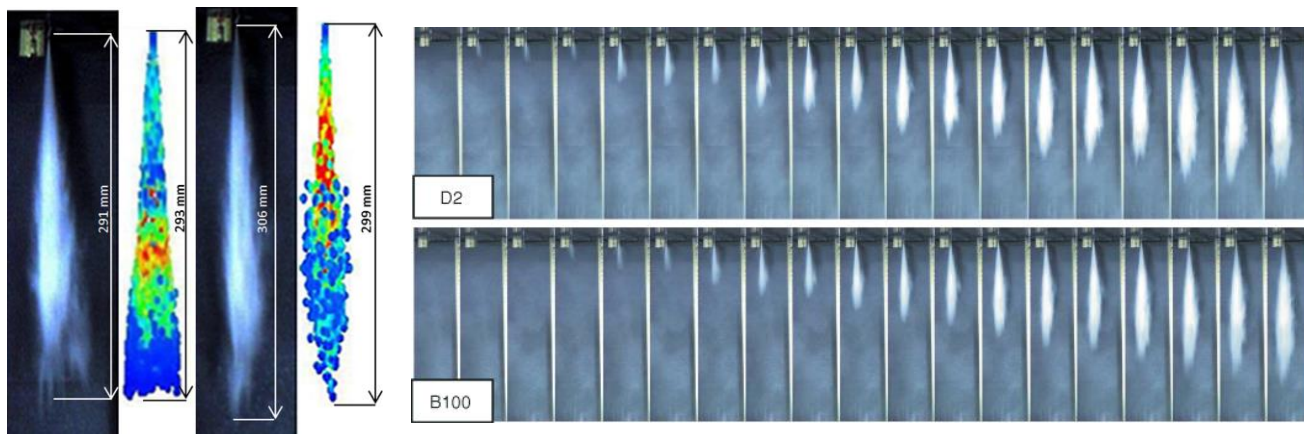
Slika 5.92. A6_MAN_D_B50_B100, domet mlaza, ugao širenja mlaza i projektovana površina mlaza za različita goriva i različite brojeve obrtaja BV, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Grupa autora [75, 122, 135] je istraživala uticaj biodizela na karakteristike rada sistema ubrizgavanja u oznaci A6_MAN i karakteristike mlaza goriva sa ubrizgavanjem u komori sa vazduhom (na sobnoj temperaturi i atmosferskom pritisku), a u [139] sa pritiskom u komori od 40 i 60 bar. Za snimanje mlaza je korišćena visokobrzinska digitalna kamera – deo snimaka je prikazan na slici 5.93. a i b.

Domet mlaza se povećava i ugao širenja mlaza je oštiji kod biodizela u odnosu na dizel gorivo [75, 122, 135]. Vrednosti za domete i uglove širenja mlazova se razlikuju od vrednosti iz tabele 5.4. što je i razumljivo s obzirom da su uslovi i sredina u kojoj se vrši ubrizgavanje – različiti, kao i da su ponašanje mlaza i reakcije okolne sredine različite. I pored toga, trend je vrlo sličan kao i razlike (%) u dometu mlaza. Na 800 min⁻¹ domet mlaza biodizela iz [75, 122, 135] je za nešto manje od 3% duži od dometa mlaza dizel goriva, dok je na 1000 min⁻¹ razlika oko 4%, što je vrlo slično sa rezultatima iz tabele 5.4.

Sa slike 5.92. i iz tabele 5.4., za sva tri goriva, uočava se da sa povećanjem broja obrtaja dolazi do smanjenja ugla širenja mlaza, što je posledica viših pritisaka ubrizgavanja na većim brojevima obrtaja, uticaja vizkoznosti i površinskog napona. Ugao širenja mlaza B100 je

manji u odnosu na D, na svim brojevima obrtaja. Razlike se kreću od oko 12% na 600 min^{-1} do oko 9% na 1000 min^{-1} . Ugao širenja mlaza B50 je veći od ugla širenja mlaza B100, a manji nego kod D i to od oko 7% na 600 min^{-1} do oko 4% na 1000 min^{-1} (tabela 5.4. i slika 5.92.).



Slika 5.93.a. Eksperimentalni i numerički rezultati izgleda mlaza na 800 min^{-1} za dizel (levo) i biodizel (desno) [75]

Slika 5.93.b. Karakteristike mlaza goriva na punom opterećenju, 1100 min^{-1} , dužina mlaza $L_D=32.5 \text{ cm}$, $L_{B100}=33.8 \text{ cm}$ [122]

Odnos ugla širenja mlaza B100 i ugla širenja mlaza D je u literaturi različito prikazan.

Kod autora koji istražuju ubrizgavanje goriva u vazduh na atmosferskom pritisku [3, 75, 122, 135, 138, 144], ugao širenja mlaza goriva opada sa porastom udela biodizela u mešavini sa dizelom. Ugao širenja mlaza B100 je manji od ugla širenja mlaza D. Kao razlozi za to, navode se razlike fizičkih svojstava biodizelskih goriva u odnosu na dizel - poput veće gustine, viskoznosti i površinskog napona, otežanog isparavanja i lošijeg raspršivanja.

U radovima u kojima je ubrizgavanje goriva u sud sa vazduhom na povišenom pritisku, ili sa regulacijom pritiska, zaključci u vezi ugla širenja mlaza su različiti.

Kod [33, 139, 140] je ugao širenja mlaza biodizelskog goriva veći u odnosu na dizel. Autori u [139] to obrazlažu razlikama u vrednostima fizičkih karakteristika goriva - veća gustina goriva - ima određeni uticaj na ugao širenja mlaza, koji je obično širi za goriva sa većom gustinom, uz naznaku da se sa povećanjem okolnog pritiska povećava i ugao širenja mlaza uz istovremeno smanjenje dometa mlaza. Kod [140] je uzrok u višem pritisku ubrizgavanja kod biodizela. Autori u [33] konstatuju da se ugao širenja mlaza povećava sa porastom udela Jatropha biodizela u mešavini, kao i da se ugao širenja mlaza povećava sa povećanjem p_{amb} za sva goriva, te da nivo koncentracije kapljica goriva raste na donjem delu mlaza, zbog većeg otpora okolnog vazduha.

Grupa autora [35, 57, 136] u svojim istraživanjima zaključuje da je ugao širenja mlaza biodizelskog goriva manji u odnosu na dizel. U [35] je od presudnog uticaja veća viskoznost i gustina biodizela uz delimičan uticaj i višeg pritiska ubrizgavanja uz konstataciju da manja viskoznost goriva povećava ugao širenja mlaza. Bitna razlika u viskoznosti ispitivanih goriva je i kod [57, 136] od prioritarnog uticaja na ugao širenja mlaza, dok pritisak ubrizgavanja nije od bitnog uticaja. Povećanje okolnog pritiska povećava ugao širenja mlaza goriva.

Pri analizi prethodno pomenutih istraživanja različitih autora i uticaja različitih parametara i veličina na ugao širenja mlaza (i drugih makro karakteristika kao i mikro karakteristika mlaza), treba imati u vidu svu raznolikost istraživanja: različiti sistemi ubrizgavanja, konfiguracija, parametri i modifikacije, različiti uslovi ispitivanja, pritisci ubrizgavanja, biodizelska goriva različitog sirovinskog porekla, korišćenje različitih polaznih jednačina i modela kao i njihove varijante prilikom modeliranja procesa i sl. šta pokazuje svu kompleksnost istraživanja makro i mikro karakteristika mlaza goriva.

Sa stanovišta analize rezultata istraživanja prikazanih tabelom 5.4. i dijagramima na slici 5.92., kao i u analizi rezultata dometa mlaza goriva, treba imati u vidu da je ubrzavanje goriva vršeno u tačnoj sredini i da su snimljeni mlazevi u tačnoj fazi, te da ih tako treba i tretirati – kao tendenciju razvoja mlaza i tendenciju razvoja zone neprekidnog mlaza (kod realnog sistema). S obzirom i na rezultate snimanja i analiza mlaza ubrizganog goriva za primere A6_TAM, P4_MAN i P4_TAM (poglavlja 5.4.3. do 5.4.5.) i tendencije koje su izražene i kod ovih primera, uzroke smanjenja ugla širenja mlaza, kod biodizela u odnosu na dizel gorivo, za iste uslove rada sistema ubrizgavanja - prvenstveno treba tražiti u različitim vrednostima viskoznosti, gustine i površinskog napona ispitivanih goriva uz napomenu da biodizel ima i viši pritisak ubrizgavanja. Na temperaturi od 20 °C površinski napon biodizela (0.0312 N/m) je oko 6.5 % veći u odnosu na dizel (0.0293 N/m) [136], dok je na 30 °C, površinski napon biodizela (0.028 N/m) oko 10 % veći u odnosu na dizel (0.0255 N/m) [60, 75, 122], odnosno čak 21.7% po [35] (za dizel 0.023 N/m, za biodizel 0.028 N/m).

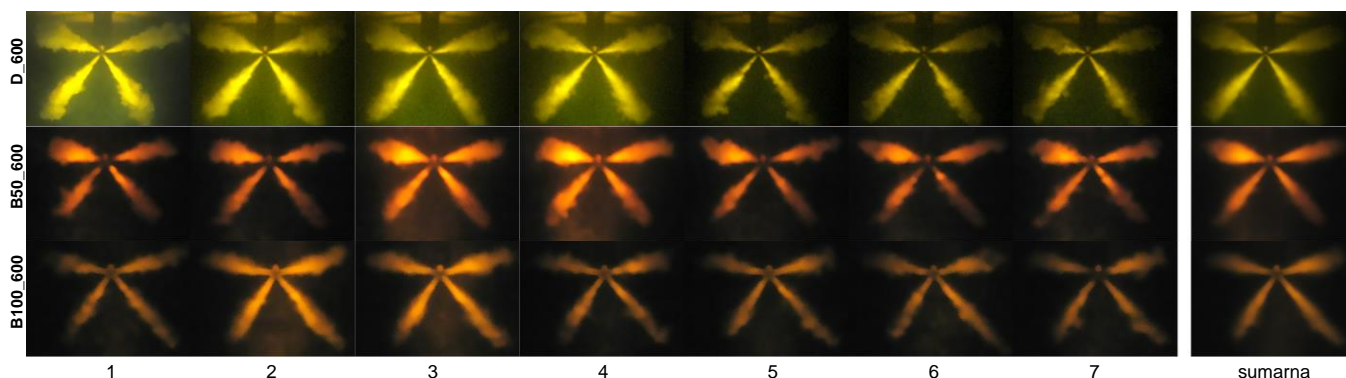
Ako viskoznost posmatramo kao otpor kojom se tečnost suprotstavlja tečenju [3], odnosno protivi pomeranju susednih slojeva tečnosti a unutrašnje trenje manifestuje kao sila viskoznosti koja deluje suprotno kretanju, i površinski napon posmatramo kao otpor tečnosti da poveća svoju površinu, zaključujemo da manja viskoznost i površinski napon goriva povećavaju ugao širenja mlaza. I jedan i drugi uticaj postoje i kod ubrizgavanja goriva u vazduh, a konačan efekt je u sprezi i sa drugim faktorima – veličina kapljica goriva (srednji Sauterov prečnik), kvalitet raspršivanja, tačka i intenzitet isparavanja goriva, tačka paljenja goriva, pritisak okolnog vazduha i sl.

Rezultati prikazani tabelom 5.4. i dijagramom na slici 5.92. pokazuju da je projektovana površina mlaza B100 manja u odnosu na D za oko 2.5% na 600 min^{-1} do nešto manje od 6% na 1000 min^{-1} . Vrednosti za B50 su između vrednosti za B100 i D. Kao i kod ugla širenja mlaza, razlozi su razlike u vrednostima fizičkih karakteristika goriva (viskoznost, gustina, površinski napon). Projektovana površine mlaza, za sva tri goriva, povećava se sa porastom broja obrtaja zbog rasta pritiska ubrizgavanja sa porastom broja obrtaja BV. Prema [136], projektovana površina mlaza je pokazatelj intenziteta mešanja goriva i okolnog vazduha a niža viskoznost goriva dovodi do povećanja ugla širenja mlaza i projektovane površine mlaza, saglasno i sa [57]. Saglasno tome, rezultati prikazani tabelom 5.4. i dijagramima na slici 5.92., koji pokazuju tendenciju smanjenja projektovane površine mlaza B100 u odnosu na D (na svim brojevima

obrta), mogu se tumačiti i kao tendencija slabijeg intenziteta mešanja B100 sa okolnim vazduhom, u odnosu na intenzitet mešanja D sa okolnim vazduhom, pri ubrizgavanjem goriva u okolni vazduh.

5.4.3. Karakteristike mlaza goriva – sistem ubrizgavanja A6_TAM

Rezultati snimanja mlaza goriva kod sistema ubrizgavanja A6_TAM pri radu sa gorivima D, B50 i B100 na 600, 800 i 1000 min⁻¹, prikazani su na slikama 5.94. do 5.97. i tabelama 5.5. do 5.7.



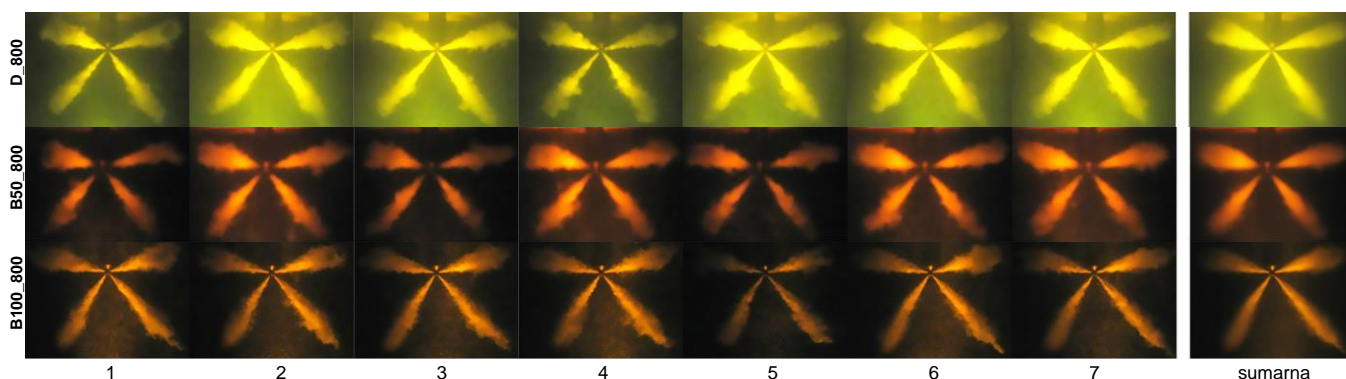
Slika 5.94. A6_TAM_D_B50_B100_600, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 600 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Tabela 5.5. A6_TAM_D_B50_B100_600, karakteristike mlaza ubrizganog goriva

A6_TAM	n = 600 min ⁻¹	Gorivo											
		D				B50				B100			
		m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4
domet mlaza	L (mm)	21.90	26.93	25.12	19.16	22.34	27.52	25.65	19.53	23.02	28.30	26.43	20.14
	razlika od D (%)	-	-	-	-	+2.04	+2.21	+2.13	+1.95	+5.13	+5.08	+5.25	+5.11
ugao širenja mlaza	θ (°)	-	25.08	25.33	-	-	23.58	23.96	-	-	21.81	22.38	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-5.97	-5.41	-	-	-13.02	-11.62	-
projektovana površina mlaza	A (mm ²)	-	299	267	-	-	282	254	-	-	270	243	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-5.6	-4.9	-	-	-9.7	-8.8	-

Brizgač u oznaci TAM ima 4 (četiri) mlaznice iste geometrije (poglavlje 5.1.). Na fotografijama su mlazevi označeni od m1 do m4 i u realnom sistemu bi njihove karakteristike trebalo da budu identične. S obzirom na mesto postavljanja kamere, na fotografijama se stiče utisak njihovih različitih geometrijskih karakteristika. To je posledica različitih uglova koje podužne ose mlazeva (m1 do m4) zaklapaju sa poprečnom ravni objektiva kamere, te usled toga i različitih ortogonalnih projekcija mlazeva na ravan paralelnu sa poprečnom ravni objektiva kamere. To otežava analizu ugla širenja mlaza i projektovane površine mlaza kod mlazeva m1 i m4, čije podužne ose zaklapaju oštriji ugao sa poprečnom ravni objektiva kamere a smer mlaza je ka poprečnoj ravni objektiva kamere. Iz tog razloga, za analizu ugla širenja mlaza i projektovane površine mlaza kod brizgača TAM, koriste se mlazevi označeni sa m2 i m3. Sve vrednosti prikazane tabelom 5.5. i dijagramima na slici 5.94. su vrednosti ortogonalnih projekcija mlazeva. Razlike u vrednostima za mlazeve B50 i B100 u odnosu na D su prikazane u % mogu se tretirati i kao razlike karakteristika mlazeva a ne samo ortogonalnih projekcija (usled očuvane geometrije postavljanja aparature).

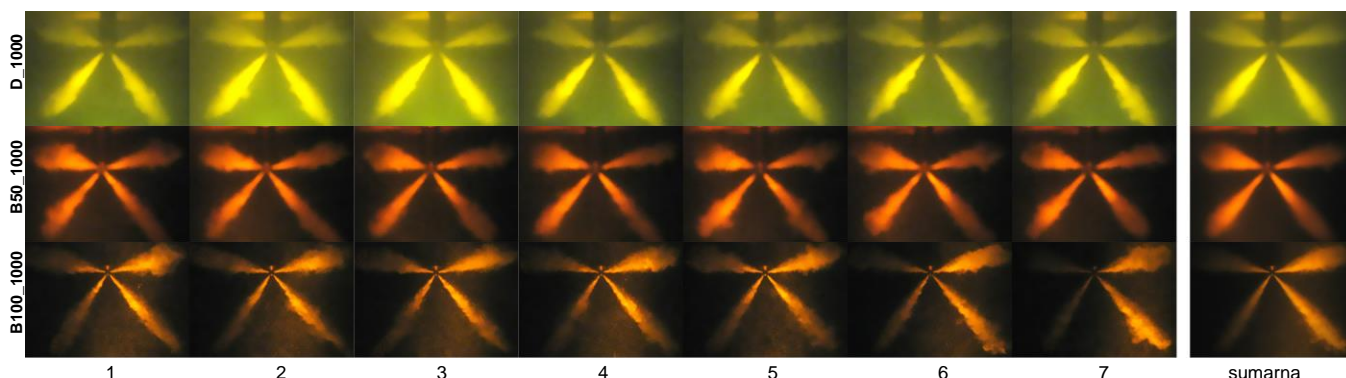
Rezultati istraživanja karakteristika sistema za ubrizgavanje goriva



Slika 5.95. A6_TAM_D_B50_B100_800, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 800 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Tabela 5.6. A6_TAM_D_B50_B100_800, karakteristike mlaza ubrizganog goriva

A6_TAM	n = 800 min ⁻¹	Gorivo											
		D				B50				B100			
		m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4
domet mlaza	L (mm)	23.40	28.77	26.65	20.44	24.10	29.82	27.57	21.14	24.76	30.61	28.42	21.72
	razlika od D (%)	-	-	-	-	+3.03	+3.65	+3.43	+3.39	+5.84	+6.38	+6.62	+6.26
ugao širenja mlaza	θ (°)	-	24.10	24.54	-	-	22.70	23.15	-	-	21.10	21.58	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-5.81	-5.65	-	-	-12.45	-12.07	-
projektovana površina mlaza	A (mm ²)	-	311	278	-	-	302	269	-	-	293	262	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-3.0	-3.0	-	-	-6.1	-5.6	-



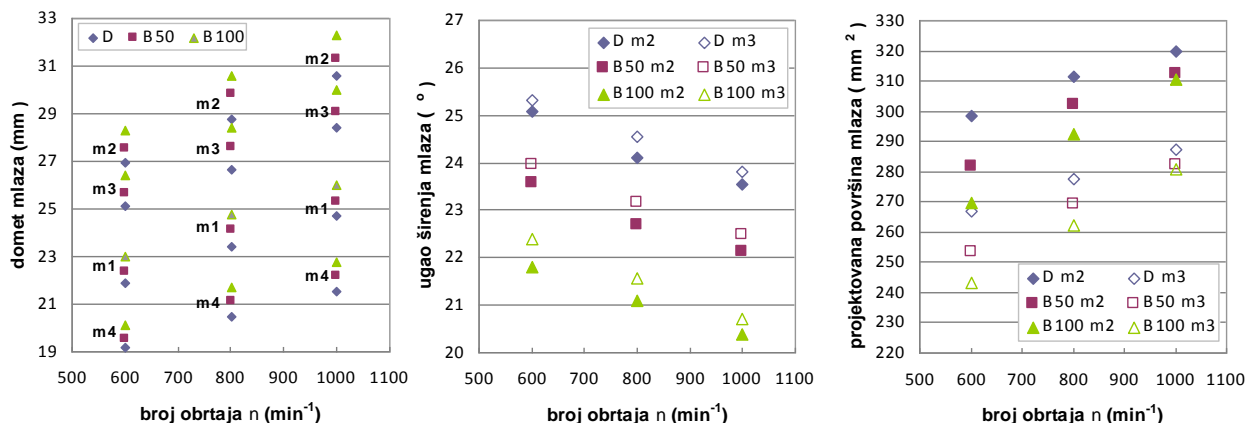
Slika 5.96. A6_TAM_D_B50_B100_1000, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 1000 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Tabela 5.7. A6_TAM_D_B50_B100_1000, karakteristike mlaza ubrizganog goriva

A6_TAM	n = 1000 min ⁻¹	Gorivo											
		D				B50				B100			
		m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4
domet mlaza	L (mm)	24.72	30.57	28.39	21.55	25.29	31.27	29.04	22.16	26.00	32.30	29.99	22.76
	razlika od D (%)	-	-	-	-	+2.28	+2.29	+2.28	+2.80	+5.17	+5.67	+5.65	+5.64
ugao širenja mlaza	θ (°)	-	23.54	23.82	-	-	22.12	22.47	-	-	20.39	20.71	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-6.01	-5.66	-	-	-13.38	-13.04	-
projektovana površina mlaza	A (mm ²)	-	320	288	-	-	312	282	-	-	310	281	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-2.4	-1.9	-	-	-3.0	-2.3	-

Dometa mlaza (za sva tri goriva) povećava se sa povećanjem broja obrtaja BV usled rasta pritiska p_{II} sa rastom broja obrtaja BV (slike 5.24. do 5.29. i 5.38.). Dometa mlaza B100 je duži od dometa mlaza D na svim brojevima obrtaja BV za oko 5-6% (slika 5.96. i tabele 5.5. do 5.7.). Ovo je posledica višeg pritiska p_{II} pri radu sistema ubrizgavanja sa B100 u odnosu na rad sa D, te postizanja veće brzine isticanja goriva kroz mlaznicu, a sve kao posledica različitih fizičkih karakteristika goriva (gustina, brzina zvuka, modula stišljivosti, viskoznosti i površinskog napona). Vrednosti za B50 su između vrednosti za B100 i D.

Sa slike 5.97. i iz tabela 5.5. do 5.7., za sva tri goriva, uočava se, da sa povećanjem broja obrtaja dolazi do smanjenja ugla širenja mlazeva (m2 i m3), što je posledica uticaja vizkoznosti, površinskog napona i viših pritisaka ubrizgavanja na većim brojevima obrtaja. Ugao širenja mlaza B100 je manji u odnosu na D, na svim brojevima obrtaja. Razlike se kreću oko 12-13%. Ugao širenja mlaza B50 je veći od ugla širenja mlaza B100, a manji nego kod D i to za oko 6%. Kao i kod sistema A6_MAN, uzroke prvenstveno treba tražiti u različitim vrednostima viskoznosti, gustine i površinskog napona ispitivanih goriva.

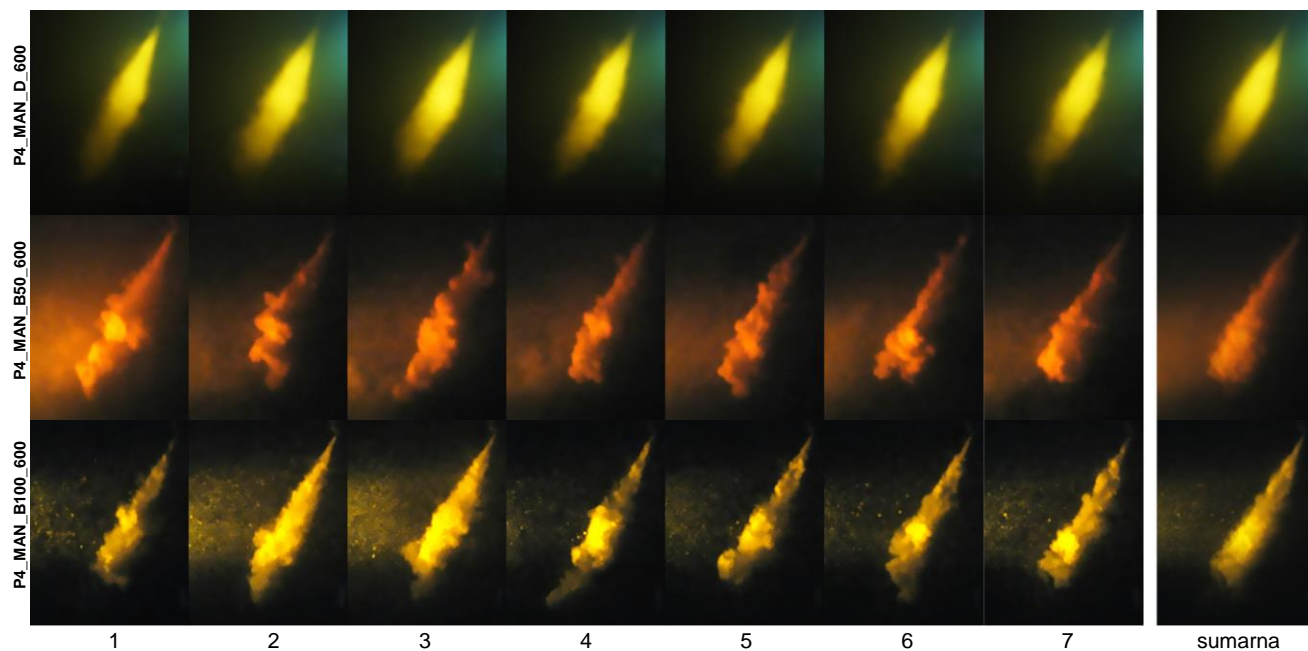


Slika 5.97. A6_TAM_D_B50_B100, domet mlaza, ugao širenja mlaza i projektovana površina mlaza za različita goriva i različite brojeve obrtaja BV, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

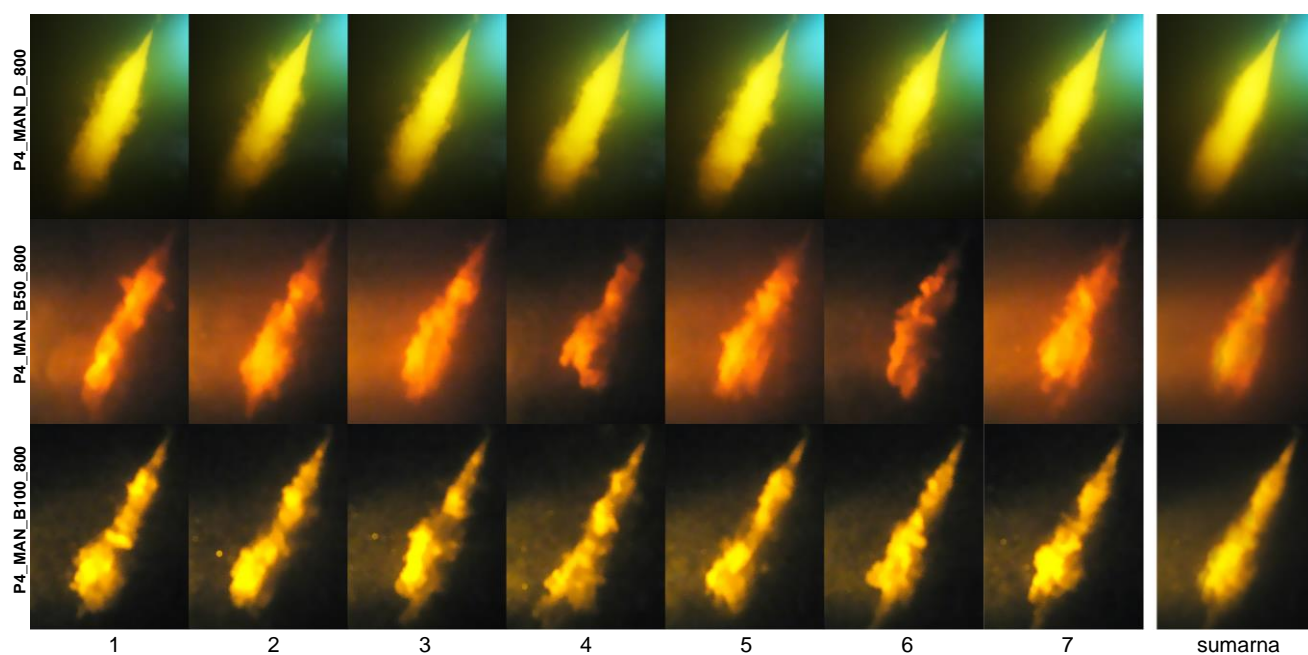
Rezultati prikazani tabelama 5.5. do 5.7. i dijagramom na slici 5.97. pokazuju da se projektovane površine mlazeva (m2 i m3), za sva tri goriva, povećavaju sa porastom broja obrtaja – usled rasta pritiska ubrizgavanja sa porastom broja obrtaja BV. Projektovane površine mlazeva (m2 i m3) B100 manje su u odnosu na D za oko 9% na 600 min⁻¹, oko 6% na 800 min⁻¹ i oko 2-3% na 1000 min⁻¹. Vrednosti za B50 su između vrednosti za B100 i D. Kao i kod ugla širenja mlaza, razlozi su razlike u vrednostima fizičkih karakteristika goriva (viskoznost, gustina, površinski napon). Kao i kod sistema ubrizgavanja A6_MAN, tendencija smanjenja projektovane površine mlaza B100 u odnosu na D (na svim brojevima obrtaja), može se tumačiti da će kod realnog ubrizgavanja u okolni vazduh, postojati tendencija slabijeg intenziteta mešanja B100 sa okolnim vazduhom u odnosu na D.

5.4.4. Karakteristike mlaza goriva – sistem ubrizgavanja P4_MAN

Rezultati snimanja mlaza goriva kod sistema ubrizgavanja P4_MAN pri radu sa gorivima D, B50 i B100 na 600, 800 i 1000 min^{-1} , prikazani su na slikama 5.98. do 5.101. i u tabeli 5.8.



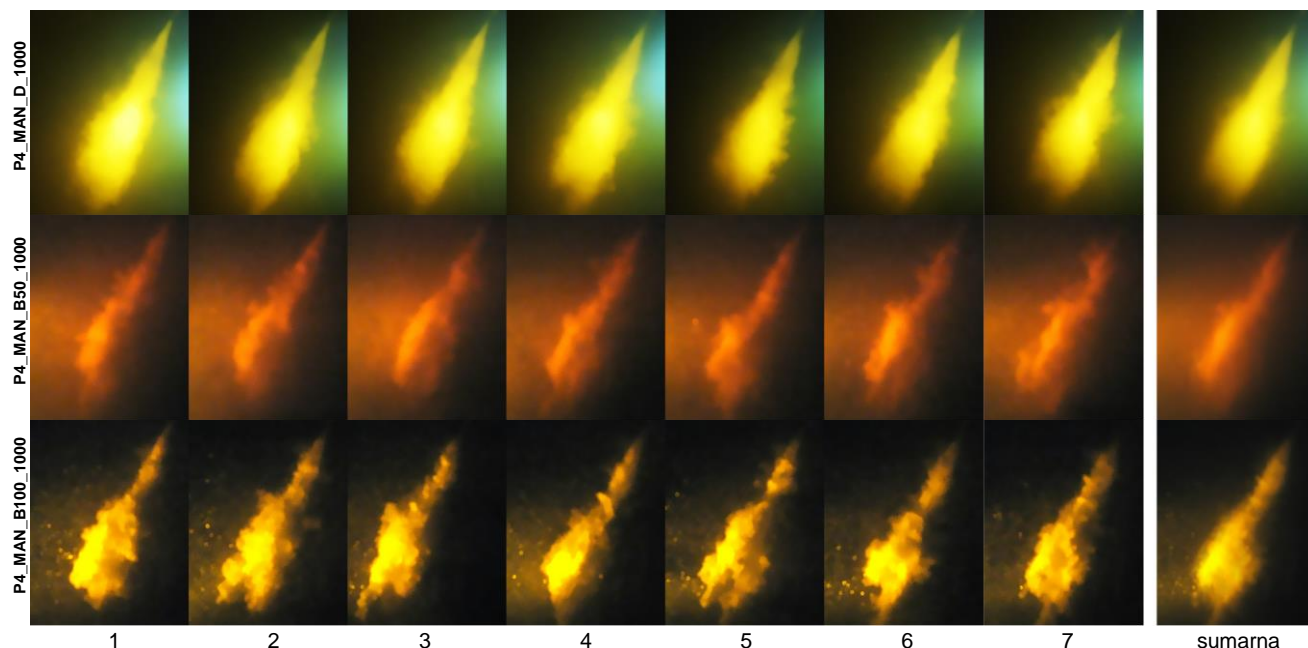
Slika 5.98. P4_MAN_D_B50_B100_600, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 600 min^{-1} , pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz



Slika 5.99. P4_MAN_D_B50_B100_800, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 800 min^{-1} , eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Domet mlaza (za sva tri goriva) povećava se sa povećanjem broja obrtaja, što je direktna posledica rasta pritiska p_{II} sa rastom broja obrtaja BV (slike 5.42. do 5.47. i 5.58.). Domet mlaza B100 je duži od dometa mlaza D na svim brojevima obrtaja BV za oko 5% (slika 5.101. i tabela 5.8.). Kao i kod prethodnih sistema ubrizgavanja, ovo je posledica višeg pritiska p_{II} pri radu sistema ubrizgavanja sa B100 u odnosu na rad sa D, odnosno razlika u vrednostima fizičkih karakteristika goriva (gustina, brzina zvuka, modul stišljivosti, viskoznost i površinski

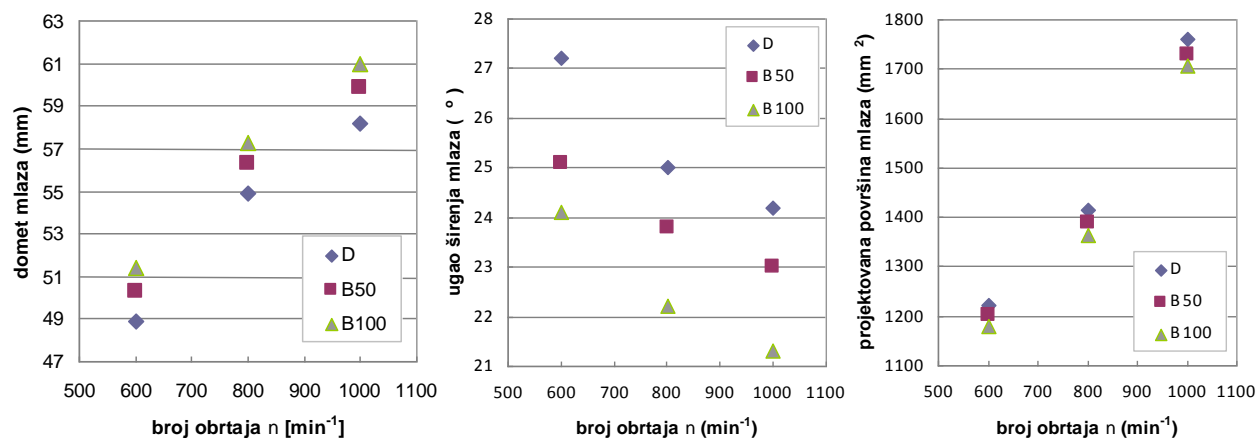
napon). Vrednosti za B50 su između vrednosti za B100 i D.



Slika 5.100. P4_MAN_D_B50_B100_1000, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 1000 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Tabela 5.8. P4_MAN_D_B50_B100, karakteristike mlaza ubrizganog goriva

P4_MAN		Gorivo								
		D			B50			B100		
broj obrtaja BV	n (min ⁻¹)	600	800	1000	600	800	1000	600	800	1000
domet mlaza	L (mm)	48.90	54.86	58.20	50.29	56.28	59.88	51.43	57.24	60.98
	razlika od D (%)	-	-	-	+2.83	+2.59	+2.88	+5.16	+4.34	+4.78
ugao širenja mlaza	θ (°)	27.2	25.0	24.2	25.1	23.8	23.0	24.1	22.2	21.3
	razlika od D (%)	-	-	-	-7.7	-4.8	4.9	-11.4	-11.2	-11.9
projektovana površina mlaza	A (mm ²)	1221	1414	1761	1202	1390	1730	1180	1362	1706
	razlika od D (%)	-	-	-	-1.57	-1.66	-1.76	-3.36	-3.62	-3.10



Slika 5.101. P4_MAN_D_B50_B100, domet mlaza, ugao širenja mlaza i projektovana površina mlaza za različita goriva i različite brojeve obrtaja BV, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

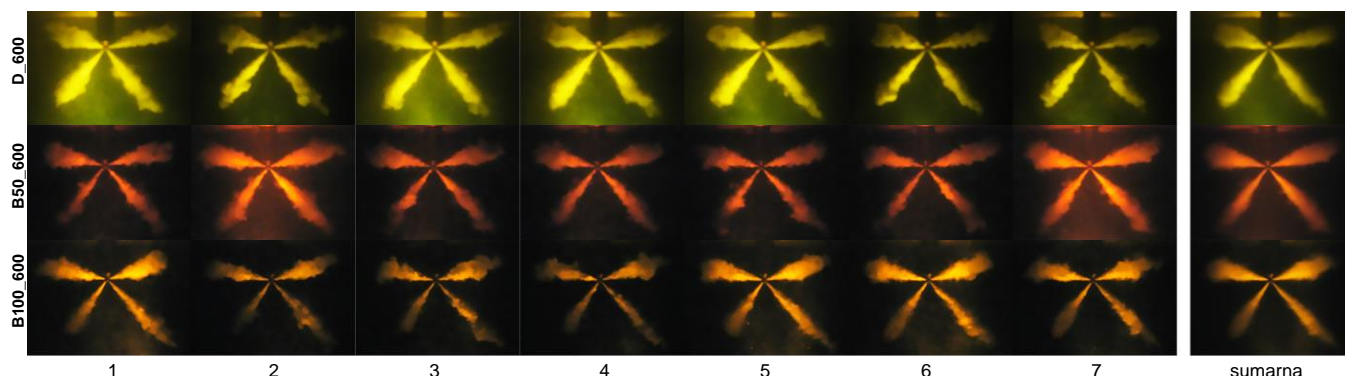
Ugao širenja mlaza B100 je manji (uži) u odnosu na D. Razlike se kreću oko 11-12% za brojeve obrtaja 600, 800 i 1000 min⁻¹. Ugao širenja mlaza B50 je širi u odnosu na B100 a uži u odnosu na D. Razlike u vrednostima ugla širenja mlaza B50 u odnosu na D su od oko 5 do 8%.

Projektovana površina mlaza B100 manja je u odnosu na D za oko 3%. Projektovana površina mlaza B50 veća je u odnosu na B100, a manja u odnosu na D za nešto manje od 2%. Kao i kod ugla širenja mlaza, razlozi su razlike u vrednostima fizičkih karakteristika goriva

(viskoznost, gustina, površinski napon). Kao i kod prethodnih sistema ubrizgavanja, tendencija smanjenja projektovane površine mlaza B100 u odnosu na D (na svim brojevima obrtaja), može se tumačiti da će kod realnog ubrizgavanja u okolni vazduh, postojati tendencija slabijeg intenziteta mešanja B100 sa okolnim vazduhom u odnosu na D.

5.4.5. Karakteristike mlaza goriva – sistem ubrizgavanja P4_TAM

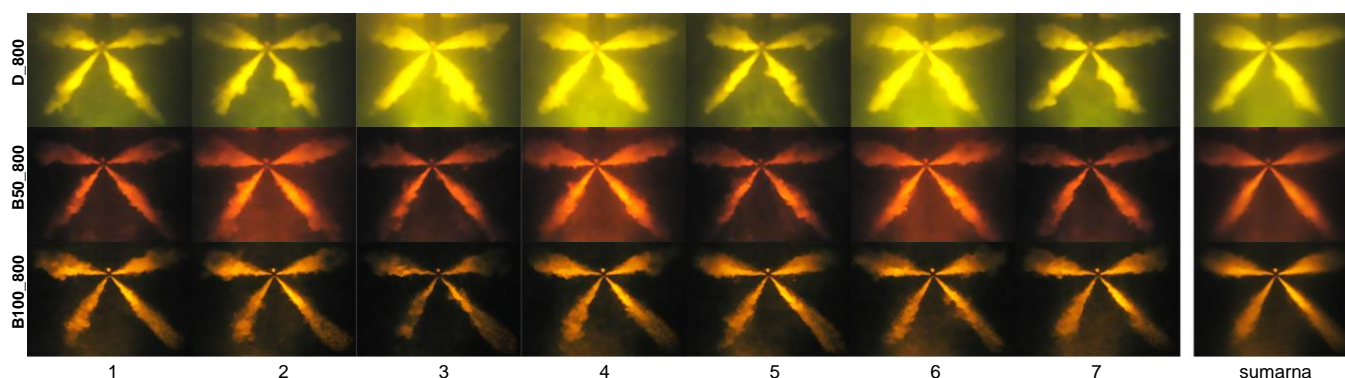
Rezultati snimanja mlaza goriva kod sistema P4_TAM pri radu sa izabranim gorivima, na 600, 800 i 1000 min⁻¹, prikazani su na slikama 5.102. do 5.105. i tabelama 5.9. do 5.11.



Slika 5.102. P4_TAM_D_B50_B100_600, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 600 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Tabela 5.9. P4_TAM_D_B50_B100_600, karakteristike mlaza ubrizganog goriva

P4_TAM	n = 600 min ⁻¹	Gorivo											
		D				B50				B100			
		m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4
domet mlaza	L (mm)	21.92	27.45	23.95	18.83	22.57	28.15	24.71	19.40	23.45	29.20	25.60	20.00
	razlika od D (%)	-	-	-	-	+2.97	+2.55	+3.14	+3.03	+6.98	+6.36	+6.87	+6.20
ugao širenja mlaza	θ (°)	-	24.70	25.80	-	-	21.16	21.97	-	-	18.31	19.07	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-14.33	-14.86	-	-	-25.89	-26.09	-
projektovana površina mlaza	A (mm ²)	-	293	241	-	-	279	230	-	-	261	217	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-4.7	-4.3	-	-	-10.9	-9.9	-

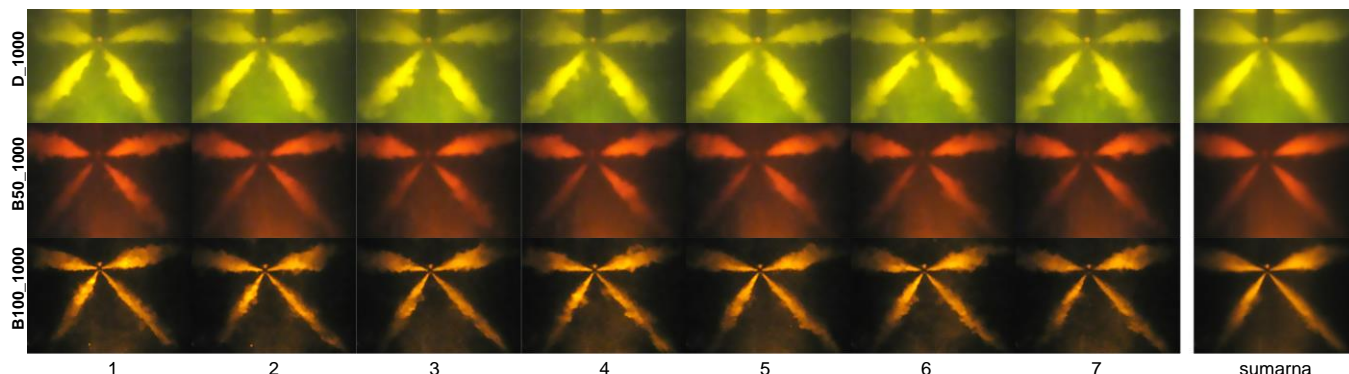


Slika 5.103. P4_TAM_D_B50_B100_800, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 800 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Tabela 5.10. P4_TAM_D_B50_B100_800, karakteristike mlaza ubrizganog goriva

P4_TAM	n = 800 min ⁻¹	Gorivo											
		D				B50				B100			
		m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4
domet mlaza	L (mm)	23.14	28.93	25.56	20.10	23.57	29.34	25.99	20.49	24.12	30.11	26.60	20.86
	razlika od D (%)	-	-	-	-	+1.84	+1.42	+1.66	+1.95	+4.20	+4.08	+4.07	+3.80
ugao širenja mlaza	θ (°)	-	22.22	23.11	-	-	20.24	21.08	-	-	17.27	18.11	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-8.93	-8.77	-	-	-22.28	-21.64	-
projektovana površina mlaza	A (mm ²)	-	305	253	-	-	285	236	-	-	266	220	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-6.86	-6.59	-	-	-13.1	-13.2	-

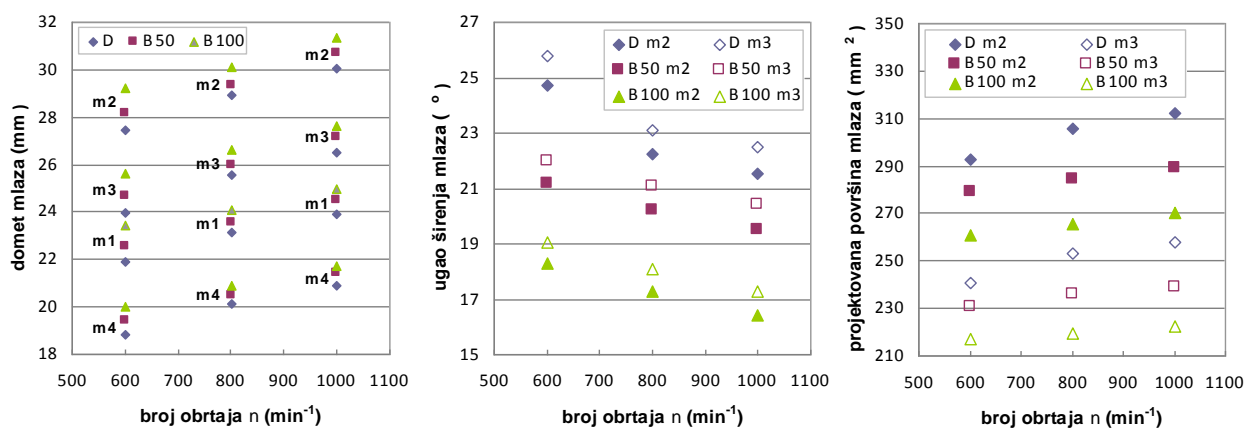
Analizom razlika dometa mlaza goriva B100, B50 i D obuhvaćena su sva četiri mlaza (m1, m2, m3 i m4), dok su za analizu ugla širenja mlaza i projektovane površine mlaza sagledavani mlazevi m2 i m3, iz istih razloga kao i kod sistema A6_TAM.



Slika 5.104. P4_TAM_D_B50_B100_1000, izgled mlaza pri ubrizgavanju goriva D, B50 i B100 na 1000 min⁻¹, pojedinačni snimci i sumarni izgled mlaza, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Tabela 5.11. P4_TAM_D_B50_B100_1000, karakteristike mlaza ubrizganog goriva

P4_TAM	n = 1000 min ⁻¹	Gorivo											
		D				B50				B100			
		m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4	m1	m2	m3	m4
domet mlaza	L (mm)	23.88	30.06	26.52	20.90	24.50	30.66	27.15	21.44	24.96	31.35	27.61	21.69
	razlika od D (%)	-	-	-	-	+2.59	+2.00	+2.38	+2.58	+4.49	+4.29	+4.13	+3.77
ugao širenja mlaza	θ (°)	-	21.52	22.48	-	-	19.51	20.40	-	-	16.43	17.29	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-9.34	-9.25	-	-	-23.65	-23.08	-
projektovana površina mlaza	A (mm ²)	-	312	258	-	-	289	239	-	-	270	222	-
	razlika od D (%)	-	-	-	-	-	-7.4	-7.3	-	-	-13.4	-13.6	-



Slika 5.105. P4_TAM_D_B50_B100, domet mlaza, ugao širenja mlaza i projektovana površina mlaza za različita goriva i različite brojeve obrtaja BV, eksperimentalni rezultati – uporedni prikaz

Kao i kod prethodnih sistema ubrizgavanja, domet mlaza (za sva tri goriva) povećava se sa povećanjem broja obrtaja BV usled rasta pritiska p_{II} sa rastom broja obrtaja BV (slike 5.62. do 5.67. i 5.78.). Domet mlaza B100 je duži od dometa mlaza D za oko 6-7% na 600 min⁻¹, a za oko 4% na 800 i 1000 min⁻¹ (slika 5.105. i tabele 5.9. do 5.11.), iz istih razloga kao i kod prethodnih sistema ubrizgavanja (A6_MAN, A6_TAM i P4_MAN). Vrednosti za B50 su između vrednosti za B100 i D.

Za sva goriva, sa povećanjem broja obrtaja dolazi do smanjenja ugla širenja mlazeva (m2 i m3), što je posledica uticaja vizkoznosti, površinskog napona i viših pritisaka ubrizgavanja na većim brojevima obrtaja (slika 5.105. i tabele 5.9. do 5.11.). Ugao širenja mlaza B100 je manji u odnosu na D, na svim brojevima obrtaja. Razlike se kreću oko 26% na 600 min⁻¹, oko

Rezultati istraživanja karakteristika sistema za ubrizgavanje goriva

22% na 800 min^{-1} i oko 23% na 1000 min^{-1} . Ugao širenja mlaza B50 je manji (uži) u odnosu na D za oko 14% na 600 min^{-1} , za oko 9% na 800 min^{-1} i za nešto više od 9% na 1000 min^{-1} . Kao i kod prethodnih sistema, uzroke prvenstveno treba tražiti u različitim vrednostima viskoznosti, gustine i površinskog napona ispitivanih goriva.

Projektovane površine mlazeva (m2 i m3) se, za sva tri goriva, povećavaju sa porastom broja obrtaja (slika 5.105.). Projektovane površine mlazeva (m2 i m3) B100 manje su u odnosu na D za oko 10% na 600 min^{-1} a za oko 13% na 800 i 1000 min^{-1} . Vrednosti za B50 su između vrednosti za B100 i D. Razlozi su identični kao i kod prethodno analiziranih sistema ubrizgavanja.

6.

ZAVRŠNA RAZMATRANJA

6.1. ANALIZA REZULTATA ISTRAŽIVANJA I ZAKLJUČCI

Da bi gorivo biljnog porekla, kao alternativno tečno gorivo konvencionalnom dizel gorivu, moglo da se primenjuje u dizel motorima, mora da ispuni niz zahteva. Neki od njih se tiču karakteristika goriva i ograničeni su odgovarajućim standardima. Iako standardizovano, alternativno gorivo se mora sagledati i kroz upotrebu u dizel motorima, sa svim aspektima koji iz toga proističu. Zahtevi koji se postavljaju alternativnim gorivima u vezi primene kao goriva za motore SUS (poglavlje 2.), mogu se generalizovati kroz mogućnost da alternativno gorivo u odnosu na konvencionalno dizel gorivo ili ima prednosti ili ne velike nedostatke.

Sirovinska baza za dobijanje biljnih ulja i goriva koja se dobijaju na bazi biljnih ulja je prilično široka. Nije oslonjena na jednu ili nekoliko kultura, uglavnom zavisi od podneblja, klime, sastava i kvaliteta zemljišta i lokalnih, tradicionalnih navika i specifičnosti, što ovakvu sirovinsku bazu lišava monopolističkog uticaja a potencijalne izvore alternativnih goriva čini široko dostupnim.

Istraživanja u vezi primene čistih biljnih ulja, različitih mešavina dizel goriva i biljnih ulja i goriva koja se dobijaju na bazi biljnih ulja (kao goriva dizel motora), dala su različite rezultate - što je posledica različitih karakteristika goriva na bazi biljnih ulja i različitih tipova dizel motora (poglavlje 2.). Istraživanja su vođena u dva osnovna pravca: prilagođavanje motora biljnom ulju i prilagođavanje biljnog ulja motoru.

Zbog povoljnih karakteristika (npr. niži sadržaj nezasićenih masnih kiselina i

eksploatacija u zimskim uslovima) u odnosu na druga biljna ulja, ulje repice se izdvaja kao jedno od najpodesnijih biljnih ulja za korišćenje u dizel motorima i to, direktno kao gorivo ili sirovina za dobijanje goriva (njegovog metil ili etilestra). Dosadašnja istraživanja upotrebe ulja repice kao goriva, pokazala su da su najbolji rezultati postignuti kod dizel motora modificovanih prema Elsbet principu i kod dizel motora sa vihornom komorom i nadpunjenjem. Čisto ulje repice (i dr. biljna ulja), potencijalno ostaje alternativno gorivo samo za prilagođene motore i predmet je daljih istraživanja kako u oblasti optimizacije rada motora sa biljnim uljima, tako i u oblasti poboljšanja biljnih ulja kao goriva.

Najbolji rezultati prilagođavanja biljnog ulja motoru, postignuti su hemijskim promenama biljnih ulja u pravcu smanjivanja njihovih molekula. Katalitičkom razgradnjom strukture biljnih ulja alkoholom (najčešće etanol ili metanol), tzv. estrifikacijom ulja, dobija se gorivo različitih karakteristika u odnosu na osnovna ulja, a bliskih u odnosu na konvencionalno dizel gorivo, sa nazivom u čijem prefiksu stoji etil ili metilestar (na.pr. metilestar ulja repice) – komercijalno poznato kao biodizel, sa u nazivu, izraženom asocijacijom na konvencionalno dizel gorivo i svoje (biljno) poreklo.

Sagledavajući istraživanja rada dizel motora sa biodizelom u odnosu na rad sa dizel gorivom (poglavlje 2.), uočene su izvesne razlike u izlaznim karakteristikama motora sa povećanjem udela biodizela u mešavini sa dizel gorivom (pad efektivne snage i momenta, povećana efektivna specifična i časovna potrošnja goriva). Takođe, postoji i efekat koji utiče na emisiju izduvnih gasova iz motora.

Da bi se na ove efekte moglo uticati u pozitivnom smislu, neophodno je da procesi koji se odvijaju u sistemima za dopremanje goriva, procesi ubrizgavanja, obrazovanja smeše i sagorevanja biodizela, kao i emisione karakteristike, budu potpuno proučeni i jasni.

U tom cilju, izvršena je analiza rada izabranog sistema ubrizgavanja (poglavlje 3.) i sagledavanje potencijalnih uzročnika razlika u radu sistema za ubrizgavanje goriva kod dizel motora kada se kao pogonsko gorivo koristi biodizel (i mešavine) u odnosu na rad sa dizel gorivom. Ova analiza je predstavila brzinu zvuka, gustinu i modul stišljivosti, kao fizičke karakteristike goriva, od bitnog uticaja na rad sistema za ubrizgavanje goriva. Poznavanje vrednosti ovih fizičkih karakteristika goriva u zavisnosti od pritiska i temperature, bitno je sa aspekta predikcije, regulacije i modeliranja rada sistema ubrizgavanja goriva.

S obzirom na tendenciju povećanja pritiska ubrizgavanja kod savremenih sistema ubrizgavanja goriva, jedan od ciljeva ovog rada je bio i eksperimentalno određivanje vrednosti brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti ispitivanih goriva za radne pritiske do 1600 bar.

Istraživači koji su prepoznali značaj poznavanja ovih karakteristika goriva za rad sistema ubrizgavanja i dizel motora u celini (poglavlje 4.), iste su određivali uglavnom na aparaturama koje su zasnovane na principu konstantne mase i promenljive zapremine fluida. Ovakav pristup, metode i tehnike merenja, imaju realno ograničenje upotrebe na pritiscima iznad 500 (600) bar,

usled pojava curenja, kapanja ili vlaženja, odnosno gubitka ispitivanog fluida i usled toga pojave neprihvatljive greške u merenjima.

U cilju određivanja brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti ispitivanih goriva (ulje repice, B100, B50 i D - poglavlje 4.2.) za radne pritiske do 1600 bar, u radu je predstavljena sopstvena ideja o načinu merenja ovih veličina, zasnovana na principu konstantne zapremine, a promenljive mase fluida, i na osnovu koje je osmišljena metoda merenja i izrađena potpuno originalna aparatura (poglavlje 4.).

Treba naglasiti da je navedena metoda odgovarajuća za merenja u cilju određivanja brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti i drugih tečnih fluida (na primer hidraulička ulja) i da, praktično, nema ograničenja ni u pogledu radnih pritisaka. Izrađena aparatura je dimenzionisana za radne pritiske do 1600 bar, ali se na isti način može formirati aparatura i za više radne pritiske. Ove činjenice daju univerzalni karakter korišćene metode. Takođe, metoda je i potpuno nedestruktivna.

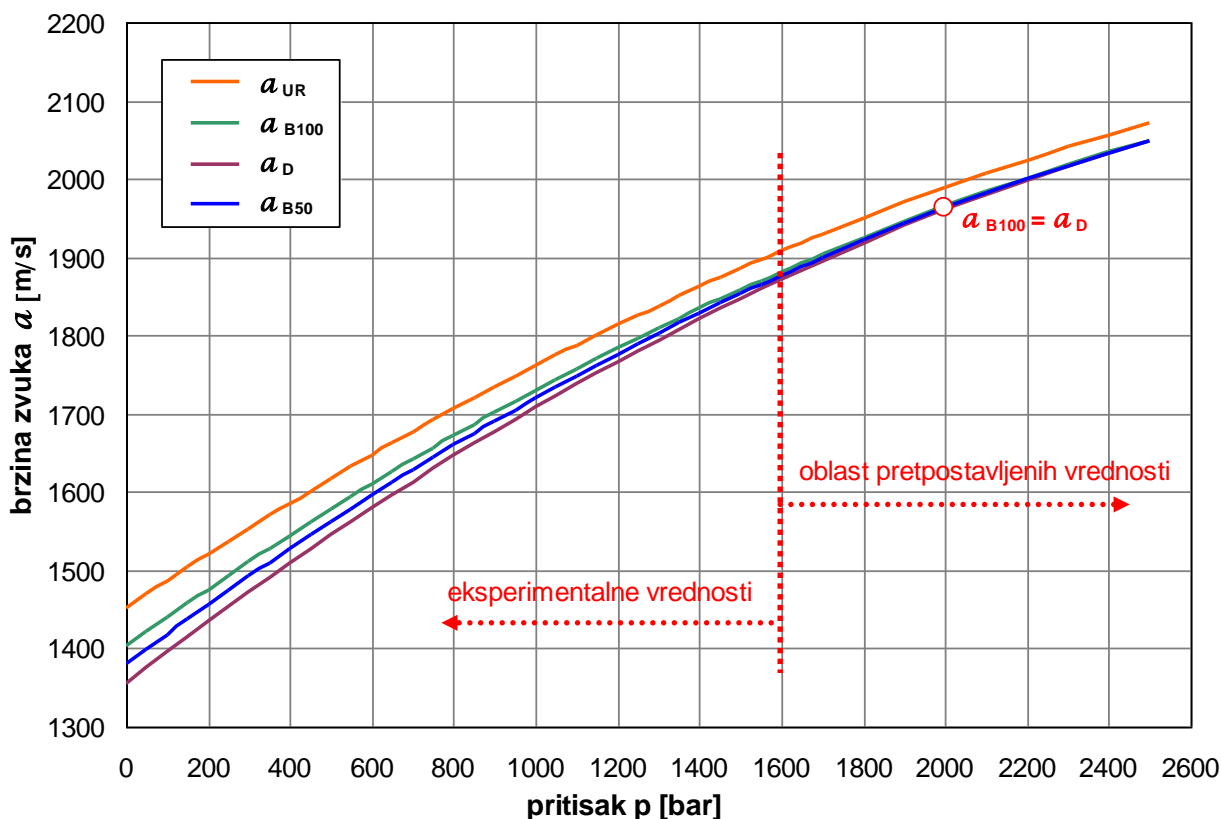
Izvedena istraživanja opisana u poglavlju 4., pokazuju značajan rast brzine zvuka i modula stišljivosti (posebno) i umereni rast gustine, sa rastom pritiska ispitivanih goriva (slike 4.14., 4.15. i 4.17. i tabela 6.1.). Pri tom, na osnovu podataka iz literature [102 do 110, 114 do 117, 122, 123, 135, 145], može se uočiti da vrednosti brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti opadaju sa porastom temperature fluida.

Tabela 6.1. Uporedne karakteristike ispitivanih goriva

Karakteristika	Gorivo	Pritisak (bar)		Razlika (%)
		atmosferski	1600	
Brzina zvuka a (m/s)	UR	1453	1908	+31.31
	B100	1400	1883	+34.50
	B50	1378	1881	+36.50
	D	1353	1876	+38.65
Gustina ρ (kg/m ³)	UR	913	974	+6.67
	B100	880	942	+7.04
	B50	859	923	+7.45
	D	839	905	+7.87
Modul stišljivosti E (10 ⁹ Pa)	UR	1.929	3.544	+83.72
	B100	1.724	3.343	+93.91
	B50	1.629	3.263	+100.31
	D	1.537	3.184	+107.16
Transmisiono vreme za CVP dužine 1 m t (μ s)	UR	688	524	-23.84
	B100	714	531	-25.63
	B50	726	532	-26.72
	D	739	533	-27.88

Na osnovu određenih rezultata zaključuje se da brzina zvuka za sva četiri goriva raste sa porastom radnog pritiska - kod ulja repice za 31.31 %, kod B100 za 34.5 %, kod B50 za 36.5 % i kod dizel goriva 38.65 % (vrednosti važe za opseg pritiska od atmosferskog do 1600 bar). Vrednosti brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti rastu sa porastom učešća biodizela u mešavinama. Goriva sa inicijalno većom brzinom zvuka (pri atmosferskom pritisku) imaju manji

procentualni rast brzine zvuka u opsegu od atmosferskog do pritiska od 1600 bar. Razlike u vrednostima brzine zvuka između ispitivanih goriva se smanjuju sa porastom radnog pritiska. Na osnovu eksperimentalno određenih vrednosti brzine zvuka ispitivanih goriva a_{UR} , a_{B100} , a_{B50} i a_D , na pritiscima do 1600 bar (poglavlje 4.4.4. - slika 4.13. i prilog 4-1) i funkcionalnih zavisnosti brzine zvuka a od pritiska p , po gorivima, $a = a(p)$ (j-ne 4-10), uslovno možemo predvideti vrednosti brzine zvuka ispitivanih goriva za pritiske više od 1600 bar - do oko 2500 (2600) bar (slika 6.1.).



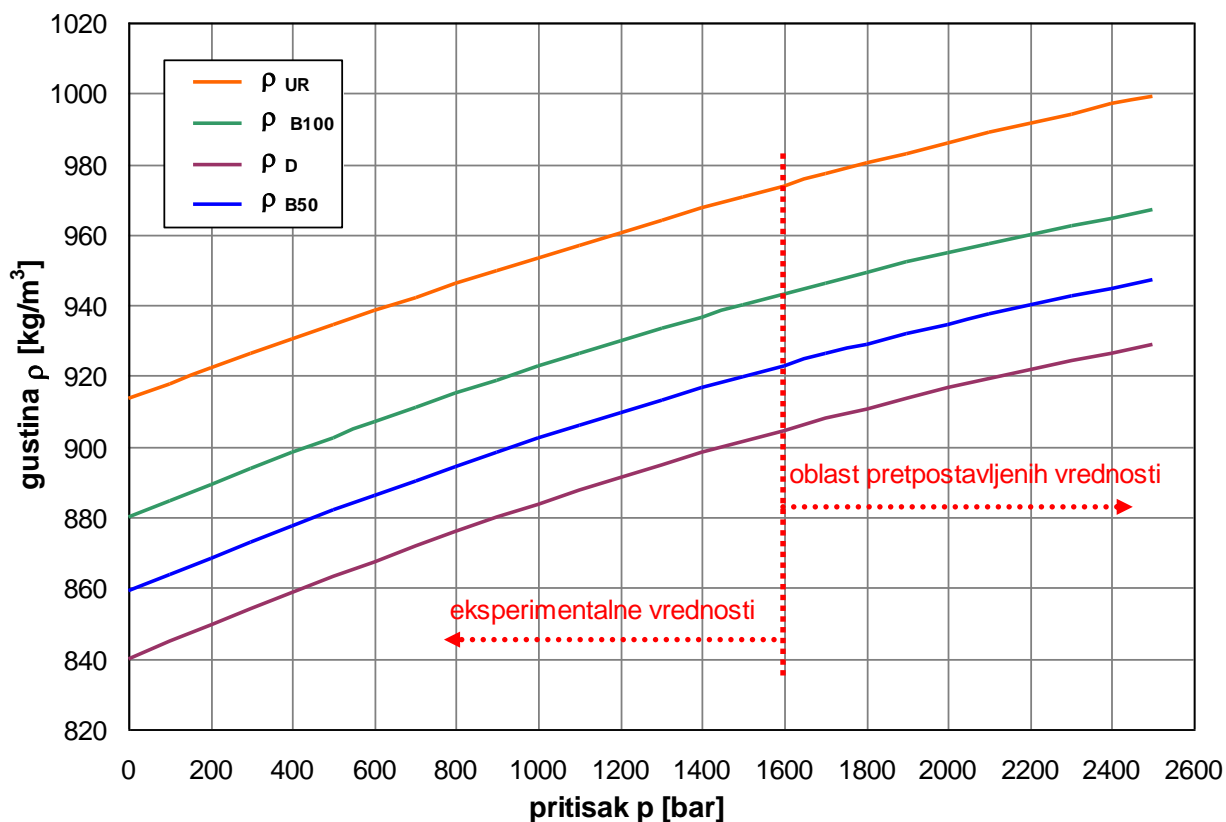
Slika 6.1. Brzina zvuka ispitivanih goriva, eksperimentalne vrednosti i predikcija

Vrednosti brzine zvuka B100, B50 i D se međusobno približavaju sa porastom pritiska, tako da se za pritisak od oko 2000 bar može smatrati da su iste ($\sim 1963 \text{ m/s} \pm 0.12\%$) i nadalje imaju isti trend rasta. To praktično znači da je za radne pritiske iznad 2000 bar brzina prenosa talasa pritiska u instalaciji sistema za ubrizgavanje goriva ista za biodizel kao i za dizel gorivo (i njihove mešavine).

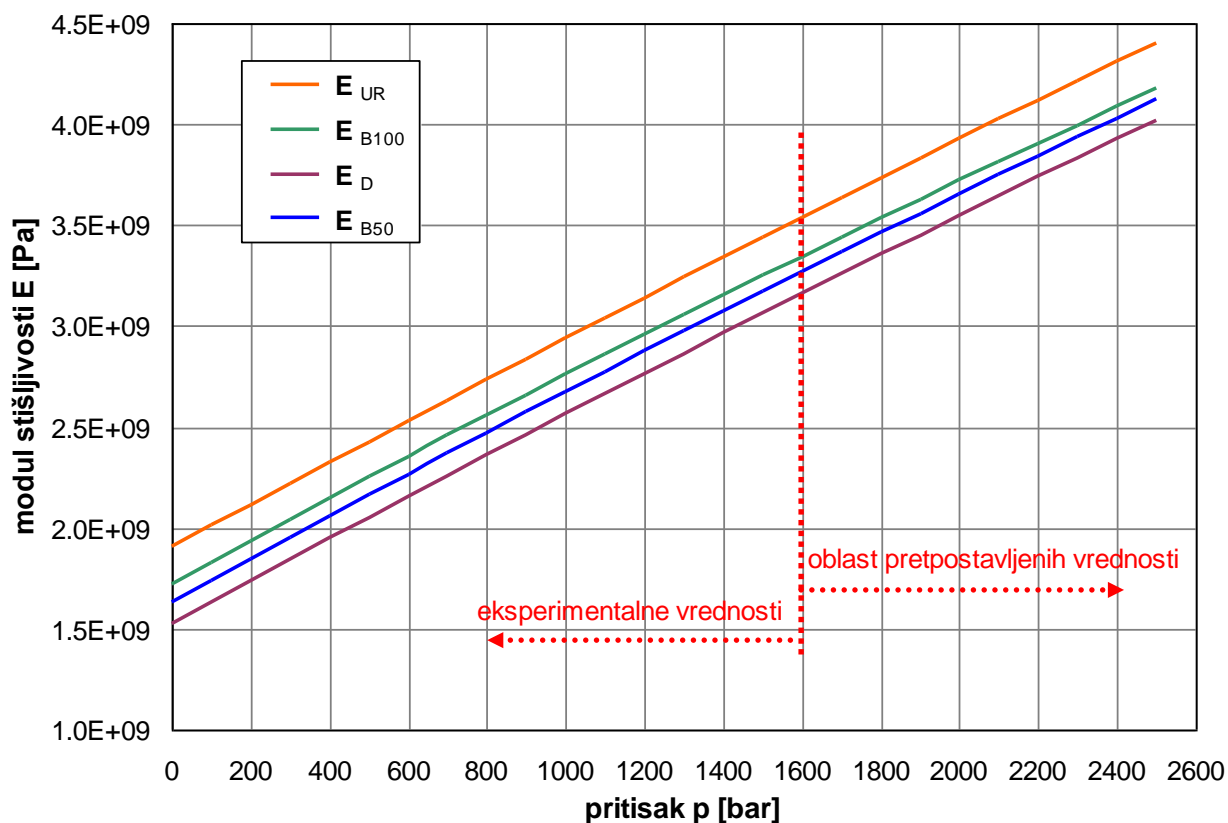
Vrednosti gustine ispitivanih goriva rastu sa porastom radnog pritiska, ali ne toliko izraženo kao kod brzine zvuka - kod ulja repice za 6.67 %, kod B100 za 7.04 %, kod B50 za 7.45 % i kod dizel goriva 7.87 % (vrednosti za opseg pritiska od atmosferskog do 1600 bar).

Na osnovu eksperimentalno određenih vrednosti gustina ispitivanih goriva ρ_{UR} , ρ_{B100} , ρ_{B50} i ρ_D , na pritiscima do 1600 bar (poglavlje 4.4.5. - slika 4.14. i prilog 4-2) i funkcionalnih zavisnosti gustina ρ od pritiska p , po gorivima, $\rho = \rho(p)$, (j-ne 4-11), uslovno možemo predvideti vrednosti gustina ispitivanih goriva za pritiske više od 1600 bar (slika 6.2.).

Za razliku od vrednosti brzine zvuka B100, B50 i D koje se međusobno približavaju sa porastom pritiska, to nije slučaj kod gustine ispitivanih goriva, već razlike u vrednostima gustina ispitivanih goriva ostaju praktično nepromenjene sa rastom pritiska.



Slika 6.2. Gustina ispitivanih goriva, eksperimentalne vrednosti i predikcija



Slika 6.3. Modul stišljivosti ispitivanih goriva, eksperimentalne vrednosti i predikcija

Povećanje radnog pritiska dovodi do povećanja vrednosti modula stišljivosti ispitivanih goriva. Na osnovu rezultata iz poglavlja 4.4.6. (slika 4.16. i prilog 4-3), zaključuje se da modul stišljivosti ispitivanih goriva značajno raste sa porastom radnog pritiska - kod ulja repice za 83.72 %, kod B100 za 93.91 %, kod B50 za 100.31 % i kod dizel goriva 107.16 % (vrednosti važe za opseg pritiska od atmosferskog do 1600 bar). Krive promena modula stišljivosti u f-ji pritiska je, praktično, bliska linearnoj promeni vrednosti. Goriva sa inicijalno manjim modulom stišljivosti (pri atmosferskom pritisku) imaju veći procentualni rast modula stišljivosti u opsegu od atmosferskog do pritiska od 1600 bar.

Na osnovu određenih vrednosti modula stišljivosti ispitivanih goriva na pritiscima do 1600 bar (poglavlje 4.4.6. - slika 4.16. i prilog 4-3) i funkcionalnih zavisnosti modula stišljivosti E od pritiska p , u zavisnosti od vrste goriva, $E = E(p)$, (j-ne 4-14), možemo predvideti vrednosti modula stišljivosti ispitivanih goriva za pritiske više od 1600 bar (slika 6.3.). Kao i kod gustine, porast radnog pritiska je bez uticaja na razlike u vrednostima modula stišljivosti ispitivanih goriva.

U tabeli 6.1. prikazane su i vrednosti za transmisiono vreme ispitivanih goriva pri atmosferskom i pritisku od 1600 bar, kao i procentualna razlika za primer cevi visokog pritiska (CVP) dužine 1 m. Ove vrednosti su izračunate na osnovu eksperimentalnih podataka o brzini zvuka ispitivanih goriva i jednačine:

$$t_g = \frac{l}{a_g} \cdot 10^6 \quad (6-1)$$

gde je:

t_g (μs) - transmisiono vreme za izabrano gorivo,

a_g (m/s) - brzina zvuka za izabrano gorivo,

$l(m)$ - dužina CVP.

U ovoj interpretaciji, transmisiono vreme pokazuje za koje vreme će talas pritiska, proistirući se kroz CVP sa izabranim gorivom na pritisku p , stići od PVP do brizgača. U tabeli 6.1. su data transmisiona vremena ispitivanih goriva pri atmosferskom i pritisku od 1600 bar, za dužinu CVP od 1 m (kao reperna dužina, pogodna za preračunavanje i za druge dužine CVP) i procentualne razlike. Pri tom, treba imati u vidu da su pritisci u instalaciji "PVP-CVP-brizgač" promenljivi (poglavlja 3.2., 5.3.1. do 5.3.4.).

Formirane funkcionalne zavisnosti $a = a(p)$ (j-ne 4-10), $\rho = \rho(p)$ (j-ne 4-11), i $E = E(p)$ (jednačine 4-14) (na osnovu eksperimentalnih rezultata) su u formi polinoma drugog stepena, u cilju jednostavnog određivanja brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti ispitivanih goriva u f-ji pritiska.

Korišćenje ovih jednačina:

- olakšava istraživanja i analize procesa u sistemima za ubrizgavanje goriva - uticaj brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti ispitivanih goriva na parametre rada sistema ubrizgavanja goriva kao što su: pritisak iza PVP i ispred brizgača, maksimalni pritisak ubrizgavanja, hod igle brizgača, ugao predubrizgavanja, trajanje ubrizgavanja, ciklusno doziranje goriva i dalje - uticaj na karakteristike mlaza ubrizganog goriva, formiranje smeše vazduh-gorivo, sagorevanje, emisiju izduvnih gasova te karakteristike rada motora u celini,
- od koristi je za predikciju ponašanja i drugih sistema za ubrizgavanje goriva, kao i za programiranje i optimizaciju elektronski kontrolisanih sistema za ubrizgavanje.

Nakon eksperimentalnog određivanja fizičkih karakteristika ispitivanih goriva (brzina zvuka, gustina i modul stišljivosti), pretpostavke o različitim vrednostima pojedinih parametara rada sistema za ubrizgavanje goriva pri radu sa izabranim (različitim) gorivima, eksperimentalno su uočene a saznanja proširena (poglavlje 5.).

Za karakteristična merenja i analizu rada izabrane su dve pumpe visokog pritiska, dva brizgača i tri goriva (B100, B50 i D). Izbor goriva je izvršen na osnovu realne mogućnosti korišćenja istih u izabranim sistemima ubrizgavanja goriva.

Karakteristike rada sistema za ubrizgavanje goriva koje su merene (direktno ili indirektno određivane) su:

- pritisak iza pumpe visokog pritiska (pritisak na početku cevi visokog pritiska) p_I (bar)
- pritisak ispred brizgača (pritisak na kraju cevi visokog pritiska) p_{II} (bar)
- hod igle brizgača h_i (mm)
- ciklusno doziranje goriva (količina ubrizganog goriva) V_c (mm³/cik.cil.)
- vreme predubrizgavanja t_{pu} (ms)
- vreme ubrizgavanja t_{ub} (ms)

i to za sve kombinacije PVP, brizgača i tri različita goriva, pri punom opterećenju (rad PVP sa fiksiranom polugom regulacije količine goriva na položaju maksimalne otvorenosti - režim maksimalne snage) i različitim brojevima obrtaja bregastog vratila PVP n (min⁻¹).

Uočene, a zajedničke karakteristike rada izabranih sistema ubrizgavanja (A6_MAN, A6_TAM, P4_MAN i P4_TAM), inače karakteristične za mehanički pogon izabranih sistema ubrizgavanja goriva, sa svim ispitivanim gorivima (B100, B50 i D) su:

- Pritisak na početku cevi VP p_I raste s podizanjem klipa PVP tokom sabijanja goriva i potiskivanja u cev VP.
- Rast pritiska na kraju cevi VP (ispred brizgača) p_{II} je sa kašnjenjem u odnosu na rast pritiska p_I . Kašnjenje talasa pritiska proporcionalno je broju obrtaja BV (slike 5.6. do 5.8., 5.24. do 5.26., 5.42. do 5.44., 5.62. do 5.64.).
- Pad pritiska p_{II} sa padom broja obrtaja (uzrokuje lošije raspršivanje goriva) (slike 5.6.

do 5.11., 5.24. do 5.29., 5.42. do 5.47., 5.62. do 5.67.).

- Kada vrednost pritiska goriva ispred igle brizgača dostigne vrednost pritiska otvaranja brizgača p_{ob} , počinje podizanje igle brizgača, čime počinje i proces ubrizgavanja goriva. Početak ubrizgavanja goriva utiče na mali pad pritiska p_{II} . S daljim potiskivanjem goriva od strane PVP dolazi do porasta pritiska p_{II} i dostizanja maksimalne vrednosti pritiska p_{II} nakon čega pritisak p_{II} opada (slike 5.6. do 5.8., 5.24. do 5.26., 5.42. do 5.44., 5.56., 5.57., 5.62. do 5.64., 5.76., 5.77.).
- Povećanjem broja obrtaja BV dolazi do pomeranja trenutka zatvaranja brizgača i to prema SMT (slike 5.12. do 5.14., 5.30. do 5.32., 5.48. do 5.50., 5.68. do 5.70.).

Upoređujući rad izabranih sistema ubrizgavanja u zavisnosti od vrste goriva (B100, B50 i D), na osnovu eksperimentalnih rezultata iz poglavlja 5.3.1. do 5.3.4., može se zaključiti:

- Vrednost maksimalnog pritiska p_I je neznatno viša, a postizanje maksimalnih vrednosti pritiska p_I je nešto ranije, pri korišćenju B100 u odnosu na D (slike 5.15., 5.16., 5.33. do 5.35., 5.51. do 5.53., 5.71. do 5.73.).
- Uticaj vrste goriva, odnosno sadržaja biodizela u gorivu, je očiglediji na vrednostima pritiska p_{II} i hoda igle brizgača h_I - početak porasta pritiska p_{II} se pomera dalje od SMT pri korišćenju B100 u odnosu na D (slike 5.17., 5.36., 5.54., 5.56., 5.57., 5.74. do 5.77.), što dovodi do ranijeg dostizanja pritiska otvaranja brizgača, ranijeg početka otvaranja brizgača (slike 5.18., 5.19., 5.37., 5.55. do 5.57., 5.74. do 5.77.), odnosno većih vrednosti ugla predubrizgavanja ($^{\circ}$ BV pre SMT) za B100 u odnosu na D (slike 5.21., 5.39., 5.59. i 5.79.).
- Maksimalni pritisak ubrizgavanja je viši i nešto ranije se dostiže kod B100 u odnosu na D (slike 5.20., 5.38., 5.58. i 5.78.). Razlike u vrednostima se povećavaju sa rastom broja obrtaja BV.
- Sa porastom broja obrtaja i udela biodizela u gorivu trajanje ubrizgavanja (u $^{\circ}$ BV) raste, odnosno, sa porastom broja obrtaja i smanjenjem udela biodizela u gorivu trajanje ubrizgavanja (izraženo u ms) opada (slike 5.22., 5.40., 5.60. i 5.80.).
- Pri radu sa B100 u odnosu na D, za isti broj obrtaja BV, ubrizga se veća količina goriva (ciklusno doziranje – slike 5.23., 5.41., 5.61. i 5.81.).

Vrednosti za B50 su između vrednosti za B100 i D.

Izneti zaključci su posledica razlika vrednosti brzine zvuka, modula stišljivosti, gustine i viskoznosti izabranih goriva.

U poglavljima 5.3.5. i 5.3.6. prikazani su rezultati modeliranja rada sistema ubrizgavanja A6_MAN i goriva D, B50 i B100 na $n = 600, 800$ i 1000 min^{-1} . Karakteristika ubrizgavanja (KU) i integralna karakteristika ubrizgavanja (integralna KU), dobijene simulacijom, prikazane su na slikama 5.82. do 5.84. Tabelama 5.1. do 5.3. prikazan je uporedni pregled konačne vrednosti

integralne KU (dobijene simulacijom) i vrednosti ubrizgane količine goriva (ciklusno doziranje – eksperimentalni rezultati, slika 5.23.).

Upoređivanjem eksperimentalnih vrednosti ciklusnog doziranja i konačnih vrednosti integralne KU, za ispitivana goriva (D, B50 i B100), uočava se da su odstupanja proračunskih vrednosti na režimu $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ od 1.1 do 2.6 %, na $n = 800 \text{ min}^{-1}$ do 0.72 % i na $n = 600 \text{ min}^{-1}$ do 1 %. Na osnovu toga, može se zaključiti da su rezultati simulacije validni, odnosno da konačne vrednosti integralne KU odgovaraju eksperimentalno dobijenim vrednostima ciklusnog doziranja goriva.

Izvršena je i numerička simulacija promene vrednosti pritiska iza pumpe visokog pritiska (p_I), pritiska ispred brizgača (p_{II}) i hoda igle brizgača (h_i), korišćenjem jednačina (4-10, 4-11 i 4-14) određenih na osnovu eksperimentalnog određivanja karakteristika goriva za opseg pritiska od atmosferskog do 1600 bar (brzina zvuka, modul elastičnosti i gustina) – poglavlja 4.4.4. do 4.4.6. Numerička simulacija je urađena za sistem ubrizgavanja A6_MAN i goriva D, B50 i B100 na $n = 800$ i 1000 min^{-1} .

Uporedni dijagrami promene vrednosti pritiska iza pumpe visokog pritiska i ispred brizgača i hoda igle brizgača određenih eksperimentom ($p_{I \text{ exp}}$, $p_{II \text{ exp}}$ i $h_{i \text{ exp}}$ - iz poglavlja 5.3.1., slike 5.6. do 5.8.) i numeričkom simulacijom ($p_{I \text{ NS}}$, $p_{II \text{ NS}}$ i $h_{i \text{ NS}}$), za goriva D, B50 i B100, na $n = 800$ i 1000 min^{-1} , prikazani su na slici 5.85.

Za sve tri vrste goriva, eksperimentalne i numeričke vrednosti maksimalnog pritiska ubrizgavanja su bez većih razlika, dok postoje određena odstupanja krivih promene pritiska određenih simulacijom u odnosu na krive promene pritiska određenih eksperimentom za pritiske p_I i p_{II} . Ova odstupanja, ipak, ne dovode do bitnih odstupanja hoda igle brizgača dobijenog simulacijom ($h_{i \text{ NS}}$) u odnosu na hod igle brizgača na osnovu eksperimentalnih rezultata ($h_{i \text{ exp}}$). Poklapanja simulacije sa eksperimentom su u najvećem delu hoda igle brizgača evidentna - dostizanje maksimalnog položaja igle brizgača, dužina perioda maksimalne otvorenosti brizgača, zatvaranje brizgača. U hodu igle brizgača, primetno je izvesno odstupanja samo na početku podizanja igle brizgača, nakon čega se kriva $h_{i \text{ NS}}$ potpuno približava krivoj h_i i praktično se poklapaju sve do zatvaranja brizgača, odnosno povratka igle brizgača u početni položaj.

S obzirom da je kriva hoda igle brizgača od direktnog uticaja na karakteristike procesa ubrizgavanja (ugao predubrizgavanja, trajanje ubrizgavanja itd.), a da pomenuta odstupanja krivih promene pritiska određenih simulacijom ($p_{I \text{ NS}}$, $p_{II \text{ NS}}$) od krivih promene pritiska određenih eksperimentom ($p_{I \text{ exp}}$, $p_{II \text{ exp}}$), očigledno nisu takva da dovode do bitnog neslaganja hoda igle brizgača dobijenog simulacijom ($h_{i \text{ NS}}$) od eksperimentalno dobijenog hoda igle brizgača ($h_{i \text{ exp}}$), može se zaključiti da je numerička simulacija u tom smislu validna, kao i da je korišćenje jednačina (4-10, 4-11 i 4-14) određenih na osnovu eksperimentalnog određivanja brzine zvuka, modula elastičnosti i gustina ispitivanih goriva, za numeričke simulacije rada izabranog sistema

ubrizgavanja, dalo odgovarajuće rezultate. Time se verifikuje i metoda određivanja pomenutih fizičkih karakteristika goriva, opisana u poglavlju 4.

Kakav je uticaj razlika parametara rada sistema za ubrizgavanje goriva (vremenske razlike u početku porasta pritiska p_{II} i postizanja maksimalnog pritiska ubrizgavanja, razlike u vrednostima maksimalnog pritiska ubrizgavanja, početka podizanje igle brizgača tj. početka ubrizgavanja goriva, trajanja ubrizgavanja i ciklusnog doziranja goriva) na karakteristike mlaza ubrizganog goriva, kada se koristi B100 ili B50 u odnosu na D, istraživano je u poglavlju 5.4. Prikazan je i pregled drugih istraživanja, eksperimentalnih i numeričkih, kojima različiti autori analiziraju uočene razlike u radu sistema ubrizgavanja dizel goriva kada se kao gorivo koristi biodizel (ili mešavine B20, B5 i sl.) u odnosu na rad sa dizel gorivom, i njihov uticaj na karakteristike mlaza ubrizganog goriva. Kod radova u kojima se prati i analizira ubrizgavanje goriva u komori sa vazduhom (pri atmosferskom ili kontrolisanom nad pritisku) i vrši vizuelizacija mlaza ubrizganih goriva, javlja se potreba jasnog uočavanja (ili određivanja) konture mlaza, što je prilično otežano usled pojave raspršivanja goriva (posebno kod eksperimentalnih istraživanja ali i kod numeričkih) i kontinualnog obrazovanja smeše sa okolnim vazduhom.

Da bi se uočila tendencija prodiranja i obrazovanja mlaza, bez uticaja realnog raspršivanja mlaza i mešanja goriva sa okolnim vazduhom i zaostalim produktima sagorevanja, eksperimentalno je realizovana ideja da se ubrizgavanje goriva vrši u sredinu koja nije gas već odgovarajuća tečnost. Time se olakšava vizuelizacija mlaza ubrizganog goriva, određivanje konture mlaza, merenje dometa i ugla širenja mlaza i izračunavanje projektovane površine mlaza (kao makro karakteristike mlaza).

Opis eksperimentalne linije za vizuelizaciju mlaza goriva i tehnike merenja prikazan je u poglavlju 5.4.1., dok su eksperimentalni rezultati prezentovani u poglavljima 5.4.2. do 5.4.5., po izabranim sistemima ubrizgavanja (A6_MAN, A6_TAM, P4_MAN i P4_TAM) u radu sa ispitivanim gorivima (B100, B50 i D) na 600, 800 i 1000 min^{-1} .

Za sve izabrane sisteme ubrizgavanja, analizom rezultata (tabele 5.4. do 5.11., slike 5.92., 5.97., 5.101. i 5.105.) može se zaključiti:

- Dometa mlaza (za sva tri goriva) se povećava sa povećanjem broja obrtaja BV, što je direktna posledica rasta pritiska p_{II} (time i brzine isticanja goriva) sa rastom broja obrtaja BV (slike 5.6. do 5.11., 5.20., 5.24. do 5.29., 5.38., 5.42. do 5.47., 5.58., 5.62. do 5.67. i 5.78.).
- Dometa mlaza B100 je veći od dometa mlaza D na svim brojevima obrtaja BV. Ovo je posledica višeg pritiska p_{II} pri radu sistema ubrizgavanja sa B100 u odnosu na rad sa D, te postizanja veće brzine isticanja goriva kroz mlaznicu, a sve kao posledica veće gustine (slika 4.14.), brzine zvuka (slika 4.13.) i modula stišljivosti (slika 4.16.) kao i veće viskoznosti (tabela 2.4.) i površinskog napona [35, 40, 75, 122] B100 u odnosu na D. S obzirom da se ubrizgavanje vrši u tečnu sredinu (dizel gorivo) i da ne postoji

uticaj okolnog vazduha (kao u realnom sistemu) - isti zaključak se može izvesti i za tendenciju prostiranja i domet zone neprekidnog mlaza (kod realnog sistema). To znači, da pri ubrizgavanju B100, u realnim uslovima, treba očekivati veću dužinu zone neprekidnog mlaza u odnosu na rad sa dizel gorivom. Vrednosti za B50 su između vrednosti za B100 i D. Pri ubrizgavanju goriva u realnim uslovima, ne treba očekivati drugačiju tendenciju u vezi dometa mlaza - veća gustina i viskoznost goriva, dovodi do formiranja većih kapljica goriva [36], slabijeg isparavanja i lošijeg raspršivanja (uz viši pritisak ubrizgavanja), dužeg dometa mlaza B100 u odnosu na D [122]. Lošije raspršivanje je posledica višeg površinskog napona i veće gustine i viskoznost B100 .

- Ugao širenja mlaza se smanjuje sa povećanjem broja obrtaja BV (za sva tri goriva), što je posledica viših pritisaka ubrizgavanja na većim brojevima obrtaja BV, uticaja viskoznosti i površinskog napona goriva.
- Ugao širenja mlaza B100 je manji u odnosu na D, na svim brojevima obrtaja, prvenstveno usled različitih vrednosti viskoznosti, gustine i površinskog napona ispitivanih goriva uz napomenu da biodizel ima i viši pritisak ubrizgavanja. Ovaj zaključak se, iz pomenutih razloga, odnosi i na tendenciju razvoja zone neprekidnog mlaza (kod realnog sistema). Vrednosti za B50 su između vrednosti za B100 i D.
- Projektovana površina mlaza se povećava sa povećanjem broja obrtaja BV (za sva tri goriva), kao posledica viših pritisaka ubrizgavanja na većim brojevima obrtaja BV.
- Projektovana površina mlaza B100 je manja u odnosu na D. Kao i kod ugla širenja mlaza, razlozi su razlike u vrednostima fizičkih karakteristika goriva (viskoznost, gustina, površinski napon). Vrednosti za B50 su između vrednosti za B100 i D. Projektovana površina mlaza je pokazatelj intenziteta mešanja goriva i okolnog vazduha [136], a niža viskoznost goriva dovodi do povećanja ugla širenja mlaza i projektovane površine mlaza, saglasno i sa [57]. Prema tome, eksperimentalni rezultati (slike 5.92., 5.97., 5.101. i 5.105.) koji pokazuju tendenciju smanjenja projektovane površine mlaza B100 u odnosu na D (na svim brojevima obrtaja), mogu se tumačiti i kao tendencija slabijeg intenziteta mešanja B100 sa okolnim vazduhom, u odnosu na intenzitet mešanja D sa okolnim vazduhom, pri ubrizgavanjem goriva u okolni vazduh.

Sublimirajući rezultate istraživanja u radu i podatke iz literature, jasno je da je uticaj fizičkih i drugih karakteristika biodizela veoma bitan za rad sistema ubrizgavanja goriva i motora u celini, a da su razlike u vrednostima istih odgovorne za razlike u radu dizel motora sa biodizelom u odnosu na dizel gorivo. Vreme između početka isporuke i početka ubrizgavanja goriva (kašnjenje ubrizgavanja) je kraće, trajanje ubrizgavanja duže što dovodi do većeg ciklusnog doziranja goriva (uz viši pritisak ubrizgavanja) i povećanja časovne potrošnje goriva, kod B100 u odnosu na D, kao posledica razlika viskoznosti i modula stišljivosti i efekta brzine

zvuka B100 i D, što je saglasno i sa zaključcima [31, 75, 79, 103, 122, 144]. Veća brzina zvuka i gustina, a time i viši modul stišljivosti, dovode do bržeg prostiranja talasa pritiska od PVP do brizgača i ranijeg podizanja igle brizgača.

Ugao širenja mlaza biodizela je uži, dužina mlaza je veća, a projektovana površina mlaza je manja u odnosu na dizel gorivo. Neki od najvažnijih razloga za to su viši površinski napon i pritisak ubrizgavanja, veća gustina i viskoznost, što je, dalje, u direktnoj sprezi i sa formiranjem većih kapljica u mlazu goriva, lošijim raspršivanjem i slabijim isparavanjem, biodizela u odnosu na dizel gorivo, prilikom realnog ubrizgavanja u komoru za sagorevanje, saglasno i sa [3, 31, 35, 36, 57, 66, 122].

Pri upotrebi biodizela, u najvećem broju slučajeva, primećen je uglavnom mali pad vrednosti efektivne snage i efektivnog momenta motora a rast efektivne specifične potrošnje goriva u odnosu na rad sa dizel gorivom [3, 35, 38, 39, 56, 58, 59, 60], što se uglavnom objašnjava nižom donjom toplotnom moći a većom gustinom i viskoznosti, te lošijim raspršivanjem i formiranjem većih kapi goriva kao i manje kvalitetnim obrazovanjem smeše biodizela u odnosu na dizel gorivo. Za mešavine (biodizel / dizel gorivo) do 20% učešća biodizela, ovi efekti uglavnom nisu primećeni.

Može se reći da se ukupna toksičnost izduvnih gasova smanjuje upotrebom biodizela (i mešavina) u odnosu na rad motora sa dizel gorivom, i to je značajan ekološki potencijal biodizela kao goriva za dizel motore (poglavlje 2.4.). Ipak, u najvećem broju istraživanja, upotrebom B100 povećava se emisija NOx. Rezultati istraživanja u radu, kao i druga istraživanja (pomenuta u poglavlju 2.4.) daju neka objašnjenja ove pojave: kada je početak ubrizgavanja raniji, raniji je i početak sagorevanja, što može dovesti do višeg pritiska i temperature sagorevanja (i dužeg trajanja sagorevanja), što sve dovodi do povećanja emisije NOx, [35, 43, 66, 75, 79, 103, 122]. Viši sadržaj kiseonika u biodizelu dovodi do potpunijeg sagorevanja i povećanja temperature sagorevanja i većeg formiranja NOx u odnosu na dizel gorivo [3, 35, 43, 81, 136]. Kod biodizela koji imaju povećan cetanski broj, dolazi do smanjenja kašnjenja paljenja, ranijeg i dužeg sagorevanja, te više temperature sagorevanja [43, 48]. Emisija NOx se povećava i usled intenzivnijeg formiranja NOx na periferiji kraja mlaza, zbog većeg dometa mlaza (u sprezi sa ranijim ubrizgavanjem i višim sadržajem kiseonika) biodizela u odnosu na dizel gorivo [35, 66].

Veće vrednosti gustine, modula stišljivosti, viskoznosti, površinskog napona i sadržaja kiseonika, u osnovi su uzroci više emisije NOx biodizela u odnosu na dizel gorivo. Veći cetanski i jodni broj nekih biodizela takođe je od istog uticaja.

Uticaji karakteristika biodizela na rad sistema za ubrizgavanje, karakteristike mlaza goriva, sagorevanje, izlazne parametre motora i emisiju izduvnih gasova, mogu se poboljšati dodavanjem odgovarajućih supstanci biodizelu (aditivi [38, 136], etanol [84, 145], metanol [146] i dr.) čime se smanjuje gustina, modul stišljivosti i kinematička viskoznost goriva.

Kod dizel motora sa elektronski kontrolisanim ubrizgavanjem moguće su intervencije preko elektronske kontrolne jedinice u smislu poboljšanja karakteristika rada motora u radu sa biodizelom. Odlaganje ubrizgavanja, smanjenje vremena trajanja ubrizgavanja, regulacija pritiska ubrizgavanja su mogućnost da se utiče na NO_x emisiju [43, 66, 79]. Iako kompatibilnija za korišćenje biodizela, *common-rail* tehnologija ne može u potpunosti otkloniti sve uticaje različitih karakteristika goriva na rad motora u celini. I sa *common-rail* sistemom ubrizgavanja goriva, NO_x emisija kod biodizela je i dalje viša u odnosu na dizel gorivo [63, 66, 79], što navodi na zaključak da karakteristike mlaza goriva (ugao širenja i domet mlaza goriva, veličina kapi goriva i dr.) i dalje doprinose različitim karakteristikama emisije izduvnih gasova. Recirkulacijom izduvnih gasova (*EGR*) postiže se smanjenje temperature sagorevanja, što rezultira smanjenjem formiranja NO_x, ali može dovesti do povećanja dimnosti i veće emisije čestica (*PM*) [43, 63, 66, 79, 81, 136]. Primećeno je da, kada se koristi *EGR* (posebno na višim opterećenjima), stepen (odnos) recirkulacije izduvnih gasova (procenat u ukupnom svežem punjenju cilindra) kod biodizela je obično niži u odnosu na dizel gorivo. Verovatni razlog je smanjena energija koju poseduju izduvni gasovi kod biodizela i time slabije punjenje turbine čime se utiče na smanjenje *EGR* odnosa, odnosno količine izduvnih gasova koja se vraća u cilindar – a to nužno dovodi do veće emisije NO_x [63, 66]. To ukazuje da je veoma bitno kako sistem kontrole motora reaguje na promene karakteristika goriva, odnosno, potrebe npr. drugačije regulacije položaja lopatica turbinskog kola (ili predkola) u radu sa biodizelom u odnosu na rad sa dizel gorivom, kao i rada u drugačijem kalibracionom podešavanju sistema za kontrolu i regulaciju rada sistema ubrizgavanja goriva. Pri tom, treba imati u vidu da povećanje *EGR* odnosa može negativno da se odrazi na dimnost i emisiju čestica (*PM*). Regulacija emisije NO_x postaje vrlo bitan parametar na osnovu koga treba vršiti regulaciju, a ispunjenje tzv. “NO_x-*PM* kompromisa” osetljivo i zahtevno pitanje.

Prethodno pomenute modifikacije goriva (u cilju smanjenja/regulacije gustine, modula stišljivosti, kinematičke viskoznosti, cetanskog i jednog broja goriva) pokazuju ublažavanje emisije NO_x kod B100 u nekim situacijama [79]. Međutim, kod savremenih dizel motora za koje je zahtevano dizel gorivo sa ultra niskim sadržajem sumpora, mogućnosti modifikacije goriva su vrlo ograničene i nedovoljno istražene. Posebno ako su opremljeni i savremenim sistemima za kontrolu i tretman izduvnih gasova (*Engine Aftertreatment System*).

6.2. PREDLOZI POBOLJŠANJA I DALJEG ISTRAŽIVAČKOG RADA

Bez obzira što su daleko najvažniji pogonski agregat za sve vrsta vozila i što će po tom pitanju zadržati svoju vodeću poziciju u bliskoj budućnosti, motori sa unutrašnjim sagorevanjem će morati da se kontinuirano poboljšavaju, a veliki naponi moraju biti usmereni u cilju povećanja efikasnosti motora, još veće primene alternativnih goriva i ispunjenja budućih, sigurno sve rigoroznijih zakonskih, podzakonskih i zahteva standarda u pogledu emisije izduvnih gasova s jedne strane, uz zadržavanje niskih troškova proizvodnje s druge strane.

Sa aspekta primene biodizela kao pogonskog goriva dizel motora, neophodna je kohezija istraživanja u različitim oblastima, od uzgoja sirovina za proizvodnju biodizela do izlaznih parametara rada motora, emisionih karakteristika i uticaja na okolinu. U tom smislu, prostor za istraživački rad je veliki i obuhvata:

1. Istraživanja u oblasti uzgoja kultura - sirovinске baze za proizvodnju biodizela, u kojima se moraju uzeti u obzir uticaji klime, sastava i kvaliteta zemljišta, lokalne specifičnosti, prinosi i sveobuhvatni uticaj uzgoja na okolinu. Na osnovu istraživanja prikazanih u poglavlju 2.3., to praktično znači da nije moguća unifikacija danas široke sirovinске baze za dobijanje biodizela, ali treba očekivati da istraživanja u ovoj oblasti dovedu do veće primene biotehnologija i povećanja prinosa a smanjenja troškova uzgoja. U bliskoj budućnosti ne treba očekivati promene u strukturi proizvodnje biljnih ulja gde danas prednjače palmino i ulja od soje i uljane repice, ali treba očekivati intenziviranje istraživanja i povećanje proizvodnje ulja od algi koje su veoma respektabilan potencijalni izvor sirovinске materije za proizvodnju ulja i potom biodizela, sa kontinualnim tehnološkim napretkom u uzgoju i preradi algi. Ono šta treba očekivati je dalji rast udela potrošnje palminog ulja u proizvodnji biodizela u odnosu na ukupnu proizvodnju palminog ulja.

2. Istraživanja u cilju poboljšanja ili usvajanja novih tehnologija dobijanja i prerade ulja različitih sirovinских baza u biodizel. Iako u osnovi nije komplikovan tehnološki proces, treba očekivati poboljšanja u sadašnjim postupcima prerade biljnih ulja u cilju dobijanja biodizela, kao i osvajanje novih tehnologija prerade (npr. algi i ulja od algi). Treba očekivati i intenzivnija istraživanja o biodizelu (i biogorivima generalno) koja zadovoljavaju koncept "Bionergy with Carbon Storage" (BECS), odnosno istraživanja o razvoju i postupcima prerade sirovinске baze koja omogućuju "Carbon Capture and Storage" (CCS) - "hvatanje i skladištenje" ugljenikovih jedinjenja koja nastaju na nivoima uzgoja sirovina i tehnologije prerade, i njihovo geološko ili mineralno skladištenje (poglavlje 2.4.). Poboljšanja u ovom pravcu treba da imaju i ekonomski efekat, odnosno da smanje proizvodnu cenu biodizela, kao na primer ET proces za dobijanje biodizela [147]. ET proces je enzimска biodizel tehnologija kojom se od ulja i masti dobija biodizel koristeći enzim lipazu (digestivni enzim koji razlaže trigliceride) i inertni rastvarač. Tehnologija po ET procesu ima mogućnost prerade široke lepeze sirovina za proizvodnju biodizela (skoro sva biljna ulja i otpadne životinjske masti). Usvajanje ove i sličnih enzimских tehnologije omogućuje lako prilagođavanje promenama u raspoloživim resursima. Osim toga, ova fleksibilnost izbora sirovine, omogućava pravilnu raspodelu korišćenja ulja, s obzirom da nisu sve vrste ulja jednako dostupne za upotrebu kao sirovina za biodizel.

3. Istraživanja u cilju poboljšanja karakteristika biodizela. Iako postojeći standardi definišu granične vrednosti pojedinih karakteristika biodizela kao goriva za dizel motore, činjenica je da upotreba standardnih biodizela a različitog porekla, ne rezultuje istim radnim parametrima dizel motora (poglavlje 2.4.). Pri tom se oni u većoj ili manjoj meri razlikuju i od

parametara rada dizel motora sa repnim dizel gorivom. Znači, da bi olakšali optimizaciju rada dizel motora sa biodizelom, potrebno je najpre optimizirati karakteristike različitih biodizela, odnosno najpre istražiti mogućnosti unifikacije istih, u što većoj meri. Pri tom, idealno bi bilo da poboljšanje karakteristika biodizela ide ka što većem približenju karakteristikama dizel goriva. U tabeli 2.4. prikazane su neke uporedne karakteristike dizel goriva i različitih biodizela. Optimizacija rada dizel motora sa biodizelom bi bila komfornija i lakša (ili čak i nepotrebna), ako bi se vrednosti gustine, kinematičke viskoznosti, cetanskog broja, tačke filtrabilnosti i stinjanja, jednog broja i dr. biodizela poboljšale u cilju što većeg približenja odgovarajućim vrednostima za dizel gorivo. Mogućnosti za poboljšanje karakteristika biodizela treba tražiti u poboljšanjima tehnologija dobijanja biodizela, naknadnog dodavanja odgovarajućih aditiva ili formiranja mešavina biodizel i odgovarajućih supstanci. Dodatne supstance i aditivi moraju takođe biti pažljivo odabrani i ispitani, bez dodatnih neželjenih efekata ili neželjenih efekata koji se mogu javiti u mešavini sa biodizelom ili, kasnije, u radu dizel motora. Ispitivanje ovakvih mešavina treba da obuhvati i određivanje fizičkih karakteristika koje nisu propisane standardima (poglavlje 4.), kao što su brzina zvuka, modul stišljivosti, površinski napon i dr. (i na višim pritiscima od 1600 bar, kao i na različitim temperaturama), a njihov je uticaj na rad sistema za ubrizgavanje goriva i dizel motora u celini veoma bitan, kako je u radu već objašnjeno (poglavlje 5.).

4. Optimizacija rada postojećih dizel motora. S obzirom na široku lepezu različitih tipova dizel motora koji su danas u upotrebi i optimizacija rada motora mora biti prilagođena realnim uslovima. To praktično znači da nije reč o jedinstvenom pristupu regulacije i optimizacije rada dizel motora, ali se na osnovu dostupnih i budućih istraživanja, neki osnovni principi mogu preporučiti i primeniti.

- Optimizacija rada dizel motora sa direktnim ubrizgavanjem i sa mehaničkim pogonom sistema ubrizgavanja goriva, posebno sistema tipa "pumpa-cev-brizgač", saglasno zaključcima u radu sprovedenih istraživanja, treba da omogući pomeranje početka ubrizgavanja goriva ka SMT, odnosno, da smanji vrednosti ugla predubrizgavanja (u °BV pre SMT), vreme trajanja ubrizgavanja i maksimalni pritisak ubrizgavanja (saglasno i rezultatima istraživanja iz poglavlja 5.3. i 5.4.) – intervencijom i optimizacijom rada PVP i/ili da se dodavanjem odgovarajućih supstanci (etanol, metanol, pentanol, *di-en-butyl ether*, razni oksidanti, aditivi i sl.) biodizelu, utiče na karakteristike biodizela i time na parametre rada sistema ubrizgavanja, emisiju izduvnih gasova i rad motora u celini. Naravno, moguće su i komplikovanije mehaničke intervencije (npr. promena geometrije i broja mlaznica brizgača) ali one dovode do povećanja investicija i pitanje ekonomske isplativosti prepravke.
- Optimizacija rada dizel motora sa direktnim i elektronski kontrolisanim ubrizgavanjem. Mogućnost intervencije preko elektronske kontrolne jedinice (*Electronic*

Control Unit - ECU) je potencijal za poboljšanje karakteristika rada dizel motora sa biodizelom. Regulacijom rada sistema ubrizgavanja goriva preko *ECU*, moguće je uticati na vrednosti ugla predubrizgavanja, vreme trajanja ubrizgavanja, ciklusno doziranje i pritisak ubrizgavanja. Da bi ovo bilo izvodljivo, neophodno je poznavanje svih relevantnih karakteristika biodizela (i mešavina). Za određivanje brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti goriva, u poglavlju 4. je prezentovana sopstvena ideja autora o načinu merenja ovih veličina u zavisnosti od pritiska, na osnovu koje je osmišljena metoda merenja i izrađena originalna aparatura. U zavisnosti od tipa motora i sofisticiranosti kontrolnih i upravljačkih računarskih sistema, nudi se mogućnost i drugih strategija: optimizacija i regulacija sistema za kontrolu emisije izduvnih gasova kod dizel motora (recirkulacija izduvnih gasova - *Exhaust Gas Recirculation EGR*, oksidacioni katalizator - *Diesel Oxidation Catalyst DOC*, prečistač čestica - *Diesel Particulate Filter DPF*, korišćenje redukcionog reagensa - *Diesel Exhaust Fluid DEF* ili *Aqueous Urea Solution AdBlue* u sprezi sa selektivnom katalitičkom redukcijom - *Selective Catalytic Reduction SCR* i amonijačnim oksidacionim katalizatorom (*Ammonia Oxidation Catalyst – AOC*), optimizacija rada dizel motora sa nisko-temperaturnim sagorevanjem (*Low-Temperature Combustion - LTC*) kao npr. dizel motora sa homogenizovanom smešom (*Homogeneous Charge Compression Ignition - HCCI*) ili dizel motora sa delimičnom pripremom smeše u usisnoj grani (*Premixed Controlled Compression Ignition PCCI*). Odstupanje od sastava referentnog goriva za koje je motor predviđen i optimiziran, može dovesti do toga da parametri rada sistema ubrizgavanja i motora u celini odstupaju od optimalnih, kao i da emisija izduvnih gasova prelazi dopuštene limite. Da bi upotreba vozila sa dizel motorom bila komforna po pitanju izbora i korišćenja različitih goriva (D, B100 ili mešavine), odnosno da bi regulacija rada motora bila optimalna, *ECU* treba informacija o tome koje gorivo se zaista i koristi, a to ponovo ukazuje na neophodnost poznavanje svih relevantnih karakteristika alternativnog goriva.

5. Optimizacija rada budućih dizel motora. Za dizel motore opremljene savremenim sistemima za kontrolu i regulaciju emisije izduvnih gasova (*Engine Aftertreatment System*), obično je za rad neophodno dizel gorivo sa ultra niskim sadržajem sumpora. Ako se ne koristi *ULSD*, motor ne može zadovoljiti propise o emisiji, a može se desiti da prečistač čestica (*DPF*) ili oksidacioni katalizator (*DOC*) mogu biti oštećeni. O ovim, i drugim potencijalnim problemima, se mora voditi računa u ranijim fazama izrade i kompletiranja motora, kako bi motor imao optimalne parametre rada i sa biodizelom. Pomenuti potencijalni pravci budućih istraživanja (pod 2. i 3.) u smislu poboljšanja tehnologija dobijanja i karakteristika biodizela, mogu biti od značajne pomoći, ali je ovaj problem aktuelan i sa sadašnjim i verovatno će se pojačavati sa budućim emisionim propisima i granicama. U svakom slučaju, od velikog značaja za optimizaciju i regulaciju rada dizel motora, bila bi mogućnost "prepoznavanja" goriva, što takođe

ukazuje na neophodnost prethodnog poznavanja relevantnih karakteristika predviđenih alternativnih goriva. Prepoznavanje (identifikacija) goriva pomoću odgovarajućeg(ih) senzora omogućila bi ECU da prelaskom na drugačije kalibraciono podešavanje optimalno prilagodi rad motora sa trenutnim gorivom. Senzor goriva koje bi se nalazio, na primer, u sastavu sistema za dopremanje goriva (u sistemu prečišćavanja goriva, ili u cevi za gorivo), mogao bi da obezbedi ovu informaciju. Senzor bi trebalo da bude postavljen ispred i što bliže PVP, kako bi se izbegle greške u identifikaciji goriva i radu, odnosno omogućila upotreba različitih goriva i njihovih mešavina. Bitno je i da senzorski princip analizatora goriva bude prihvatljiv po ceni (kao nov proizvod) ili tehnološki oslonjen na već komercijalno dostupne senzore. Senzor mora da obuhvati i druge različite uticaje: temperatura goriva, letnji i zimski kvalitet goriva, sadržaj sumpora, vode, aditiva i sl., elektromagnetna kompatibilnost, mehaničke i električne veze, veličina senzora i sl. Poželjno bi bilo i da postoji mogućnost naknadne (i ne skupe) ugradnje kod dizel motora, opremljenih savremenim sistemima za ubrizgavanje goriva i za kontrolu i regulaciju emisije izduvnih gasova, a koji su već u upotrebi.

6. Istraživanja emisije izduvnih gasova u novim okolnostima. Na osnovu analize podataka iz literature u vezi emisije izduvnih gasova (poglavlje 2.4. i tabela 2.5.), može se reći da se ukupna toksičnost izduvnih gasova smanjuje upotrebom biodizela u odnosu na dizel gorivo. Međutim, u vezi emisije jedinjenja kao što su aldehidi i ketoni, ne postoji jasan trend prilikom upotrebe biodizela u odnosu na dizel gorivo. Neophodna su dalja istraživanja u ovoj oblasti u budućnosti, posebno ako se biodizelu dodaju aditivi u cilju poboljšanja performansi rada dizel motora.

Osnovne karakteristike	
Toksičnost po ljude	Biodizel je neotrovan. Pa ipak, smrtonosan je ako se oralno unese u organizam čoveka u količini većoj od 17.4 g/kg mase čoveka. Poređenja radi, kuhinjska so (NaCl) je skoro 10 puta otrovnija.
Prirodna razgradljivost	Prirodno se razgrađuje oko 4 puta brže od dizel goriva. Za 28 dana čist biodizel se razgradi u vodi 85 – 88%. Dekstroza, koji se koristi kao test šećer kada se testira prirodna razgradljivost, razgrađuje se u istom odnosu kao i biodizel.
Tačka paljenja	Tačka paljenja biodizela je od oko 100 do oko 190 °C, dok je tačka paljenja dizel goriva minimalno 56 °C. Tačka paljenja mešavina se povećava sa povećanjem procenata biodizela u mešavini sa dizelom. Zbog toga je biodizel bezbedniji za skladištenje i rukovanje od dizel goriva.

Rukovanje i skladištenje	
	Čuvati u zatvorenim sudovima na temperaturi 25 – 60 °C.
	Držati dalje od oksidacionih agenasa, toplote i izvora paljenja.
	Ne rukovati niti skladištiti na osunčanim prostorima, blizu izvora toplote, varnica ili plamena.
	Ne bušiti, ne vući ili klizati rezervoar.
	Rezervoar nije sud pod pritiskom; nikad ne koristiti pritisak za pražnjenje suda

Mere sprečavanja pojave požara u slučaju neželjenog isipanja goriva	
	Ukloniti izvore plamena ili lokalizovati mesto. Zaustaviti curenje goriva ako je moguće. Pokupiti prosuto gorivo materijalima koji mogu da upijaju tečnost (na pr. ubrusi, pesak, prašina).

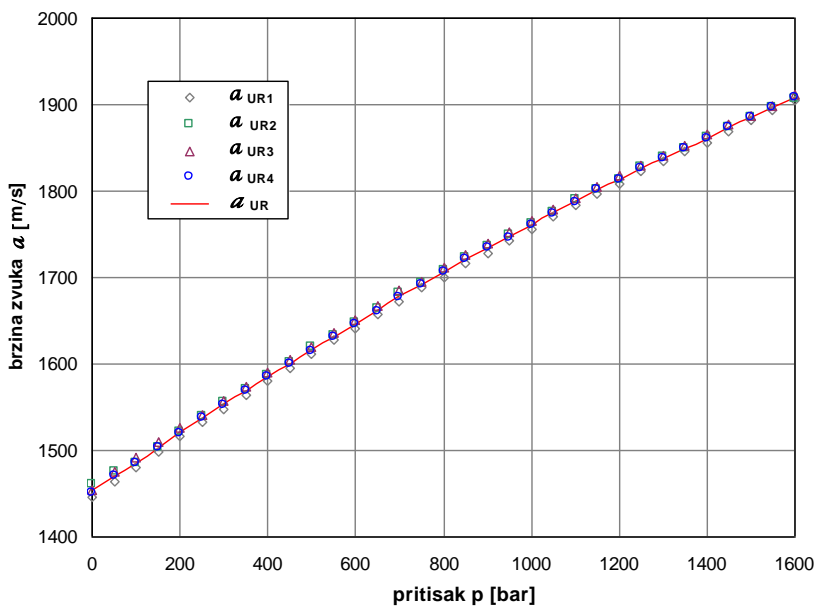
Zaštitna sredstva	
	U slučaju pojave isparenja koristiti respirator – zaštitni kombinezon.
	Sigurnosne naočare ili prekriti lice zbog zaštite očiju od para i kapljica.
	PVC rukavice koristiti za zaštitu ruku.

Mere u slučaju požara	
	Za gašenje vatre se preporučuje: pena, suvo hemijsko, halon, CO ₂ , fini sprej vode (magla). Jak mlaz vode može raspršiti zapaljeno gorivo i proširiti vatru.
	Mlaz vode koristiti za hlađenje vatri izloženog rezervoara.
	Uljem natopljene tkanine mogu u slučaju nepažnje biti uzročnici požara. Pre eventualnog bacanja ovakvih tkanina, obavezno ih oprati sapunom i osušiti na dobro provetrenom mestu.

Potencijalni efekti na zdravlje ljudi	Mere prve pomoći
Udisanje isparenja	Isparavanje je neznatno, izuzev ako se grejanjem ne podstiče. U tom slučaju para može da iritira sluzokožu, izaziva mučninu ili vrtoglavicu. Ako se primete ovakvi simptomi, treba izaći na svež vazduh. Ako simptomi i tada ne nestanu, obratiti se lekaru.
Kontakt sa očima	Može izazvati iritaciju. Ispirati oči vodom 15-20 min. Ako se iritacija nastavi i posle ispiranja vodom, potražiti medicinski tretman.
Kontakt sa kožom	Nakon 24-časovnog prisustva na koži ljudi primećena je veoma blaga iritacija. U literaturi [44] se navodi da je iritacija kože slabija od iritacije koju izaziva 4% rastvor sapuna u vodi. Prilikom intenzivnog rukovanja ustanovili smo da se iritacija kože pojačava ako se uz prisustvo biodizela po koži ruku, vrše mehanička opterećenja kože (podizanje tereta, rad sa alatom i slično) pogotovu na vrhovima prstiju. Nakon 2-3 dana rada, koža, na vrhovima prstiju, najpre postaje veoma glatka, skoro bez pora, a zatim dolazi do peckanja usled pojave naprslina na koži. U ovakvim uslovima preporučuju se zaštitne rukavice. Inače, nakon kratkotrajnih dodira, dovoljno je kožu isprati sapunom i vodom.
Gutanje	U slučaju gutanja biodizela, popiti 1-2 čaše vode. Ako nastanu stomahni problemi, konsultovati lekara.

PRILOG 4 – 1. Brzina zvuka – ulje repice

ULJE REPICE (UR) t = 20 °C					
pritisak (bar)	brzina zvuka a_{UR} (m/s); $a_{UR} = \frac{S}{t_{UR}} \cdot 10^6$; $S = 0.16$ (m); t_{UR} (μ s)				osrednjene vrednosti
	I	II	III	IV	
atm	1446.71	1461.14	1454.48	1451.25	1453.3938
50	1463.71	1474.7	1475.34	1471.29	1471.2575
100	1480.15	1485.87	1491.78	1485	1485.6988
150	1497.81	1503.01	1509.09	1502.5	1503.1
200	1515.82	1522.01	1526.73	1520.34	1521.2225
250	1533.23	1538.81	1541.66	1537.13	1537.7063
300	1547.97	1555.37	1557.95	1551.97	1553.3125
350	1564.6	1570.27	1573.18	1568.17	1569.0538
400	1580.18	1587.52	1590.23	1584.56	1585.62
450	1595.83	1601.91	1605.31	1599.93	1600.7425
500	1611.96	1618.87	1620.18	1615.11	1616.5275
550	1627.08	1632.83	1636.33	1630.83	1631.7675
600	1641.65	1647.38	1651.53	1645.85	1646.6
650	1656.74	1664.62	1667.02	1660.96	1662.3338
700	1672.11	1682.23	1685.5	1676.27	1679.025
750	1689.19	1693.33	1694.47	1691.6	1692.1475
800	1700.53	1708.98	1711.87	1706.86	1707.0588
850	1716.18	1723.42	1725.44	1720.8	1721.4588
900	1728.17	1736.59	1738.75	1733.67	1734.2938
950	1742.13	1749.58	1752.37	1746.26	1747.5838
1000	1756.52	1762.37	1765.23	1760.38	1761.1213
1050	1770.06	1776.14	1778.97	1774.53	1774.925
1100	1783.02	1790.33	1792.42	1787.52	1788.3188
1150	1797.38	1801.89	1805.06	1801.2	1801.3813
1200	1808.79	1812.98	1817.36	1812.94	1813.015
1250	1822.32	1827.76	1829.72	1826.59	1826.5963
1300	1833.63	1839.59	1841.62	1837.82	1838.1625
1350	1845.72	1849	1852.92	1849.82	1849.3638
1400	1856.24	1861.98	1866.00	1861.45	1861.4163
1450	1868.3	1873.82	1877.16	1874.2	1873.3688
1500	1882.3	1884.47	1887.46	1885.13	1884.8388
1550	1893.24	1896.37	1898.77	1897.09	1896.365
1600	1905.56	1905.9	1911.36	1908.63	1907.8625

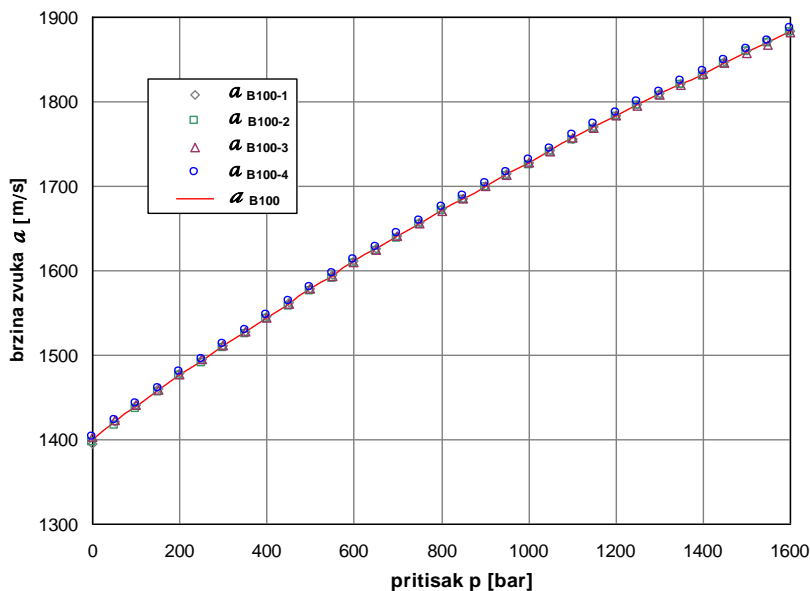


Polynomial Regression on Data1_UR
 $y = A0 + A1 x + A2 x^2 + A3 x^3 + \dots$

Parameter	Value	sd
A0	1452.3552	0.38077
A1	0.35012038	0.0011
A2	-4.1058039E-5	6.6529E-7

R = 0.99999
 $R^2 = 0.99997$
SD = 0.77375

BIODIZEL (B100) t = 20 °C					
pritisak (bar)	brzina zvuka a_{B100} (m/s) ; $a_{B100} = \frac{S}{t_{B100}} \cdot 10^6$; $S = 0.16$ (m) ; t_{B100} (μs)				osrednjene vrednosti
	I	II	III	IV	
atm	1395.69	1396.62	1402.96	1403.64	1399.725
50	1422	1416.5	1422.29	1423.05	1420.9575
100	1440.96	1435.39	1441.31	1442.09	1439.9363
150	1460.09	1455.99	1458.72	1461.26	1459.0138
200	1478.51	1474.72	1477.11	1479.64	1477.4925
250	1494.51	1489.57	1494.49	1495.75	1493.58
300	1512.15	1508.3	1511.29	1513.58	1511.33
350	1527.95	1524.71	1527.67	1530.08	1527.6
400	1546.02	1541.94	1544.7	1546.95	1544.9
450	1562.14	1558.17	1561.13	1563.5	1561.2325
500	1579.47	1575.06	1578.22	1581.03	1578.4438
550	1594.71	1590.4	1593.79	1596.49	1593.845
600	1611.47	1608.49	1609.74	1613.4	1610.7738
650	1626.67	1623.32	1624.7	1628.51	1625.7963
700	1641.73	1638.26	1641.11	1644.15	1641.3113
750	1657.77	1654.16	1655.12	1658.81	1656.4625
800	1672.99	1670.73	1670.23	1674.96	1672.225
850	1685.63	1683.51	1685.28	1688.04	1685.6125
900	1700	1697.58	1699.42	1702.5	1699.8725
950	1714.43	1711.88	1713.61	1716.93	1714.21
1000	1728.64	1725.29	1727.21	1731.05	1728.045
1050	1742.14	1739.3	1741.59	1744.54	1741.89
1100	1756.52	1753.34	1756.99	1759.99	1756.7063
1150	1770.45	1768	1769.42	1773.25	1770.28
1200	1784.12	1781.31	1783.32	1786.82	1783.89
1250	1797.18	1794.61	1795.84	1799.78	1796.85
1300	1809.31	1806.68	1808.32	1812.12	1809.105
1350	1822.01	1819.74	1820.14	1824.1	1821.4975
1400	1833.94	1830.02	1832.86	1836.44	1833.3138
1450	1847.22	1844.07	1845.12	1849.29	1846.4238
1500	1859.92	1858.32	1857.77	1862.64	1859.6588
1550	1871.59	1868.83	1867.85	1872.56	1870.2063
1600	1883.97	1881.47	1882.13	1886.36	1883.48



Polynomial Regression on Data1_B100

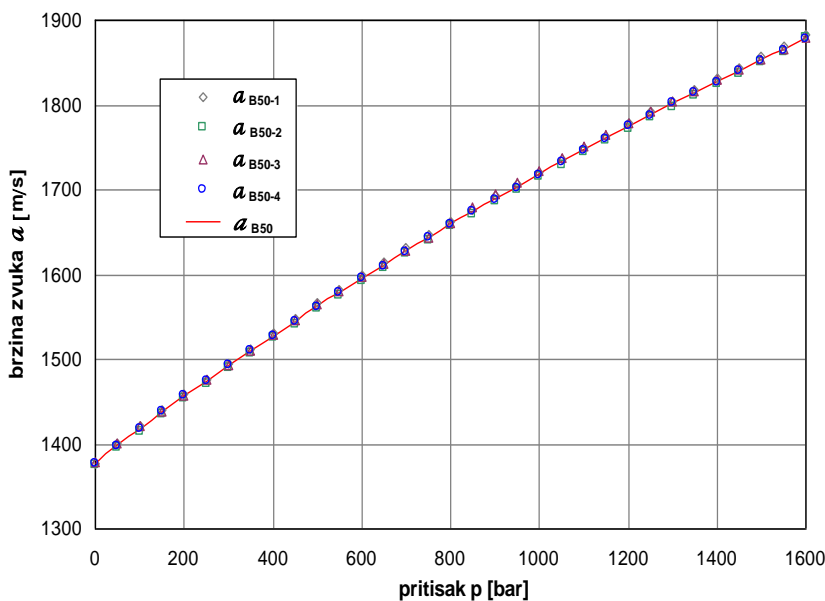
$$y = A0 + A1 x + A2 x^2 + A3 x^3 + \dots$$

Parameter	Value	sd
A0	1403.1679	0.52074
A1	0.37137464	0.00151
A2	-4.5215538E-5	9.0985E-7

R = 0.99997
 $R^2 = 0.99995$
 SD = 1.05819

PRILOG 4 – 1. Brzina zvuka – mešavina biodizel/dizel po 50%

MEŠAVINA BIODIZEL/DIZEL po 50% (B50) t = 20 °C					
pritisak (bar)	brzina zvuka a_{B50} (m/s) ; $a_{B50} = \frac{S}{t_{B50}} \cdot 10^6$; $S = 0.16$ (m) ; t_{B50} (μ s)				osrednjena vrednost
	I	II	III	IV	
atm	1376.96	1380.42	1378.87	1376.85	1378.275
50	1400.66	1401.12	1400.45	1397.67	1399.9713
100	1420.58	1421.21	1420.57	1417.61	1419.9875
150	1440.84	1440.73	1439.15	1437.97	1439.6713
200	1459.78	1459.51	1457.46	1457.37	1458.5275
250	1476.92	1477.01	1476.18	1474.05	1476.035
300	1494.9	1495.82	1493.52	1492.36	1494.1488
350	1512.2	1512.64	1510.73	1509.46	1511.2563
400	1530.95	1530.91	1528.42	1527.69	1529.4888
450	1547.94	1547.67	1546.48	1544.71	1546.6988
500	1565.91	1565.19	1564.23	1561.83	1564.2863
550	1582.06	1580.8	1580.06	1577.9	1580.2013
600	1599.15	1597.53	1596.79	1595.7	1597.29
650	1614.62	1613.86	1612.03	1610.23	1612.6813
700	1631.49	1629.99	1628.23	1627.21	1629.2275
750	1647.72	1646.65	1643.97	1643.41	1645.435
800	1662.94	1662.82	1660.03	1659.68	1661.365
850	1676.59	1676.84	1679.55	1673.88	1676.7113
900	1692.64	1692.3	1694.31	1688.42	1691.9138
950	1706.56	1705.56	1708.51	1702.41	1705.7588
1000	1720.95	1721.23	1721.88	1717.53	1720.3963
1050	1735.56	1735.64	1737.07	1731.72	1734.9963
1100	1750.2	1750.22	1751.86	1745.77	1749.5088
1150	1763.38	1764.59	1764.9	1760.43	1763.3225
1200	1778.69	1777.48	1778.78	1774.64	1777.3938
1250	1792.05	1791.65	1792.18	1786.39	1790.565
1300	1804.85	1804.13	1804.86	1802.02	1803.9613
1350	1817.42	1816.52	1816.59	1814.44	1816.24
1400	1830.94	1830.32	1829.57	1826.17	1829.2488
1450	1843.05	1843.13	1841.79	1840.1	1842.0138
1500	1857.07	1856.93	1854.28	1852.52	1855.1963
1550	1869.83	1868.36	1865.79	1864.11	1867.0188
1600	1883.27	1884.8	1879.15	1877.73	1881.2363



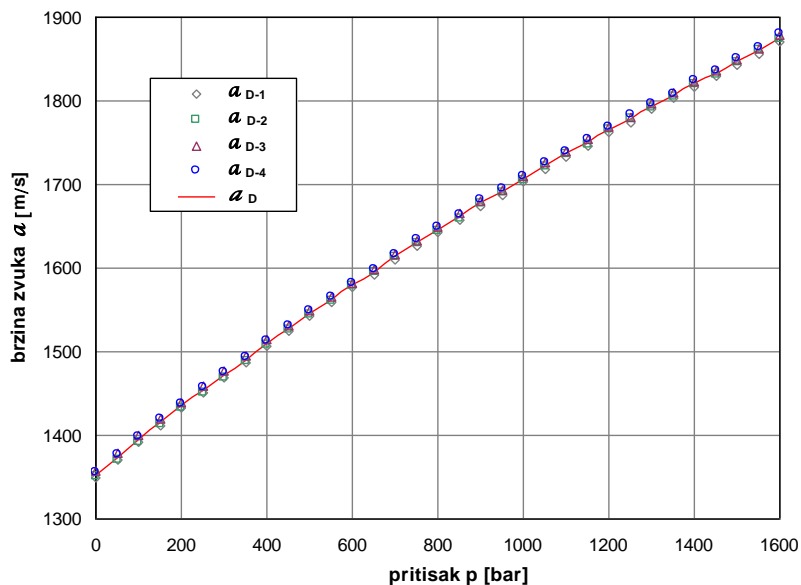
Polynomial Regression on Data1_B50
 $y = A0 + A1 x + A2 x^2 + A3 x^3 + \dots$

Parameter	Value	sd
A0	1379.9185	0.47447
A1	0.38804073	0.00137
A2	-4.8288728E-5	8.2901E-7

R =0.99998
 $R^2=0.99996$
SD =0.96416

PRILOG 4 – 1. Brzina zvuka – dizel

DIZEL (D) t = 20 °C					
pritisak (bar)	brzina zvuka a_D (m/s); $a_D = \frac{S}{t_D} \cdot 10^6$; $S = 0.16$ (m); t_D (μ s)				osrednjena vrednost
	I	II	III	IV	
atm	1349.16	1350.23	1357.14	1355.72	1353.06
50	1370.57	1371.31	1379.01	1377.25	1374.535
100	1391.51	1392.19	1400.07	1398.26	1395.505
150	1412.27	1413.59	1420.08	1418.9	1416.2075
200	1432.03	1433.05	1439.69	1438.21	1435.745
250	1450.42	1451.32	1458.39	1456.79	1454.23
300	1468.54	1469.65	1477.24	1475.86	1472.82
350	1486.83	1488.45	1494.7	1493.82	1490.95
400	1506.15	1507.87	1514.15	1513.37	1510.3825
450	1524	1525.74	1531.54	1530.79	1528.015
500	1541.97	1544.34	1548.97	1548.84	1546.0275
550	1558.9	1561.4	1565.25	1565.25	1562.7
600	1576.37	1578.83	1582.28	1582.24	1579.9275
650	1591.35	1594.56	1598.17	1598.88	1595.7375
700	1610.2	1613.24	1615.99	1616.53	1613.99
750	1626.66	1629.67	1633.57	1634.08	1630.9925
800	1642.26	1644.89	1649.65	1649.78	1646.645
850	1657.39	1659.54	1664.94	1664.59	1661.6125
900	1673.77	1677.27	1680.68	1681.68	1678.3475
950	1687.32	1690.69	1693.57	1694.44	1691.5025
1000	1703.01	1705.25	1710.59	1710.33	1707.295
1050	1718.06	1720.98	1725.44	1725.86	1722.585
1100	1732.53	1735.87	1739.32	1740.16	1736.97
1150	1746.08	1748.31	1754.39	1754.12	1750.725
1200	1762.11	1765.25	1768.05	1768.7	1766.025
1250	1774.04	1778.91	1780.85	1783.22	1779.2525
1300	1790.37	1792.38	1796.74	1796.26	1793.935
1350	1802.49	1804.83	1809.04	1808.88	1806.3075
1400	1816.63	1819.94	1823.26	1824.07	1820.9725
1450	1829	1830.87	1836.55	1835.92	1833.0825
1500	1841.97	1846.21	1848.97	1850.71	1846.9625
1550	1855.23	1860.07	1861.77	1864.11	1860.2925
1600	1869.78	1874.57	1878.61	1880.91	1875.965

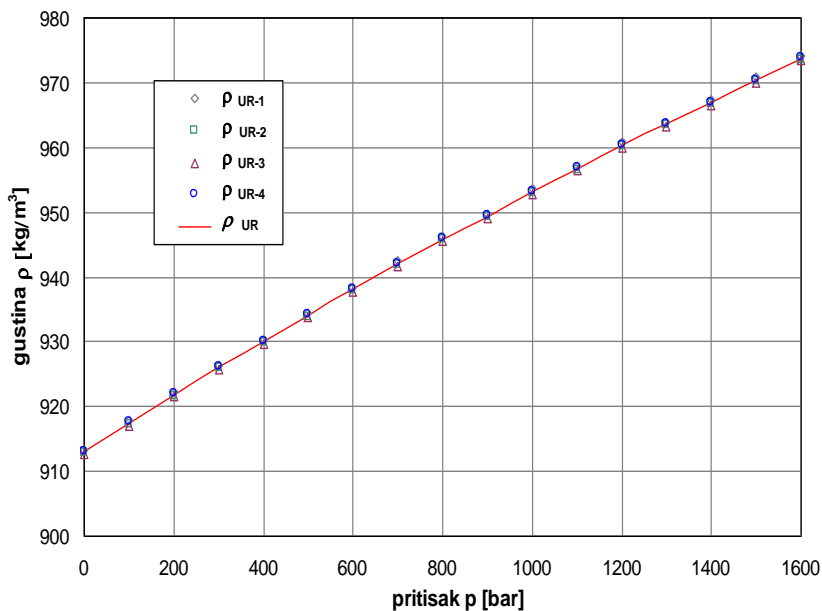


Polynomial Regression on Data1_D
 $y = A0 + A1 x + A2 x^2 + A3 x^3 + \dots$

Parameter	Value	sd
A0	1356.1387	0.69173
A1	0.40206573	0.002
A2	-4.9923401E-5	1.2086E-6

R = 0.99996
 $R^2 = 0.99992$
SD = 1.40565

ULJE REPICE (UR) t = 20 °C					
gustina ρ_{UR} (kg/m ³); $\rho_i = \frac{m_i}{V_i}$; $V_i = V_o + \Delta V_i^*$					
$\rho_o = 0.913$ (g/cm ³); $V_o = 398.61$ cm ³ ; $m_o = \rho_o \cdot V_o = 0.913 \cdot 398.61 = 363.93093$ (g)					
V_o – zapremina suda VP i cevi VP na atmosferskom pritisku					
ΔV_i^* - promena zapremine suda usled dilatacija unutrašnjih zidova suda					
m_i - masa fluida u visokopritisnom delu instalacije, $m_i = m_{i-1} + \Delta m_i$					
Δm_i - promena mase, upumpana masa fluida u i-tom koraku					
pritisak (bar)	I	II	III	IV	osrednjena vrednost
atm	913.4	912.8	912.65	913.15	913
100	917.82	917.22	917.07	917.57	917.42
200	922.26	921.66	921.51	922.01	921.86
300	926.45	925.85	925.7	926.2	926.05
400	930.4	929.8	929.65	930.15	930
500	934.495	933.895	933.745	934.245	934.095
600	938.455	937.855	937.705	938.205	938.055
700	942.405	941.805	941.655	942.155	942.005
800	946.27	945.67	945.52	946.02	945.87
900	949.76	949.16	949.01	949.51	949.36
1000	953.53	952.93	952.78	953.28	953.13
1100	957.105	956.505	956.355	956.855	956.705
1200	960.71	960.11	959.96	960.46	960.31
1300	963.97	963.37	963.22	963.72	963.57
1400	967.25	966.65	966.5	967	966.85
1500	970.74	970.14	969.99	970.49	970.34
1600	974.11	973.51	973.36	973.86	973.71

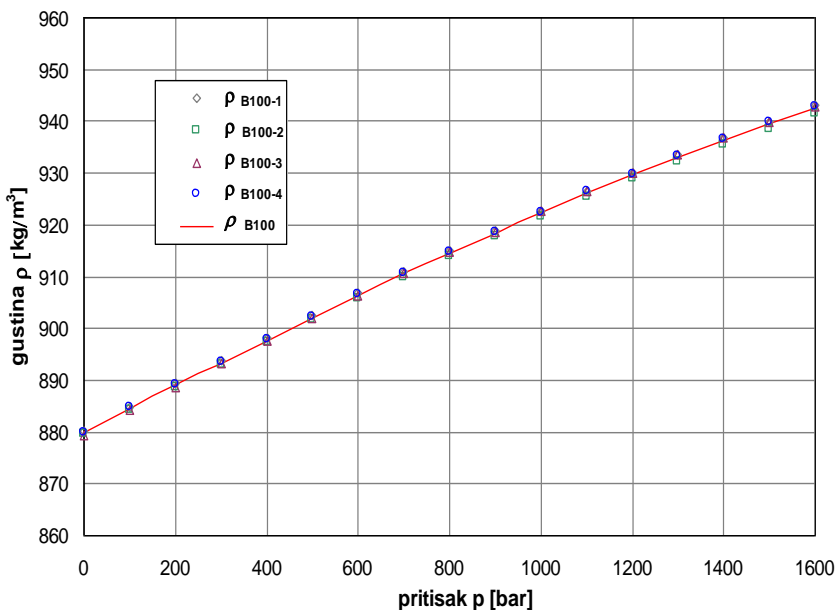


Polynomial Regression on Data1_UR
 $y = A0 + A1 x + A2 x^2 + A3 x^3 + \dots$

Parameter	Value	sd
A0	913.52567	0.07199
A1	0.043817215	0.00021
A2	-3.7914732E-6	1.2585E-7

R = 0.99999
 $R^2 = 0.99997$
 SD = 0.11081

BIODIZEL (B100) t = 20 °C					
gustina ρ_{B100} (kg/m ³) ; $\rho_i = \frac{m_i}{V_i}$; $V_i = V_o + \Delta V_i^*$					
$\rho_o = 0.87981$ (g/cm ³) ; $V_o = 398.61$ cm ³ ; $m_o = \rho_o \cdot V_o = 0.87981 \cdot 398.61 = 350.70106$ (g)					
V_o – zapremina suda VP i cevi VP na atmosferskom pritisku					
ΔV_i^* - promena zapremine suda usled dilatacija unutrašnjih zidova suda					
m_i - masa fluida u visokopritisnom delu instalacije, $m_i = m_{i-1} + \Delta m_i$					
Δm_i - promena mase, upumpana masa fluida u i-tom koraku					
pritisak (bar)	I	II	III	IV	osrednjena vrednost
atm	880.21	879.61	879.46	879.96	879.81
100	884.92	884.32	884.17	884.67	884.52
200	889.515	888.685	888.65	889.265	889.02875
300	893.77	892.945	893.135	893.52	893.3425
400	898.015	897.315	897.49	897.765	897.64625
500	902.515	901.59	901.995	902.265	902.09125
600	906.88	905.845	906.355	906.63	906.4275
700	911.02	909.98	910.61	910.77	910.595
800	914.965	913.93	914.655	914.715	914.56625
900	918.765	917.84	918.565	918.515	918.42125
1000	922.685	921.535	922.59	922.435	922.31125
1100	926.615	925.365	926.53	926.365	926.21875
1200	930.085	928.935	930	929.835	929.71375
1300	933.45	932.185	933.475	933.2	933.0775
1400	936.825	935.465	936.74	936.575	936.40125
1500	939.965	938.49	939.765	939.715	939.48375
1600	942.99	941.4	942.79	942.74	942.48



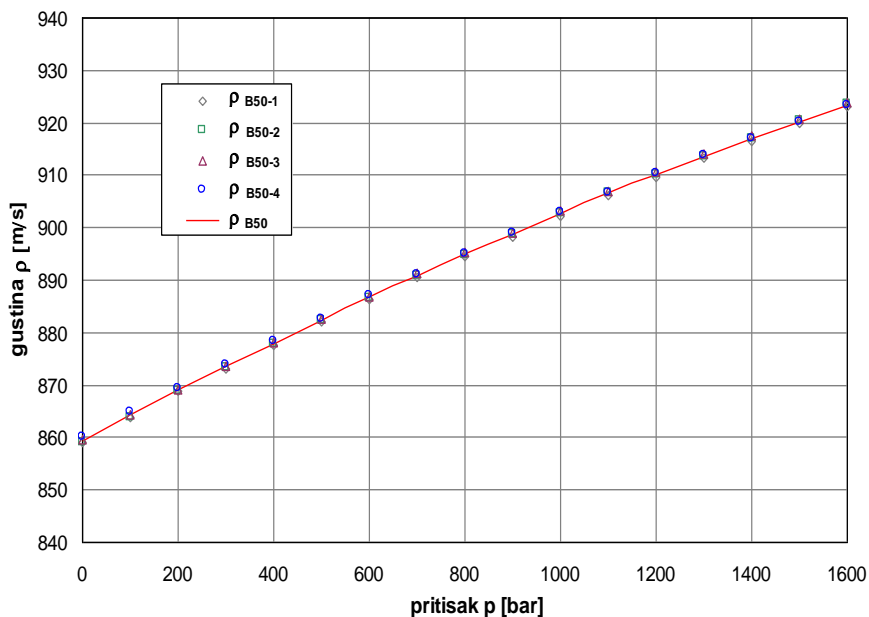
Polynomial Regression on Data1_B100
 $y = A_0 + A_1 x + A_2 x^2 + A_3 x^3 + \dots$

Parameter	Value	sd
A0	880.06954	0.10733
A1	0.047789848	0.00031
A2	-5.2094943E-6	1.8763E-7

R = 0.99997
 $R^2 = 0.99994$
 SD = 0.1652

PRILOG 4 – 2. Gustina – mešavina biodizel/dizel po 50%

MEŠAVINA BIODIZEL/DIZEL po 50% (B50) t = 20 °C					
gustina ρ_{B50} (kg/m ³) ; $\rho_i = \frac{m_i}{V_i}$; $V_i = V_o + \Delta V_i^*$					
$\rho_o=0.859425$ (g/cm ³) ; $V_o=398.61$ cm ³ ; $m_o=\rho_o \cdot V_o = 0.859425 \cdot 398.61=342.5754$ (g)					
V_o – zapremina suda VP i cevi VP na atmosferskom pritisku					
ΔV_i^* - promena zapremine suda usled dilatacija unutrašnjih zidova suda					
m_i - masa fluida u visokopritisnom delu instalacije, $m_i = m_{i-1} + \Delta m_i$					
Δm_i - promena mase, upumpana masa fluida u i-tom koraku					
pritisak (bar)	I	II	III	IV	osrednjena vrednost
atm	859.1	859.075	859.55	859.975	859.425
100	863.905	863.935	864.41	864.78	864.2575
200	868.72	868.803	869.168	869.48	869.0425
300	873.088	873.275	873.65	873.85	873.46563
400	877.56	877.74	878.065	878.385	877.9375
500	882	882.238	882.615	882.713	882.39125
600	886.375	886.615	886.938	887.033	886.74
700	890.468	890.808	891.195	891.123	890.89813
800	894.475	894.875	895.308	895.133	894.9475
900	898.293	898.745	899.125	899.005	898.79188
1000	902.233	902.733	903.215	902.833	902.75313
1100	906.128	906.628	907.01	906.678	906.61063
1200	909.673	910.175	910.558	910.273	910.16938
1300	913.175	913.62	914.063	913.718	913.64375
1400	916.523	917.073	917.41	917.018	917.00563
1500	919.803	920.353	920.633	920.24	920.25688
1600	923.02	923.57	923.745	923.4	923.43375

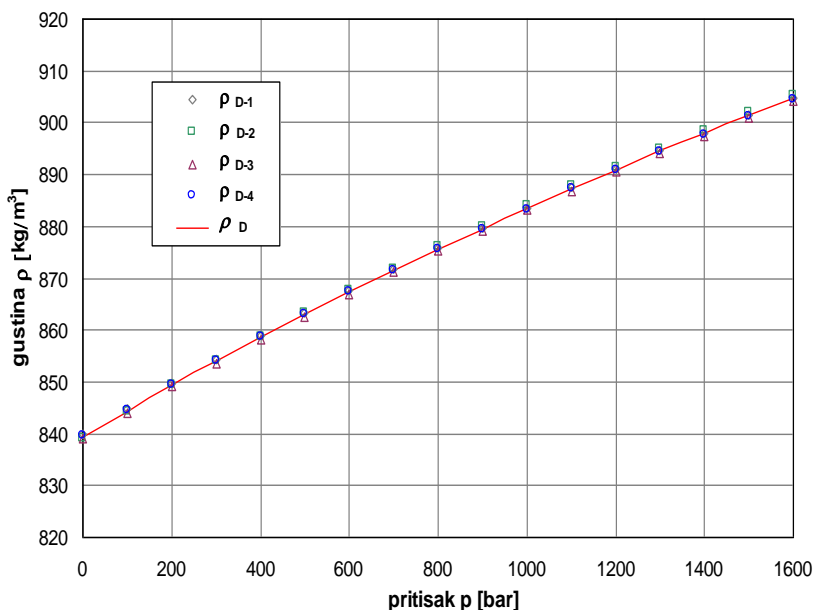


Polynomial Regression on Data1_B50
 $y = A0 + A1 x + A2 x^2 + A3 x^3 + \dots$

Parameter	Value	sd
A0	859.10495	0.05124
A1	0.048505370	0.00015
A2	-5.3423955E-6	8.9581E-8

R =0.99999
 R²=0.99999
 SD =0.07887

DIZEL (D) t = 20 °C					
gustina ρ_D (kg/m ³); $\rho_i = \frac{m_i}{V_i}$; $V_i = V_o + \Delta V_i^*$ $\rho_o=0.83939$ (g/cm ³) ; $V_o=398.61$ cm ³ ; $m_o = \rho_o \cdot V_o = 0.83939 \cdot 398.61 = 334.59$ (g) V_o – zapremina suda VP i cevi VP na atmosferskom pritisku ΔV_i^* - promena zapremine suda usled dilatacija unutrašnjih zidova suda m_i - masa fluida u visokopritisnom delu instalacije, $m_i = m_{i-1} + \Delta m_i$ Δm_i - promena mase, upumpana masa fluida u i-tom koraku					
pritisak (bar)	I	II	III	IV	osrednjena vrednost
atm	839.79	839.19	839.04	839.54	839.39
100	844.69	844.2	844.05	844.44	844.345
200	849.725	849.34	849.085	849.475	849.40625
300	854.205	854.03	853.565	853.955	853.93875
400	858.905	858.715	858.04	858.655	858.57875
500	863.285	863.21	862.635	863.035	863.04125
600	867.67	867.6	866.92	867.42	867.4025
700	871.715	871.845	871.18	871.465	871.55125
800	875.785	876.035	875.36	875.535	875.67875
900	879.62	879.975	879.085	879.37	879.5125
1000	883.58	884.03	883.24	883.33	883.545
1100	887.44	887.89	886.89	887.19	887.3525
1200	891.06	891.515	890.515	890.81	890.975
1300	894.7	895.04	894.05	894.45	894.56
1400	898.02	898.57	897.48	897.77	897.96
1500	901.44	901.99	900.9	901.19	901.38
1600	904.85	905.4	904.1	904.6	904.7375



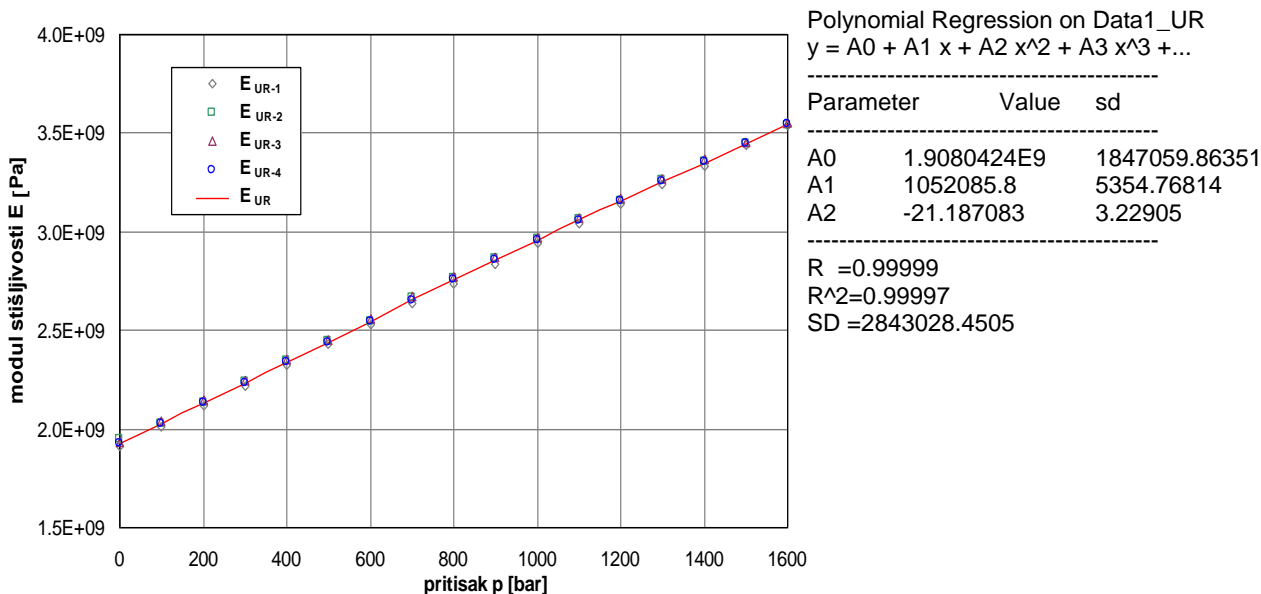
Polynomial Regression on Data1_D
 $y = A0 + A1 x + A2 x^2 + A3 x^3 + \dots$

Parameter	Value	sd
A0	839.94037	0.0804
A1	0.049220891	0.00023
A2	-5.4752967E-6	1.4056E-7

R = 0.99998
 $R^2 = 0.99997$
 SD = 0.12375

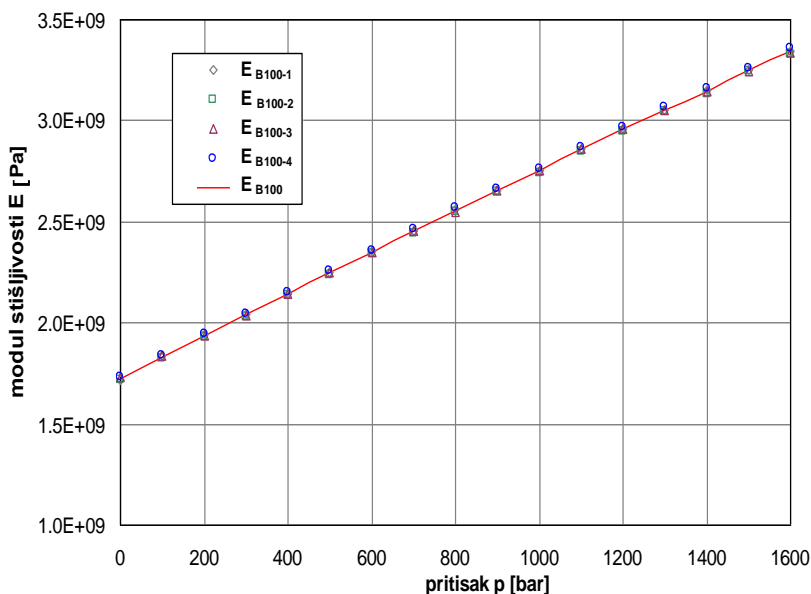
PRILOG 4 – 3. Modul stišljivosti – ulje repice

ULJE REPICE (UR) t = 20 °C					
pritisak (bar)	modul stišljivosti E_{UR} (Pa) ; $E_{UR} = a_{UR}^2 \cdot \rho_{UR}$; a_{UR} (m/s), ρ_{UR} (kg/m ³)				osrednjena vrednost
	I	II	III	IV	
atm	1911718637	1948764195	1.9E+09	1923196218	1.929E+09
100	2010800461	2025047174	2E+09	2023434677	2.025E+09
200	2119072296	2135038699	2.1E+09	2131165000	2.133E+09
300	2219955452	2239793949	2.2E+09	2230855398	2.234E+09
400	2323165100	2343300324	2.4E+09	2335448891	2.338E+09
500	2428190801	2447496054	2.5E+09	2437053114	2.441E+09
600	2529150041	2545207981	2.6E+09	2541415112	2.543E+09
700	2634903247	2665211872	2.7E+09	2647343540	2.656E+09
800	2736425744	2761935756	2.8E+09	2756091143	2.756E+09
900	2836509781	2862424361	2.9E+09	2853858336	2.855E+09
1000	2941968966	2959751044	3E+09	2954138592	2.956E+09
1100	3042773173	3065867790	3.1E+09	3057352545	3.06E+09
1200	3143175336	3155782180	3.2E+09	3156775879	3.157E+09
1300	3241041272	3260132101	3.3E+09	3255025953	3.256E+09
1400	3332764701	3351346087	3.4E+09	3350651231	3.35E+09
1500	3439365279	3445187537	3.5E+09	3448844984	3.447E+09
1600	3537148209	3536231082	3.6E+09	3547643895	3.544E+09



PRILOG 4 – 3. Modul stišljivosti – biodizel

BIODIZEL (B100) t = 20 °C					
pritisak (bar)	modul stišljivosti E_{B100} (Pa) ; $E_{B100} = a_{B100}^2 \cdot \rho_{B100}$; a_{B100} (m/s), ρ_{B100} (kg/m ³)				osrednjena vrednost
	I	II	III	IV	
atm	1714605577	1715721020	1.7E+09	1733689460	1.724E+09
100	1837404803	1822003806	1.8E+09	1839780582	1.834E+09
200	1944459362	1932711319	1.9E+09	1946898570	1.941E+09
300	2043692357	2031422095	2E+09	2046986785	2.041E+09
400	2146401670	2133437268	2.1E+09	2148386508	2.142E+09
500	2251512912	2236677098	2.2E+09	2255351995	2.248E+09
600	2355003619	2343638490	2.3E+09	2360011889	2.352E+09
700	2455436654	2442291525	2.5E+09	2462020079	2.453E+09
800	2560876151	2551088208	2.6E+09	2566224702	2.557E+09
900	2655215231	2645010988	2.7E+09	2662321468	2.654E+09
1000	2757147907	2743064658	2.8E+09	2764091967	2.754E+09
1100	2858926906	2844758152	2.9E+09	2869459312	2.858E+09
1200	2960522251	2947571429	3E+09	2968691498	2.959E+09
1300	3055727529	3042738181	3.1E+09	3064405554	3.054E+09
1400	3150839996	3132847215	3.1E+09	3158610308	3.147E+09
1500	3251605704	3240937466	3.2E+09	3260255813	3.249E+09
1600	3346977153	3332489500	3.3E+09	3354584913	3.343E+09



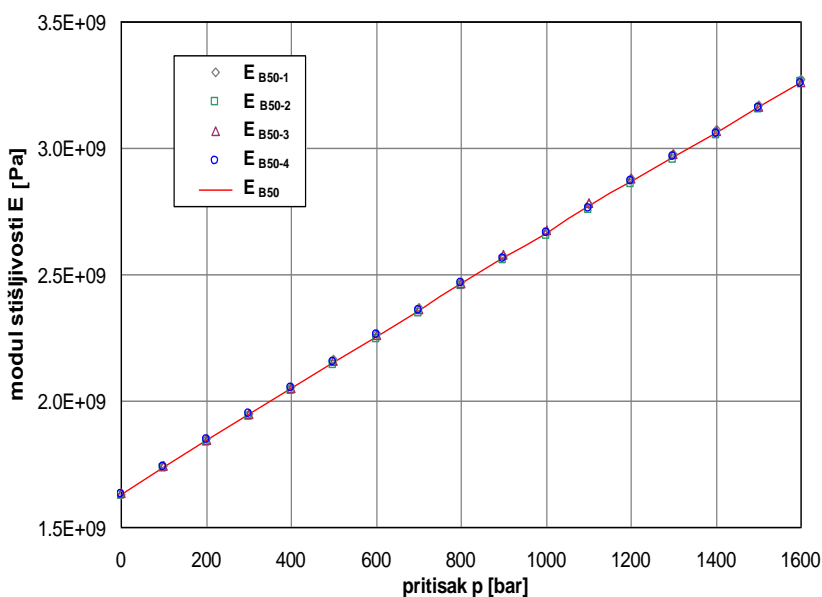
Polynomial Regression on Data1_B100
 $y = A0 + A1 x + A2 x^2 + A3 x^3 + \dots$

Parameter	Value	sd
A0	1.7246048E9	2671284.85566
A1	1071625.7	7744.25958
A2	-36.499691	4.66996

R = 0.99997
 $R^2 = 0.99994$
 $SD = 4111690.68964$

PRILOG 4 – 3. Modul stišljivosti – mešavina biodizel/dizel po 50%

MEŠAVINA DIZEL/BIODIZEL po 50% (B50) t = 20 °C					
pritisk (bar)	modul stišljivosti E_{B50} (Pa) ; $E_{B50} = a_{B50}^2 \cdot \rho_{B50}$; a_{B50} (m/s), ρ_{B50} (kg/m ³)				osrednjena vrednost
	I	II	III	IV	
atm	1628869787	1622818736	1.6E+09	1630268300	1.629E+09
100	1743389084	1730293504	1.7E+09	1737865292	1.739E+09
200	1851205528	1835498873	1.8E+09	1846699652	1.845E+09
300	1951111345	1938289431	1.9E+09	1946184864	1.946E+09
400	2056818628	2041039770	2.1E+09	2049993762	2.05E+09
500	2162715570	2144770412	2.2E+09	2153198245	2.155E+09
600	2266709700	2245753083	2.3E+09	2258599880	2.258E+09
700	2370195907	2349350921	2.4E+09	2359525191	2.36E+09
800	2473553833	2456464041	2.5E+09	2465676220	2.466E+09
900	2573619909	2555663038	2.6E+09	2562849378	2.568E+09
1000	2672098411	2655851611	2.7E+09	2663273989	2.667E+09
1100	2775633935	2758235933	2.8E+09	2763276878	2.77E+09
1200	2877949381	2856257840	2.9E+09	2866747931	2.87E+09
1300	2974636034	2953965077	3E+09	2967076517	2.968E+09
1400	3072496214	3052132115	3.1E+09	3058158789	3.063E+09
1500	3172114065	3153057125	3.2E+09	3158107562	3.162E+09
1600	3273680473	3260099990	3.3E+09	3255770976	3.263E+09



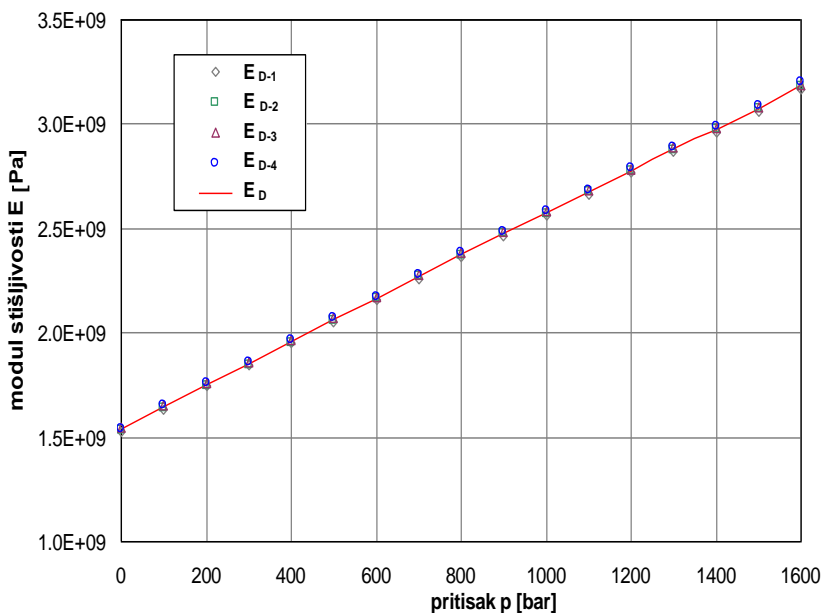
Polynomial Regression on Data1_B50
 $y = A0 + A1 x + A2 x^2 + A3 x^3 + \dots$

Parameter	Value	sd
A0	1.6336403E9	1608001.94248
A1	1072692.6	4661.7209
A2	-30.996481	2.81112

R = 0.99999
 $R^2 = 0.99998$
 $SD = 2475066.10979$

PRILOG 4 – 3. Modul stišljivosti – dizel

DIZEL (D) t = 20 °C					
pritisak (bar)	modul stišljivosti E_D (Pa) ; $E_D = a_D^2 \cdot \rho_D$; a_D (m/s), ρ_D (kg/m ³)				osrednjena vrednost
	I	II	III	IV	
0	1528601894	1529944956	1.5E+09	1543043592	1.537E+09
100	1635561561	1636222527	1.7E+09	1650979038	1.644E+09
200	1742539488	1744232060	1.8E+09	1757094868	1.751E+09
300	1842174271	1844594735	1.9E+09	1860040359	1.852E+09
400	1948415533	1952436197	2E+09	1966554898	1.959E+09
500	2052594813	2058743796	2.1E+09	2070339275	2.063E+09
600	2156096274	2162670137	2.2E+09	2171571586	2.165E+09
700	2260133871	2269014361	2.3E+09	2277285533	2.27E+09
800	2362007828	2370255584	2.4E+09	2383008441	2.374E+09
900	2464245996	2475576164	2.5E+09	2486900238	2.477E+09
1000	2562596763	2570651002	2.6E+09	2583942275	2.575E+09
1100	2663793329	2675429798	2.7E+09	2686550454	2.677E+09
1200	2766753802	2778056634	2.8E+09	2786704891	2.779E+09
1300	2867877494	2875428833	2.9E+09	2885971570	2.879E+09
1400	2963595815	2976227024	3E+09	2987072127	2.978E+09
1500	3058437238	3074425126	3.1E+09	3086690655	3.075E+09
1600	3163408580	3181587085	3.2E+09	3200297154	3.184E+09



Polynomial Regression on Data1_D
 $y = A0 + A1 x + A2 x^2 + A3 x^3 + \dots$

Parameter	Value	sd
A0	1.5290006E9	1330252.87484
A1	1060818.9	3856.50506
A2	-25.488881	2.32556

R =0.99999
 $R^2=0.99999$
 $SD =2047549.64592$

LITERATURA

- [1] Stefanović, A., Dizel motori sa gorivom na bazi biljnih ulja, Monografija, Mašinski fakultet u Nišu, Niš, 1999.
- [2] Mehta, A., Joshi, M., Patel, G., Saiyad, M.J., Performance of Single Cylinder Diesel Engine Using Jatropha Oil with exhaust Heat Recoverz System, International Journal of Advanced Engineering Technology, Vol.III, Iss. IV, (2012), p.p. 1-7.
- [3] Pandey, R.K., Rehman, A., Sarviya, R.M., Impact of alternative fuel properties on fuel spray behavior and atomization, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16, (2012), p.p. 1762– 1778.
- [4] Stefanović, A., Maurer, K., Neka iskustva u dobijanju ulja repice i korišćenje istog kao alternativnog goriva za motore, Simpozijum Motori i motorna vozila '92, JUMV, Kragujevac, 1992.
- [5] Schumacher, L.G., Engine oil impact literature search and summary, Final Report for the National Biodiesel Board, Columbia, USA, 1996.
- [6] Daho, T., Vaitilingom, G., Sanogo, O., Ouiminga, S.K., Zongo, A.S., Piriou, B., Koulidiati, J., Combustion of vegetable oils under optimized conditions of atomization and granulometry in a modified fuel oil burner, Fuel, 118, (2014), p.p. 329–334.
- [7] Hellier, P., Ladommatos, N., Yusaf, T., The influence of straight vegetable oil fatty acid composition on compression ignition combustion and emissions, Fuel, 143, (2015), p.p. 131–143.
- [8] Rakopoulos, D.C., Rakopoulos, C.D., Giakoumis, E.G., Dimaratos, A.M., Founti, M.A., Comparative environmental behavior of bus engine operating on blends of diesel fuel with four straight vegetable oils of Greek origin: Sunflower, cottonseed, corn and olive, Fuel, 90, (2011), p.p. 3439–3446.
- [9] http://journeytoforever.org/biofuel_library/fatsoils/fatsoils2.html
- [10] Forson, F.K., Oduro, E.K., Hammond-Donkoh, E., Performance of jatropha oil blends in a diesel engine, Renewable Energy, 29, (2004), p.p. 1135–1145.
- [11] Rakopoulos, D., Rakopoulos, C., Giakoumis, E., Impact of properties of vegetable oil, bio-diesel, ethanol and n-butanol on the combustion and emissions of turbocharged HDDI diesel engine operating under steady and transient conditions, Fuel, 156, (2015), p.p. 1–19.

- [12] Nwafor, O.M.I., The effect of elevated fuel inlet temperature on performance of diesel engine running on neat vegetable oil at constant speed conditions, *Renewable Energy*, Vol. 28, Iss. 2, (2003), p.p. 171–181.
- [13] Wolfgang, R., Ermittlung von Motor und Verbrennungstechnischen Kenndaten an Einem Diesel Motor mit Direkteinspritzung bei Betrieb mit Unterschiedlich Aufbereitetem Rapsol, *VDI Vortschrift Berichte*, Nr. 316, (1997).
- [14] <http://www.ufop.de/english/news/chart-of-the-week/archive-chart-of-the-week/>
- [15] <http://www.slideshare.net/GreenPalmOil/2013-global-vegetable-oil-production>
- [16] <http://www.ufop.de/english/news/chart-of-the-week/archive-chart-of-the-week/>
- [17] http://journeytoforever.org/biodiesel_yield.html
- [18] <http://www.slideshare.net/GreenPalmOil/2013-global-palm-oil-production>
- [19] http://www.pecad.fas.usda.gov/cropexplorer/cropview/commodityView.aspx?cropid=4243000&sel_year=2006&rankby=Imports
- [20] <https://www.cdp.net/en-US/Programmes/Pages/forests-palm.aspx>
- [21] <http://news.mongabay.com/2013/09/europe-importing-more-palm-oil-for-biofuels-raising-risks-for-rainforests/>
- [22] http://www.pecad.fas.usda.gov/cropexplorer/cropview/commodityView.aspx?startrow=21&cropid=2222000&sel_year=2014&rankby=Production
- [23] http://www.pecad.fas.usda.gov/cropexplorer/cropview/commodityView.aspx?cropid=2226000&sel_year=2013&rankby=Production
- [24] http://www.pecad.fas.usda.gov/cropexplorer/cropview/commodityView.aspx?cropid=2226000&sel_year=2013&rankby=Exports
- [25] http://www.pecad.fas.usda.gov/cropexplorer/cropview/commodityView.aspx?cropid=2226000&sel_year=2014&rankby=Imports
- [26] <http://sabapasar.blogspot.rs/2012/08/microalgae-third-generation-renewable.html>
- [27] <http://2014.igem.org/Team:Concordia/Project/Sustainability>
- [28] <http://news.mongabay.com/bioenergy/2007/10/quick-look-at-fourth-generation.html>
- [29] Demirbas, A., Competitive liquid biofuels from biomass, *Applied Energy*, 88, (2011), p.p. 17–28.
- [30] Peterson, C.L. i dr., Processing, Characteriz. & Perform. of Eight Fuels from Lipids, University of Idaho Department of Agricultural Engineering, Idaho, USA, (1997).
- [31] Brunschwig, C., Moussavou, W., Blin, J., Use of bioethanol for biodiesel production, *Progress in Energy and Combustion Science*, 38, (2012), p.p. 283-301.
- [32] Yarrapathruni, V.H.R., Voleti, R.S., Pereddy, N.R., Alluru, V.S.R., Jatropha Oil Methzl Ester and its Blends Used as an Alternative Fuel in Diesel Engine, *Thermal Science*, Vol. 13, No. 3, (2009), p.p. 207-217.
- [33] Agarwal, K.A., Chaudhury, V., Agarwal, A., Shukla, C.P., Comparative study of macroscopic spray parameters and fuel atomization behaviour of straight vegetable oils (jatropha), its biodiesel and blends, *Thermal Science*, 17 (1), (2013), p.p. 217-232.

- [34] Bueno, A.V., Velásquez, J.A., Milanez, L.F., Heat release and engine performance effects of soybean oil ethyl ester blending into diesel fuel, *Energy*, 36, (2011), p.p. 3907-3916.
- [35] Lahane, S., Subramanian, K.A., Effect of different percentages of biodiesel-diesel blends on injection, spray, combustion, performance, and emission characteristics of a diesel engine, *Fuel*, 139, (2015), p.p. 537–545.
- [36] Volmajer, M., Kegl, B., Pogorevc, P., Injection characteristics of an in-line fuel injection system using the alternative fuels, *Journal of KONES*, 9 (1/2), (2002), p.p. 259-267.
- [37] Kuti, O.A., Zhu, J., Nishida, K., Wangb, X., Huang, Z., Characterization of spray and combustion processes of biodiesel fuel injected by diesel engine common rail system, *Fuel*, 104, (2013), p.p. 838–846.
- [38] Ahmed, S., Hassan, M.Hj., Kalam, Md.A., Rahman, S.M.A., Abedin, Md.J., Shahir, A., An experimental investigation of biodiesel production, characterization, engine performance, emission and noise of Brassica juncea methyl ester and its blends, *Journal of Cleaner Production*, 79, (2014), p.p. 74-81.
- [39] Özener, O., Yüksek, L., Ergenç, A.T., Özkan, M., Effects of soybean biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics, *Fuel*, 115, (2014), p.p. 875–883.
- [40] Kegl, B., Effects of biodiesel on emissions of a bus diesel engine, *Bioresource Technology*, 99, (2008), p.p. 863–873.
- [41] Vujicic, Dj., Comic, D., Zarubica, A., Micic, R., Boskovic, G., Kinetics of biodiesel synthesis from sunflower oil over CaO heterogeneous catalyst, *Fuel*, (89), (2010), p.p. 2054–2061.
- [42] Shukla, P.C., Gupta, T., Labhsetwar, N.K., Agarwal, A.K., Physico-chemical speciation of particulates emanating from Karanja biodiesel fuelled automotive engine, *Fuel*, (162), (2015), p.p. 84–90.
- [43] Singaram, L., Biodiesel: An Eco-Friendly Alternate Fuel for the Future – A Review, *Thermal Science*, Vol. 13, No. 3, (2009), p.p. 185-199.
- [44] Varatharajan, K., Cheralathan, M., Velraj, R., Mitigation of NOx emissions from a jatropha biodiesel fuelled DI diesel engine using antioxidant additives, *Fuel*, 90, (2011), p.p. 2721–2725.
- [45] Sivaramakrishnan, K., Ravikumar, P., Determination of Cetane Number of Biodiesel and it's Influence on Physical Properties, Asian Research Publishing Network (ARPN), *Journal of Engineering and Applied Sciences*, (7), (2), (2012), p.p. 205-211.
- [46] Dunn, R.O., Soybean - Applications and Technology, Improving the Cold Flow Properties of Biodiesel by Fractionation, (Chapter 12), In.Tech, (2011), <http://www.intechopen.com/books/soybean-applications-and-technology>

- [47] Gautam, K., Gupta, N.C., Sharma, D.K., Physical characterization and comparison of biodiesel produced from edible and non-edible oils of *Madhuca indica* (mahua), *Pongamia pinnata* (karanja), and *Sesamum indicum* (til) plant oilseeds, *Biomass Conversion and Biorefinery Processing of Biogenic Material for Energy and Chemistry*, ISSN 2190-6815 *Biomass Conv. Bioref.* DOI 10.1007/s13399-013-0101-7, (2013).
- [48] http://cdn.intechopen.com/pdfs/23666/InTech-Biodiesel_quality_standards_and_properties.pdf
- [49] Xin, J., Imahara, H., Saka, S., Oxidation stability of biodiesel fuel as prepared by supercritical methanol, *Fuel*, (87), (2008), p.p. 1807–1813.
- [50] Rawat, D.S., Joshi, G., Lamba, B.Z., Tiwari, A.K., Mallick, S., Impact of additives on storage stability of Karanja (*Pongamia Pinnata*) biodiesel blends with conventional diesel sold at retail outlets, *Fuel*, (120), (2014), p.p. 30–37.
- [51] Islam, M.A., Magnusson, M., Brown, R.J., Ayoko, G.A., Nabi, M.N., Heimann, K., Microalgal Species Selection for Biodiesel Production Based on Fuel Properties Derived from Fatty Acid Profiles, *Energies* (6), (2013), p.p. 5676-5702.
- [52] Porte, A.F., Schneider, R.K.S., Kaercher, J.A., Klamt, R.A., Schmatz, W.L., Silva, W.L.T., Filho, W.A.S., Sunflower biodiesel production and application in family farms in Brazil, *Fuel*, (89), (2010), p.p. 3718–3724.
- [53] Nikolic, B., The Study of Physical Characteristics of Rapeseed Oil and Rape Methylene Ester as Fuels in Internal Combustion Engines, M. Sc. thesis, Mechanical Engineering Faculty, University of Nis, Serbia, 2006.
- [54] Abdullah, A.Z., Razali, N., Mootabadi, H., Salamatinia, B., Critical technical areas for future improvement in biodiesel technologies, *IOP Publishing, Environmental Research Letters*, 2, (2007), p.p. 1-6.
- [55] National Biodiesel Board: The Official Site of the National Biodiesel Board, Fuel fact sheets, USA, (2005). www.biodiesel.org
- [56] Lešnik, L., Iljaz, J., Hribernik, A., Kegl, B., Numerical and experimental study of combustion, performance and emission characteristics of a heavy-duty DI diesel engine running on diesel, biodiesel and their blends, *Energy Conversion and Management*, 81, (2014), p.p. 534–546.
- [57] Valentino, G., Allocca, L., Iannuzzi, S., Montanaro, A., Biodiesel/mineral diesel fuel mixtures: Spray evolution and engine performance and emissions characterization, *Energy*, 36, (2011), p.p. 3924-3932.
- [58] Liaquat, A.M., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Rizwanul Fattah, I.M., Hazrat, M.A., Varman, M., Mofijur, M., Shahabuddin, M., Effect of coconut biodiesel blended fuels on engine performance and emission characteristics, *Procedia Engineering*, 56, (2013), p.p. 583–590.

- [59] Lapuerta, M., Armas, O., Fernandez, J.R., Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions, *Progress in Energy and Combustion Science*, 34, (2008), p.p. 198–223.
- [60] Dobovišek, Ž., Vajda, B., Pehan, S., Kegl, B., Utjecaj svojstava goriva na značajke motora i tribološki parametri, *Goriva i maziva*, 48, 2, (2009), p.p. 131-158.
- [61] Kegl, B., Experimental Investigation of Optimal Timing of the Diesel Engine Injection Pump Using Biodiesel Fuel, *Energy & Fuels*, 20, (2006), p.p. 1460-1470.
- [62] Pehan, S., Svoljšak Jerman, M., Kegl, M., Kegl, B., Biodiesel influence on tribology characteristics of a diesel engine, *Fuel*, 88, (2009), p.p. 970–979.
- [63] Giakoumis, E., Rakopoulos, C., Dimaratos, A., Rakopoulos, D., Exhaust emissions of diesel engines operating under transient conditions with biodiesel fuel blends, *Progress in Energy and Combustion Science*, 38, (2012), p.p. 691-715.
- [64] Jakab, M., Westbrook, S., Hutzler, S., Testing for Compatibility of Steel with Biodiesel, Final Report for Project No. 08.13070, Southwest Research Institute, San Antonio, Washington DC, (2008).
- [65] Nikolić, B., Stefanović, A., Rašković, L.J., Naumovska, M., Uticaj ulja repice i metilestra ulja repice na delove motora, VI Međunarodni naučno-stručni skup "Izvor i prenos snage", Bečići (CG), (2001), p.p. 115-120.
- [66] Song, H., Tompkins, B.T., Bittle, J.A., Jacobs, T.J., Comparisons of NO emissions and soot concentrations from biodiesel-fuelled diesel engine, *Fuel*, 96, (2012), p.p. 446–453.
- [67] Gumus, M., Sayin, C., Canakci, M., The impact of fuel injection pressure on the exhaust emissions of a direct injection diesel engine fueled with biodiesel–diesel fuel blends, *Fuel*, 95, (2012), p.p. 486–494.
- [68] Sadeghinezhad, E., Kazi, S.N., Badarudin, A., Oon, C.S., Zubir, M.N.M., Mehrali, M., A comprehensive review of bio-diesel as alternative fuel for compression ignition engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28, (2013), p.p. 410–424.
- [69] Mofijur, M., Atabani, A.E., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Masum, B.M., A study on the effects of promising edible and non-edible biodiesel feedstocks on engine performance and emissions production: A comparative evaluation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, (2013), p.p. 391–404.
- [70] Pabst, C., Munack, A., Bunger, J., Krahl, J., Emissions of Biofuel Blends Used in Engines with SCR Catalyst, *MTZ*, Vol. 75, 02, (2014).
- [71] Elshaib, A.A., Kamal, M.M., Elahwany, A.A., Performance of a diesel engine fueled by waste cooking oil biodiesel, *Journal of the Energy Institute*, 87, (2014), p.p. 11–17.
- [72] Li, Li., Jianxin, W., Zhi, W., Jianhua, W., Combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with diesel/biodiesel/pentanol fuel blends, *Fuel*, 156, (2015), p.p. 211–218.

- [73] Panneerselvama, N., Murugesan, A., Vijayakumar, C., Kumaravel, A., Subramaniam, D., Avinash, A., Effects of injection timing on bio-diesel fuelled engine characteristics - An overview, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50, (2015), p.p. 17–31.
- [74] Kousoulidou, M., Ntziachristos, L., Fontaras, G., Martini, G., Dilara, P., Samaras, Z., Impact of biodiesel application at various blending ratios on passenger cars of different fueling technologies, *Fuel*, 98, (2012), p.p. 88–94.
- [75] Lešnik, L., Vajda, B., Žunić, Z., Škerget, L., Kegl, B., The influence of biodiesel fuel on injection characteristics, diesel engine performance, and emission formation, *Applied Energy*, 111, (2013), p.p. 558–570.
- [76] Carraretto, C., Macor, A., Mirandola, A., Stoppato, A., Tonon, S., Biodiesel as alternative fuel: experimental analysis and energetic evaluations, *Energy*, (29), (2), (2004), p.p. 195–211.
- [77] Lapuerta, M., Herreros, J.M., Lyons, L.L., García-Contreras, R., Briceño, Y., Effect of the alcohol type used in the production of waste cooking oil biodiesel on diesel performance and emissions, *Fuel*, (87), (2008), p.p. 3161–3169.
- [78] Barrie, W., Biodiesel in the EU – how to maximize potential, Presentation to 1st World Biofuels Conference, Paris, France, (2001).
- [79] Kent Hoekman, S., Robbins, C., Review of the effects of biodiesel on NO_x emissions, *Fuel Processing Technology*, 96, (2012), p.p. 237–249.
- [80] Ecopoint Inc. DieselNet: Emission Standards, European Union. Retr. 12, (2012).
- [81] Palash, S.M., Kalam, M.A., Masjuki, H.H., Masum, B.M., Rizwanul Fattah, I.M., Mofijur, M., Impacts of biodiesel combustion on NO_x emissions and their reduction approaches, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, (2013), p.p. 473–490.
- [82] EL-Kasaby, M., Nemitallah, M.A., Experimental investigations of ignition delay period and performance of a diesel engine operated with *Jatropha* oil biodiesel, *Alexandria Engineering Journal*, 52, (2013), p.p. 141–149.
- [83] https://www.deere.com/en_US/docs/pdfs/emissions/large_engine_technology_final.pdf
- [84] Torres-Jimenez, E., Dorado, P., Kegl, B., Experimental investigation on injection characteristics of bioethanol–diesel fuel and bioethanol–biodiesel blends, *Fuel*, 90, (2011), p.p. 1968–1979.
- [85] Kannan, T.K., Gounder, M.R., Thevetia Peruviana Biodiesel Emulsion Used as a Fuel in a Single Cylinder Diesel Engine Reduces NO_x and Smoke, *Thermal Science*, Vol. 15, No. 4, (2011), p.p. 1185–1191.
- [86] Verma, P., Sharma, M.P., Performance and Emission Characteristics of Biodiesel Fuelled Diesel Engines, *International Journal of Renewable Energy Research*, (5), (1), (2015), p.p. 245–250.

- [87] Michelle, E., Corless, J., Green-Roesel, R., Clearing the Air – Public Health Threats from Cars and Heavy Duty Vehicles, Surface Transportation Policy Projekt, Washington, DC 20036, USA, (2003).
- [88] Zhang, Q., Zhu, Y., Measurements of ultrafine particles and other vehicular pollutants inside school buses in South Texas, *Atmosph. Environ.* (44), (2010), p.p. 253-261.
- [89] Pandey, R.K., Rehman, A., Sarviya, R.M., Impact of alternative fuel properties on fuel spray behavior and atomization, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, (2012), p.p. 1762–1778.
- [90] Okona-Mensah, K., Battershill, J., Boobis, A., Fielder, R., An approach to investigating the importance of high potency polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) in the induction of lung cancer by air pollution, *Food and Chemical Toxicology*, (43), (2005), p.p. 1103–1116.
- [91] Onursal, B., Gautam, S.P., Vehicular Air Pollution, Washington, DC, USA, The World Bank, (1997).
- [92] <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/renewable-energy>
- [93] <http://ec.europa.eu/eurostat>
- [94] EU Biofuels Annual 2014, GAIN Report Number: NL4025 (2014).
http://gain.fas.usda.gov/Recent%20GAIN%20Publications/Biofuels%20Annual_The%20Hague_EU-28_7-3-2014.pdf
- [95] Radovanović, D., Proizvodni kapaciteti biogoriva u regionu, VII Međunarodni forum o čistim energetske tehnologijama, Energetika Srbije 2013: Budućnost i perspektive, R Srbija, Novi Sad, (2013).
- [96] Leskovic, S., Uvođenje OIE u saobraćaj - Planovi Naftne industrije Srbije, NIS, Beograd, (2013).
- [97] Nacionalni akcioni plan za korišćenje obnovljivih izvora energije (*NAPOIE*) Republike Srbije, Vlada R. Srbije, (2013), Službeni glasnik RS, br. 53/2013.
- [98] Černež, A., Dobovišek Ž., Napajanje gorivom dizel i oto-motora, Sarajevo, 1980.
- [99] Urlaub, A., Verbrennungsmotoren, Band 2, Verfahrenstheorie, Berlin, 1989.
- [100] Nikolić, B., Stefanović, A., Određivanje brzine zvuka, gustine i modula stišljivosti ulja repice, biodizela i dizel goriva, Međunarodna naučna konferencija - Alternative Fuels 2008, Maribor, Slovenija, 2008.
- [101] Nikolić, B., Kegl, B., Marković, S., Mitrović, M., Determining the Speed of sound, Density and Bulk Modulus of Rapeseed Oil, Biodiesel and Diesel Fuel, *Thermal Science*, Vol. 16, Suppl. 2, (2012), p.p. S505-S514.
- [102] Huber, M. L., Lemmon, E.W., Kazakov, A., Ott, L.S., Bruno, T.J., Model for the Thermodynamic Properties of a Biodiesel Fuel, *Energy & Fuels*, 23, 7, (2009), p.p. 3790-3797.

- [103] Tat, M. E., Van Gerpen, J.H., Soyly, S., Canakci, M., Monyem, A., Wormley, S., The Speed of Sound and Isentropic Bulk Modulus of Biodiesel at 21 °C from Atmospheric Pressure to 35 MPa, *JAOCS*, 77, (2000), p.p. 285-289.
- [104] Tat, M. E., Van Gerpen, J. H., Effect of Temperature and Pressure on the Speed of Sound and Isentropic Bulk Modulus of Mixtures of Biodiesel and Diesel Fuel, *JAOCS*, 80 (2003), 11, p.p. 1127-1130.
- [105] Ott, L. S., Huber, M. L., Bruno, T. J., Density and Speed of Sound Measurements on Five Fatty Acid Methyl Esters at 83 kPa and Temperatures from 278.15 to 338.15 K, *Journal of Chemical Engineering Data*, 53, (2008), 10, p.p. 2412-2416.
- [106] Kegl, B., Numerical Analysis of Injection Characteristics Using Biodiesel Fuel, *Fuel*, 85, (2006), 17-18, p.p. 2377-2387.
- [107] Dzida, M., Prusakiewicz, P., The Effect of Temperature and Pressure on the Physicochemical Properties of Petroleum Diesel Oil and Biodiesel Fuel, *Fuel*, 87, (2008), 10-11, p.p. 1941-1948.
- [108] Dzida, M., Jezak, S., Sumara, J., Zarska, M., Góralski, P., High pressure physicochemical properties of biodiesel components used for spray characteristics in diesel injection systems, *Fuel*, 111, (2013), p.p. 165–171.
- [109] Payri, R., Salvador, F.J., Gimeno, J., Bracho, G., The Effect of Temperature and Pressure on Thermodynamic Properties of Diesel and Biodiesel Fuels, *Fuel*, 90, (2011), p.p. 1172-1180.
- [110] Freitas, S., Paredes, M., Daridon, J.L. Lima, A., Coutinho, J., Measurement and prediction of the speed of sound of biodiesel fuels, *Fuel*, 103, (2013), p.p. 1018–1022.
- [111] Freitas, S., Santos, A., Moita, M.L., Follegatti-Romero, L., Dias, T., Meirelles, A., Daridon, J.L., Lima, A., Coutinho, J., Measurement and prediction of speeds of sound of fatty acid ethyl esters and ethylic biodiesels, *Fuel*, 108, (2013), p.p. 840–845.
- [112] Daridon, J.L., Coutinho, J., Ndiaye, E.H.I., Paredes, M., Novel data and a group contribution method for the prediction of the speed of sound and isentropic compressibility of pure fatty acids methyl and ethyl esters, *Fuel*, 105, (2013), p.p. 466–470.
- [113] Žarska, M., Bartoszek, K., Dzida, M., High pressure physicochemical properties of biodiesel components derived from coconut oil or babassu oil, *Fuel*, 125, (2014), p.p. 144–151.
- [114] Lopes, A., Talavera-Prieto, M.C., Ferreira, A., Santos, J., Santos, M., Portugal, A., Speed of sound in pure fatty acid methyl esters and biodiesel fuels, *Fuel*, 116, (2014), p.p. 242–254.
- [115] Perdomo, F.A., Gil-Villegas, A., Predicting thermophysical properties of biodiesel fuel blends using the SAFT-VR approach, *Fluid Phase Equilib.* 306, (2011), p.p. 124–128.

- [116] Tat, M.E., Van Gerpen, J.H., Measurement of biodiesel speed of sound and its impact on injection timing, Final Report No. NREL/SR-510-31462, National Renewable Energy Laboratory, U.S. Department of Energy Laboratory, (2003).
- [117] Gautam, A., Agarwal, A.K., Determination of important biodiesel properties based on fuel temperature correlations for application in a locomotive engine, *Fuel*, 142 (2015), p.p. 289–302.
- [118] Lapuerta, M., Agudelo, J.R., Prorok, M., Boehman, A.L., Bulk Modulus of Compressibility of Diesel/Biodiesel/HVO Blends, *Energy Fuel*, 26 (2), (2012), p.p. 1336–1343.
- [119] Tufeu, R., Measurement of Thermophysical Properties of Fluids, L.I.M.H.P. - C.N.R.S., Centre Universitaire Paris – Nord, Villetaneuse, Paris, Francuska, 1988.
- [120] Corach, J., Sorichetti, P.A., Romano, S.D., Electrical and ultrasonic properties of vegetable oils and biodiesel, *Fuel*, 139, (2015), p.p. 466–471.
- [121] Ultrazvučni defektoskop UD2-12 (2.1), Uputstvo za rukovanje, 1987.
- [122] Kegl, B., Pehan, S., Influence of biodiesel on injection, fuel spray and engine characteristics, *Thermal Science*, 12 (2), (2008), p.p. 171-182.
- [123] Kegl, B., Biodiesel usage at low temperature, *Fuel*, (87), (2008), p.p. 1306–1317.
- [124] Tat, M.E., Van Gerpen, J.H., Measurement of Biodiesel Speed of Sound and Its Impact on Injection Timing, Final Report NREL/SR-510-31462, National Renewable Energy Laboratory, USA, (2003).
- [125] Boehman, A.L., Morris, D., Szybist, J., The Impact of the Bulk Modulus of Diesel Fuels on Fuel Injection Timing, *Energy & Fuels*, (18), (2004), p.p. 1877-1882.
- [126] Filipović, I.M., Pikula, B.D., Kepnik, G.V., Impact of Physical Properties of Mixture of Diesel and Biodiesel Fuels on Hydrodynamic Characteristics of Fuel Injection System, *Thermal Science*, (18) (1), (2014), p.p. 143-153.
- [127] Labecki, L., Ganippa, L.C., Effects of injection parameters and EGR on combustion and emission characteristics of rapeseed oil and its blends in diesel engines, *Fuel*, (98), (2012), p.p. 15–28.
- [128] Gupta, P., Dhar, A., Agarwal, A.K., Experimental investigations of a Single Cylinder Genset Engine with Common Rail Fuel Injection System, *Thermal Science*, (18) (1), (2014), p.p. 249-258.
- [129] Plamondon, E., Seers, P., Development of a simplified dynamic model for a piezoelectric injector using multiple injection strategies with biodiesel/diesel-fuel blends, *Applied Energy*, (131), (2014), p.p. 411–424.
- [130] Sahoo, P.K., Das, L.M., Combustion analysis of Jatropha, Karanja and Polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine, *Fuel*, (88), (2009), p.p. 994–999.

- [131] Caresana, F., Impact of biodiesel bulk modulus on injection pressure and injection timing. The effect of residual pressure, *Fuel*, (90), (2011), p.p.477–485.
- [132] Celik, M.B., Simsek, D., The Determination of Optimum Injection Pressure in an Engine Fuelled with Soybean Biodiesel/Diesel Blend, *Thermal Science*, (18) (1), (2014), p.p. 229-238.
- [133] Rakopoulos, D.C., Rakopoulos, C.D., Giakoumis, E.G., Papagiannakis, R.G., Kyritsis, D.C., Influence of properties of various common bio-fuels on the combustion and emission characteristics of high-speed DI (direct injection) diesel engine: Vegetable oil, bio-diesel, ethanol, n-butanol, diethyl ether, *Energy*, (73), (2014), p.p. 354-366.
- [134] Kegl, B., An improved mathematical model of conventional FIE processes, SAE technical paper series, ISSN 0148-7191, 1995- 950079, p.p. 17-25.
- [135] Pogorevc, P., Kegl, B., Dobovišek, Ž., Usporedba makro-karakteristika mlaza dizelskog i biodizelskog goriva, *Goriva i maziva*, 46 (1), (2007), p.p. 5-21.
- [136] Guan, L., Tang, C., Yang, K., Mo, J., Huang, J., Effect of di-n-butyl ether blending with soybean-biodiesel on spray and atomization characteristics in a common-rail fuel injection system, *Fuel* 140, (2015), p.p. 116–125.
- [137] Filipović, I., Pikula, B., Bibić, Dž., Kepnik, G., Utjecaj fizikalnih osobina mješavina biodizela i dizela D2 na karakteristike raspršivanja goriva, *Goriva i maziva*, 52 (1), (2013), p.p. 3-15.
- [138] Pikula B., Istraživanje karakteristika sistema za ubrizgavanje pri upotrebi dizela, biodizela i njihovih mješavina u različitim eksploatacionim uslovima, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet Sarajevo, 2007.
- [139] Vajda, B., Lešnik, L., Bombek, G., Biluš, I., Žunič, Z., Škerget, L., Hočevar, M., Širok, B., Kegl, B., The numerical simulation of biofuels spray, *Fuel*, 144, (2015), p.p. 71–79.
- [140] Pan, J., Yang, W., Chou, S., Li, D., Xue, H., Yhao, J., Tang, A., Spray and combustion visualization of biodiesel in a direct injection diesel engine, *Thermal Science*, 17 (1), (2013), p.p. 279-289.
- [141] Lahane, S., Subramanian, K.A., Impact of nozzle holes configuration on fuel spray, wall impingement and NOx emission of a diesel engine for biodiesel-diesel blend (B20), *Applied Thermal Engineering* 64, (2014), p.p. 307-314.
- [142] Moldovanu, D., Burnete, N., Computational fluid dynamics simulation od a single cylinder research engine working with biodiesel, *Thermal Science*, 17 (1), (2013), p.p. 195-203.
- [143] Baumgarten, C., Mixture formation in internal combustion engines, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, (2006).

- [144] Vajda, B., Bombek, G., Hočevár, M., Ritlop, D., Kegl, B., Biluš, I., Experimental spray study with usage of alternative fuels, *Journal of Energy Technology*, Vol. 6 (2), (2013), p.p. 49 – 58.
- [145] Jimenez, E.T., Svoljšak Jerman, M., Gregorc, A., Lisec, I., Dorado.M.P., Kegl, B., Physical and chemical properties of ethanol–diesel fuel blends, *Fuel*, 90, (2011), p.p. 795–802.
- [146] Qi, D.H., Chen, H., Geng, L.M., Bian, Y.ZH., Ren, X.CH., Performance and combustion characteristics of biodiesel–diesel–methanol blend fuelled engine, *Applied Energy*, 87, (2010), p.p. 1679–1686.
- [147] http://www.sunhobiodiesel.com/english_et_process_for_biodiesel.htm

БИОГРАФИЈА

Мр Бобан Николић дипл.инж.маш., рођен је 29.03.1967. године у Скопљу, од оца Димитрија и мајке Дивне Николић. Од 1973. године живи у Нишу, са станом у ул. Насеровој бр. 5.

Завршио је основну школу “Геле кула” у Нишу и математичко-техничку гимназију “Бора Станковић” такође у Нишу, обе са одличним успехом, као носилац дипломе “Вук Караџић”.

Дипломирао је на Машинском факултету у Нишу, на Катедри за Енергетику, са просечном оценом 8,6 у току студија и оценом 10 (десет) на дипломском раду из предмета Топлотна постројења, под насловом “Модификовани сложени параболични концентратор ЦПЦ-2В”.

Последипломске студије је уписао на Машинском факултету у Нишу на образовном профилу Мотори и моторна возила и положио све испите предвиђене програмом са просечном оценом 10 (десет).

Магистарску тезу под насловом: “Истраживање физичких карактеристика уља репице и његовог метилестра са аспекта примене као горива у моторима СУС”, одбранио је 09. фебруара 2006. године на Машинском факултету у Нишу и стекао академски назив “магистар машинских наука”.

Од краја 1994. године запослен је на Машинском факултету у Нишу, најпре као стипендиста Министарства за науку и технологије Републике Србије а након тога као стручни сарадник. Од 1997. године укључен је у извођење наставних вежби из предмета “Мотори са унутрашњим сагоревањем I”. Одлуком Изборног већа Машинског факултета Универзитета у Нишу од 05. јуна 2008. године изабран је у звање асистента за ужу научну област Саобраћајно машинство на Машинском факултету Универзитета у Нишу. Као стручни сарадник и асистент учествовао је у извођење наставних вежби из предмета “Мотори са унутрашњим сагоревањем I”, “Мобилне машине и возила”, “Теорија кретања возила”, “Друмска возила”, “Моторна возила”, “Савремени технички системи”, “Експлоатација мотора СУС”, “Менаџмент у саобраћају и транспорту” и “Термодинамичке основе мотора СУС”.

Решењем Управе за комуналну делатност и енергетику града Ниша 05.12.2007. године именован је за председника “Техничке комисије за преглед возила и објеката за паркирање и одржавање возила учесника јавног конкурса за поверавање обављања комуналне делатности превоза путника у градском и приградском саобраћају на територији града Ниша”. Од 2011. до 2014. године, био је ангажован у раду “Савета града Ниша за енергетску ефикасност” као члан Савета.

Од 1997. године је члан “Комисије за испитивање возила на моторни погон и прикључних возила” а од 2002. године заменик руководиоца Комисије и технички руководилац, данас “Центра за моторе и моторна возила” Машинског факултета у Нишу. Од 2012. године именован је за руководиоца “Центра за моторе и моторна возила” и председника “Комисије за испитивање возила на моторни погон и прикључних возила која се серијски или појединачно производе или преправљају” Машинског факултета у Нишу.

Од 2014. године, од стране Агенције за безбедност саобраћаја Републике Србије, именован је за спољног стручног сарадника Агенције. Од 2015. године, од стране Министарства пољопривреде и заштите животне средине Републике Србије, именован је за члана “Посебне радне групе за израду Предлога Националног Плана за управљање отпадним возилима”.

Учествовао је у реализацији више научно-истраживачких пројеката.

Аутор је и коаутор више научних радова објављених и презентираних на домаћим и међународним научно-стручним скуповима и публикацијама.

Као предавач учествовао је на више стручних и специјализованих семинара и био члан и руководилац више стручних тимова и Комисија из области мотора и моторних возила.

Био је, или је члан стручних организација: Југословенског друштва за моторе и возила – JUMV, Савеза машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије – SMEITS, The International Federation of Automotive Engineering Societies – FISITA и National Biodiesel Board – NBB.

У току 2008. и 2014. године, боравио је на Машинском факултету у Марибору, Словенија, (Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo, Laboratorij za motorje z notranjim zgorevanjem) у оквиру научно-истраживачког рада и на изради докторске дисертације.

Служи се енглеским језиком.

Држављанин је Републике Србије, српске националности и православне вероисповести.

Ожењен је и има двоје деце.

Примљено: 04.12.2015.		
Орг.јед.	Број	Правосудство
73	612-768/2015	

НАСТАВНО - НАУЧНОМ ВЕЋУ МАШИНСКОГ ФАКУЛТЕТА УНИВЕРЗИТЕТА У НИШУ

Одлуком Наставно - научног већа Машинског факултета Универзитета у Нишу, број 612-508-3/2015 од 28.08.2015. године именовани смо за чланове Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације кандидата мр Бобана Николића, дипл.инж.маш., под називом:

”ИСТРАЖИВАЊЕ КАРАКТЕРИСТИКА УБРИЗГАВАЊА УЉА РЕПИЦЕ И ЊЕГОВОГ МЕТИЛЕСТРА ПОД ВИСОКИМ ПРИТИСЦИМА У МОТОРИМА СУС”

Након прегледа докторске дисертације, сагласно Закону о високом образовању, Статуту Универзитета у Нишу и Статуту Машинског факултета у Нишу, Комисија подноси следећи:

ИЗВЕШТАЈ

1. ОСНОВНИ БИОГРАФСКИ ПОДАЦИ

1.1. Лични подаци:

Кандидат мр Бобан Николић дипл.инж.маш., рођен је 29.03.1967. године у Скопљу, од оца Димитрија и мајке Дивне Николић. Од 1973. године живи у Нишу, са станом у ул. Насеровој бр. 5. Држављанин је Републике Србије, српске националности и православне вероисповести. Ожењен је и има двоје деце.

1.2. Подаци о досадашњем образовању

Кандидат је завршио основну школу “Ђеле кула” у Нишу и математичко-техничку гимназију “Бора Станковић” такође у Нишу, обе са одличним успехом, као носилац дипломе “Вук Караџић”.

Дипломирао је на Машинском факултету у Нишу, на Катедри за Енергетику, са просечном оценом 8,6 у току студија и оценом 10 (десет) на дипломском раду из предмета Топлотна постројења, под насловом “Модификовани сложени параболни концентратор ЦПЦ-2В”.

Кандидат је последипломске студије уписао на Машинском факултету у Нишу на образовном профилу Мотори и моторна возила и положио све испите предвиђене програмом са просечном оценом 10 (десет).

Магистарску тезу под насловом: “Истраживање физичких карактеристика уља репице и његовог метилестра са аспекта примене као горива у моторима СУС”, одбранио је 09. фебруара 2006. године на Машинском факултету у Нишу и стекао академски назив “магистар машинских наука”.

Служи се енглеским језиком.

1.3. Професионална каријера

Од краја 1994. године кандидат је запослен на Машинском факултету у Нишу, најпре као стипендиста Министарства за науку и технологије Републике Србије а након тога као стручни сарадник.

Од 1997. године укључен је у извођење наставних вежби из предмета “Мотори са унутрашњим сагоревањем I”.

Од 1997. године је члан “Комисије за испитивање возила на моторни погон и прикључних возила” а од 2002. године заменик руководиоца Комисије и технички руководиоца, данас “Центра за моторе и моторна возила” Машинског факултета у Нишу.

Одлуком Изборног већа Машинског факултета Универзитета у Нишу од 05. јуна 2008. године изабран је у звање асистента за ужу научну област Саобраћајно машинство на Машинском факултету Универзитета у Нишу.

Као стручни сарадник и асистент учествовао је у извођење наставних вежби из предмета “Мотори са унутрашњим сагоревањем I”, “Мобилне машине и возила”, “Теорија кретања возила”, “Друмска возила”, “Моторна возила”, “Савремени технички системи”, “Експлоатација мотора СУС”, “Менаџмент у саобраћају и транспорту” и “Термодинамичке основе мотора СУС”.

Решењем Управе за комуналну делатност и енергетику града Ниша 05.12.2007. године именован је за председника “Техничке комисије за преглед возила и објеката за паркирање и одржавање возила учесника јавног конкурса за поверавање обављања комуналне делатности превоза путника у градском и приградском саобраћају на територији града Ниша”.

Од 2011. до 2014. године, био је ангажован у раду “Савета града Ниша за енергетску ефикасност” као члан Савета.

Од 2012. године именован је за руководиоца “Центра за моторе и моторна возила” и председника “Комисије за испитивање возила на моторни погон и прикључних возила која се серијски или појединачно производе или преправљају” Машинског факултета у Нишу.

Од 2014. године, од стране Агенције за безбедност саобраћаја Републике Србије, именован је за спољног стручног сарадника Агенције.

Од 2015. године, од стране Министарства пољопривреде и заштите животне средине Републике Србије, именован је за члана “Посебне радне групе за израду Предлога Националног Плана за управљање отпадним возилима”.

Учествовао је у реализацији више научно-истраживачких пројеката.

Аутор је и коаутор више научних радова објављених и презентираних на домаћим и међународним научно-стручним скуповима и публикацијама.

Као предавач учествовао је на више стручних и специјализованих семинара и био члан и руководиоца више стручних тимова и Комисија из области мотора и моторних возила.

Био је, или је члан стручних организација: Југословенског друштва за моторе и возила – JUMV, Савеза машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије – SMEITS, The International Federation of Automotive Engineering Societies – FISITA и National Biodiesel Board (USA) – NBB.

У току 2008. и 2014. године, боравио је на Машинском факултету у Марибору, Словенија, (Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo, Laboratorij za motorje z notranjim zgorevanjem) у оквиру научно-истраживачког рада и на изради докторске дисертације.

2. НАУЧНО-СТРУЧНИ РАД

Кандидат мр Бобан Николић, дипл.инж.маш., је до сада публикувао 35 радова, од чега 2 рада у научним часописима међународног значаја (M20), 27 радова у зборницима међународних научних скупова (M30), 5 радова у часописима националног значаја (M50) и 1 рад у зборнику скупа националног значаја (M60). Одбранио је магистарску тезу (M72), коаутор је 2 техничка решења (M85) и учествовао је у реализацији 6 научно-истраживачких пројеката и студија.

2.1. Објављени научно-стручни радови

Радови објављени у научним часописима међународног значаја:

- *Nikolić, B., Kegl, B., Marković, S., Mitrović, M.*, Determining the speed of sound, density and bulk modulus of rapeseed oil, biodiesel and diesel fuel, THERMAL SCIENCE, ISSN: 0354-9836, DOI: 10.2298/TSCI120426187N, Vol. 16, Suppl. 2, (2012), pp. S505-S514. (укупно 12 цитата без аутоцитата: 3 пута у M21, 2 пута у M23) (M23)
- *Spasić, Ž., Milanović, S., Šušteršič, V., Nikolić, B.*, Low-pressure reversible axial fan with straight profile blades and relatively high efficiency, THERMAL SCIENCE, ISSN: 0354-9836, DOI: 10.2298/TSCI120503194S, Vol. 16, Suppl. 2, (2012), pp. S593-S603. (M23)

Радови објављени у зборницима међународних научних скупова:

- *Nikolić, B., Milić, P., Milošević, M., Milanović, S.*, Ecological and economic aspects of installing devices and equipment for LPG-fuelled vehicles, 17. Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia SIMTERM 2015, Sokobanja, ISBN 978-86-6055-076-9, Proceedings, (2015), pp. 1115-1122. (M33)
- *Milošević, M., Tjupa, L.J., Nikolić, B., Stamenković, D., Pribak, D.*, Experimental Research of Effects of Adding Supplementary Component Generated by Catalytic Reactor on Combustion at Gasoline Engines, 17. Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia SIMTERM 2015, Sokobanja, ISBN 978-86-6055-076-9, Proceedings, (2015), pp. 105-112. (M33)
- *Tomić, V., Nikolić, B., Milanović, S., Milošević, M.*, How to Implement European Regulations of Homologations to Vehicle Market in Serbia, Case of Exterior Mirrors, International conference on traffic and transport engineering - ICTTE 2014, Faculty of Transport and Traffic Engineering, University of Belgrade, Serbia, ISBN 978-86-9161-531-4, Proceedings, (2014), pp. 765- 771. (M33)
http://www.ijtte.com/uploads/news_files/ICTTE_Belgrade_2014-Proceedings.pdf
- *Tomić, V., Marinković, Z., Nikolić, B., Milošević, M.*, 3D design solution and simulation of a warehouse, case of free zone city of Niš, International conference on traffic and transport engineering - ICTTE 2014, Belgrade, Faculty of Transport and Traffic Engineering, University of Belgrade, Serbia, ISBN 978-86-9161-531-4, Proceedings, (2014), pp. 109-114. http://www.ijtte.com/article/102/ICTTE_Belgrade_2014.html (M33)
- *Tomić, V., Madić, M., Nikolić, B.*, Design solution of container terminal warehouse case of free zone city of Niš, 16. Scientific-Expert Conference on Railways - RAILCON 2014, Niš, ISBN 978-86-6055-060-8, Proceedings, (2014), pp. 45-48. (M33)
- *Milošević, M., Pešić, J., Tjupa, L.J., Nikolić, B., Tomić, V.*, The possibility of using a supplementary component for the combustion efficiency of locomotive diesel engines, 16. International Scientific-Expert Conference on Railways - RAILCON 2014, Niš, ISBN 978-86-6055-060-8, Proceedings, (2014), pp. 261-264. (M33)
- *Milošević, M., Milenković, M., Pešić, J., Nikolić, B., Stamenković, D.*, Effects of using a supplementary component generated by a catalytic reactor on the combustion of the primary fuel of a loaded diesel generator, 5. International Conference TRANSPORT

- AND LOGISTICS - TIL 2014, Niš, ISBN 978-86-6055-053-0, Proceedings, (2014), pp. 113-118. <http://til2014.masfak.ni.ac.rs/> (M33)
- *Milošević, M., Pešić, J., Nikolić, B., Milenković, M.,* An Experimental Research of Effects of Adding a Supplementary Component Generated by a Catalytic Reactor on the Combustion of the Primary Fuel at Internal Combustion Engines, 16. Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia SIMTERM 2013, Sokobanja, ISBN 978-86-6055-044-8, Proceedings, (2013), pp. 408-416. (M33)
 - *Стефановић, А., Клинар, И., Николић, Б.,* Инсталација за ТНГ код возила у светлу нових прописа у Републици Србији, Научно стручни скуп ГАС 2009, Врњачка Бања, Зборник радова, R-V-1, (2009). (M33)
 - *Марковић, С., Маринковић З., Милосављевић, П., Николић, Б.,* Симулација монтаже седишта у BMW фабрици у Лајпцигу, 34. Научно-стручни скуп ОМО 2009, Београд, 2009. Зборник радова, (2009), стр.1-6. <http://www.iipp.rs/Seminari.htm> (M33)
 - *Stefanović, A., Klinar, I., Nikolić, B.,* Review of Contemporary Regulative for Installing LPG Systems in Vehicles in Republic Serbia, 14. Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia SIMTERM 2009, ISBN 978-86-80587-97-4, Proceedings, Sokobanja, (2009). (M33)
 - *Николић, Б., Стефановић, А., Михајловић, Н.,* Анализа стања возила у градском и приградском саобраћају и методологија анализе, Међународни симпозијум DEMI 2009, Бања Лука, Република Српска, Зборник радова, (2009). (M33)
 - *Николић, Б., Стефановић, А.,* Одређивање брзине звука, густине и модула стишљивости уља репице, биодизела и дизел горива, Међународна научна конференција - Alternative Fuels 2008, Proceedings, Maribor, Slovenija, (2008). (M33)
 - *Stefanović, A., Nikolić, B.,* Internal Combustion Engine Development Trends Dictated by Fuel Economy, Legislation Limits and Market Possibilities, 13. Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia SIMTERM 2007, ISBN 978-86-80587-80-6, Proceedings, Sokobanja, 2007. (M33)
 - *Nikolić, B., Stefanović, A.,* Some Characteristic of Biodiesel, Rapeseed Oil and Diesel Injection in IC Engine, 13. Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia SIMTERM 2007, ISBN 978-86-80587-80-6, Sokobanja, Proceedings, (2007). (M33)
 - *Nikolić, B., Stefanović, V.,* The Model of Solar Receiver for Middle Temperature Conversion of Solar Radiation in Heat, 12. Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia SIMTERM 2005, Sokobanja, Proceedings, (2005). (M33)
 - *Stefanović, A., Nikolić, B.,* Alternative engine fuels aspect of commercial and technical possibilities and legal constraints, Renewable Energy and Future of its Applications, Budva, Montenegro, Proceedings, (2005). (M33)
 - *Клинар, И., Стефановић, А., Николић, Б.,* Метод мерења потрошње уља и његова примена у дијагностици мотора СУС, 11. Научни скуп ЈУМТО 2004, Нови Сад, Зборник радова, (2004). (M33)
 - *Николић, Б., Стефановић, А., Клинар, И.,* Упоредње количине убризганог уља репице и метилестра истог у односу на дизел гориво, 11. Научни скуп ЈУМТО 2004, Нови Сад, Зборник радова, (2004). (M33)
 - *Стефановић, А., Клинар, И., Митић, Д., Николић, Б.,* Одређивање метанског броја гасовитих горива, Интернационални симпозијум Наука и моторна возила 2002, Крагујевац, Зборник радова, (2002). (M33)
 - *Стефановић, А., Николић, Б.,* Нека наша искуства у коришћењу биогаса као основног горива, 4. Међународна научна конференција Тешка машиноградња 2002, Краљево, Зборник радова, (2002). (M33)
 - *Николић, Б., Стефановић, А., Рашковић, Љ., Наумовска, М.,* Утицај уља репице и метилестра уља репице на делове мотора, 6. Међународни научно-стручни скуп Извор и пренос снаге, Подгорица-Бечићи, Зборник радова, (2001). (M33)

- *Стефановић, В., Лаковић, С., Николић, Б., Вукић, М.*, Модели топлотне мреже и основе објекта и примена у системима КГХ, 27. Међународни конгрес о климатизацији, грејању и хлађењу КГН, Београд, Зборник радова, (1996). (М33)
- *Лаковић, С., Николић, Б., Живковић, Д.*, Анализа рада система расхладне воде кондензатора парних турбопостројења - предлог оптимизације, 27. Међународни конгрес о климатизацији, грејању и хлађењу КГН, Београд, Зборник радова, (1996). (М33)
- *Nikolić, B., Laković, S., Živković, D.*, Optimization of condenser cooling-water system, 12. International congress of chemical and process engineering, CHISA'96, Prague, Czech Republic, Proceedings, (1996). (М33)
- *Николић, Б., Лаковић, С., Павловић, Т.*, Предлог модификације сложеног параболичног концентратора сунчеве енергије, Међународна конференција - Превентивни инжењеринг и животна средина, Факултет заштите на раду у Нишу, Ниш, Зборник радова, (1995), стр. G6-1-G6-4. (М33)
- *Николић, Б., Лаковић, С., Стефановић, В.*, Примена концентратора сунчеве енергије у области средњотемпературне конверзије, 26. Међународни конгрес о климатизацији, грејању и хлађењу КГН, Београд, Зборник изабраних радова, 2, (1995), стр. 29-40. (М33)

Радови објављени у часописима националног значаја или зборницима скупова националног значаја:

- *Marković, S., Marinković, Z., Milosavljević, P., Nikolić, B.*, Application of Simulation Montage Seats Model in the BMW Leipzig for Optimization Montage Flow, *Naučno-stručni časopis nacionalnog značaja: IIPP – Istraživanja i projektovanja za privredu*, 25, (2009), str. 11-16. http://issuu.com/iipp/docs/casopis_iipp_25 (М52)
- *Марковић, С., Милић, П., Јаношевић, Д., Николић, Б.*, Логистички концепт предузећа за прикупљање, превоз и доставу пошиљки, Специјализовани часопис за управљање ланцем снабдевања: Пословна логистика, ISSN 1452-4767, 16, (2008), стр. 33-37. (М52)
- *Клинар, И., Стефановић, А., Николић, Б., Калејски, С.*, Пољопривредна механизација као фактор безбедности јавног саобраћаја, Часопис националног значаја: Трактори и погонске машине, 12, (4), (2007), стр. 98-105. (М52)
- *Стефановић, А., Клинар, И., Николић, Б.*, Неке несагласности између конструктивних карактеристика мотора и возила са жељама купаца, Часопис националног значаја: Трактори и погонске машине, 12, (4), (2007). (М52)
- *Стефановић, А., Митић, Д., Клинар, И., Николић, Б.*, Генераторски гас као могуће гориво за моторе СУС, Часопис националног значаја: Трактори и погонске машине, 4, (2), (1997). (М52)
- *Николић, Б., Лаковић, С., Живковић, Д.*, Анализа рада система расхладне воде кондензатора и предлог његове оптимизације, Зборник радова Машинског факултета у Нишу, Ниш, (1995), стр.109-114. (М63)

2.2. Магистарски рад

- *Николић, Б.*, Истраживање физичких карактеристика уља репице и његовог метилестра са аспекта примене као горива у моторима СУС, Магистарски рад, Машински факултет у Нишу, (2006). (М72)

2.3. Техничка и развојна решења

- Милић, П., Николић, Б., Милошевић, М., Милановић, С., Марковић, С., Петровић, Г., Марковић, Д., Томић, В., Петровић, Н., Софтвер за испитивање/контролисање моторних возила са погоном на течни нафтни гас, Категорија техничког решења: софтвер, Машински факултет у Нишу, (2014). (М85)
- Стефановић, В., Живковић, Д., Николић, Б., Сложени параболични концентратор ЦПЦ-2В, Категорија техничког решења: прототип, Машински факултет у Нишу, (2006). (М85)

2.4. Учешћа у научно-истраживачким пројектима и студијама

- “Развој метода и модела за истраживање феномена и механизма у процесима, у функцији ефективности машинских система”, (11М04), подпројекат “Истраживање процеса преноса топлоте и масе у вишефазним системима, као основе за пројектовање и развој опреме у процесној техници”, област основних истраживања, период 1996-2000. године, руководилац пројекта др Зоран Боричић, пројекат финансиран од стране Министарства за науку и технологију Републике Србије.
- “Истраживање и развој нових и ревитализација постојећих производних програма и технологија система *MIN holding Co*”, подпројекат “Развој технологије и система за коришћење енергије биомасе са апликацијом на термичке уредјаје” (Е.В.Р. С.Р. 34.73.0034), период 1997-2000. године, руководилац пројекта др Драгослав Стефановић, пројекат финансиран од стране Министарства за науку и технологију Републике Србије.
- “Студија ефикасности термоенергетског блока ТЕБ на земни гас”, 2002. година, из групе пројеката “Национални програм енергетске ефикасности”, (NP EE404-16A), руководилац студије др Александар Стефановић, студија финансирана од стране Министарства за науку и технологију Републике Србије.
- “Развој нове генерације соларних пријемника за област ниске и средњетемпературне конверзије сунчевог зрачења у топлоту и примена на прототипу породичне стамбене зграде са хибридним, пасивним и активним системима коришћења сунчевог зрачења”, период 2004-2006. године, (EE709-1036B), руководилац пројекта др Велимир Стефановић, пројекат финансиран од стране Министарства за науку и технологију Републике Србије.
- “Интелигентно адаптивно управљање системима топлификације”, период 2005-2008. године, (EE242006), руководилац пројекта др Велимир Стефановић, пројекат финансиран од стране Министарства за науку и технологију Републике Србије.
- “Развој испитивање и компаративна анализа ротирајућих и стационарних пријемника сунчевог зрачења”, период 2006-2009. године, (EE273023B), руководилац пројекта др Драган Манчић, пројекат финансиран од стране Министарства за науку и технологију Републике Србије.

3. АНАЛИЗА ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ

Докторска дисертација кандидата мр Бобана Николића, дипл.маш.инж., обухвата 217 страна формата А4. Дисертација садржи 6 поглавља која су обрађена на 168 страна, 14 страна прилога, 4 стране наслова и резимеа докторске дисертације на српском и енглеском језику, 1 страну захвалности аутора, садржај приказан на 3 стране, списак слика на 9 страна, списак табела на 1 страни, списак прилога на 1 страни, списак коришћених ознака на 5 страна и 11 страна литературе са 147 библиографских јединица. Дисертација садржи 176 нумерисаних слика и 20 нумерисаних табела. Докторска дисертација је урађена у MS Word текст процесору.

Дисертација обухвата следећа поглавља:

1. Увод
2. Карактеристике уља репице и његовог метилестра као горива за дизел моторе
3. Анализа рада изабраног система за убризгавање горива
4. Одређивање брзине звука, густине и модула стишљивости испитиваних горива
5. Резултати истраживања карактеристика система за убризгавање горива
6. Завршна разматрања

Прилози

Литература

У **уводном поглављу** су дате опште напомене о основним предностима клипних мотора са унутрашњим сагоревањем, као погонских агрегата локомоционих средстава и значају класичних фосилних енергената, као погонског горива мотора са унутрашњим сагоревањем, у ширем смислу. Истакнути су најзначајнији сегменти дисертације и дат је преглед истраживања спроведених у осталим поглављима.

У оквиру **другог поглавља**, представљени су захтеви који се постављају алтернативним, посебно алтернативним течним горивима, у вези примене као горива за моторе СУС. Анализиране су карактеристике биљних уља као потенцијалних горива за дизел моторе, као што су кинематичка вискозност, површински напон, оксидациона стабилност, јодни број, густина, доња топлотна моћ, цетански број, тачка филтрабилности и стињавања итд. Дат је преглед истраживања у вези примене чистих биљних уља и различитих мешавина дизел горива и биљних уља, као горива дизел мотора. Дате је преглед и основне карактеристике сировинске базе за добијање, најпре биљних уља, а потом и биодизела, укључујући и релевантне податке у вези производње и потрошње биљних уља у свету. Представљена је класификација биогорива на основу производних технологија, укључујући све имплементиране утицаје и ефекте од узгоја, до и након употребе. Дате су и неке упоредне карактеристике дизел горива и биодизела добијених од различитих базних уља, као и преглед истраживања у вези ефекта употребе биодизела и мешавина биодизела са дизелом, на параметре рада дизел мотора, укључујући и емисију издувних гасова и анализе утицаја неких загађујућих материја присутних у издувним гасовима на здравље људи, као и основне предности употребе биодизела у односу на фосилно дизел гориво. У овом поглављу, кандидат је дао и преглед циљева Европске Уније у погледу удела алтернативне енергије до 2020. године, као и тренутно стање и трендове у потрошњи. Сликвито је дао преглед највећих произвођача енергије из обновљивих извора у ЕУ-28 и удела сировинских база у производњи биодизела, приказ потрошње, производње, увоза и стања залиха биодизела у ЕУ у периоду 2006. – 2015. године. Дат је преглед потенцијалних произвођача биодизела у Републици Србији, националних циљева коришћења обновљивих извора енергије у саобраћају до 2020. године, предвиђених на основу “Националног акционог плана за коришћење обновљивих извора енергије Републике Србије” и начина за њихово достизање - упоредно са плановима “Нафтне индустрије Србије” о увођењу обновљивих извора енергије у саобраћај. На крају овог поглавља, дате су основне смернице у вези примене биодизела као горива у дизел моторима.

У **трећем поглављу** су дате основне карактеристике, врсте и захтеви који се постављају пред системом убризгавања горива, а који су у директној вези са захтевима који прате тенденцију развоја дизел мотора. Приказана је теоријска поставка процеса струјања горива у системима за убризгавање горива, у циљу препознавања и сагледавања значаја и утицаја појединих физичких карактеристика горива на рад система убризгавања горива. Анализом рада изабраног система за убризгавање горива, кандидат указује на значај познавања вредности брзине звука (односно брзине протирања таласа притиска), густине и модула стишљивости горива

у зависности од притиска и температуре горива, у циљу регулације рада изабраног система за убризгавање горива, предикције понашања и других система за убризгавање горива, као и за програмирање и оптимизацију електронски контролисаних система за убризгавање горива, када се као погонско гориво користи алтернативно течено гориво.

Четврто поглавље обухвата експериментално одређивање брзине звука и густине (и након тога одређивање модула стишљивости) уља репице, биодизела, дизел горива и мешавине биодизела и дизел горива (подједнаког удела у мешавини), у зависности од притиска. Дат је преглед истраживања на основу којих је кандидат препознао комплексност експерименталног одређивања вредности брзине звука и густине са повећањем радних притисака изнад 600 bar, независно од врсте горива, као и преглед досадашњих метода и техника мерења поменутих физичких карактеристика горива, са посебним освртом на методе ултразвучног испитивања. У циљу одређивања брзине звука и густине изабраних горива на притисцима од атмосферског до 1600 bar, кандидат је осмислио оригиналну експерименталну методу и у ту сврху израдио посебну апаратуру. За разлику од стандардних метода које раде на принципу променљиве запремине, а константне масе флуида, метода која је коришћена у раду је инверзна стандардним – заснива се на принципу константне запремине, а променљиве масе флуида. Приказан је опис експерименталне линије, склопова и елемената апаратуре, мерне опреме, процедуре подешавања и припреме експерименталне линије и поступка мерења. На основу експериментално добијених података о зависности брзине звука и густине испитиваних горива од притиска, израчунате су вредности модула стишљивости и генерисане математичке зависности поменутих физичких карактеристика горива од притиска. Коришћење ових једначина олакшава истраживања и анализе процеса у системима за убризгавање горива - утицај брзине звука, густине и модула стишљивости испитиваних горива на параметре рада система убризгавања горива као што су: притисак иза пумпе високог притиска и испред бризгача, максимални притисак убризгавања, ход игле бризгача, угао предубризгавања, трајање убризгавања, циклусно дозирање горива и даље - утицај на карактеристике млаза убризганог горива, смеше ваздух-гориво, сагоревање, емисију издувних гасова, односно на рад мотора у целини. Такође, од користи су за предикцију понашања и других система за убризгавање горива, као и за програмирање и оптимизацију електронски контролисаних система за убризгавање.

Пето поглавље обухвата експериментално и нумеричко одређивање карактеристика система за убризгавање горива. На почетку поглавља, кандидат даје преглед истраживања у вези уочених разлика у раду различитих система убризгавања горива са биодизелом и различитим мешавинама, у односу на дизел гориво. У циљу сагледавања рада и уочавања разлика у раду система за убризгавање горива дизел мотора са различитим горивима, за карактеристична мерења и анализу рада изабране су две пумпе високог притиска, два бризгача и три горива. Дат је опис експерименталне линије, приказани су карактеристични детаљи - делови система за убризгавање, мерни уређаји и опрема. Мерењима су одређиване карактеристике рада система за убризгавање горива: притисак иза пумпе високог притиска, притисак испред бризгача, ход игле бризгача, циклусно дозирање горива (количина убризганог горива), време предубризгавања, време убризгавања, и то за сваку од пумпи са сваким бризгачем и са сваким изабраним горивом, при пуном оптерећењу, на различитим бројевима обртаја брегастог вратила. Резултати мерења су приказани по подпоглављима, за сваку од комбинација пумпа високог притиска – бризгач, по горивима и упоредно. Анализом резултата, кандидат указује на примећене разлике карактеристика система убризгавања горива када се користи биодизел и мешавина биодизела и дизела, у односу на рад са дизел горивом. При раду са биодизелом, у односу на дизел, на истом броју обртаја брегастог вратила, долази до ранијег почетка пораста притиска испред бризгача, стога и ранијег почетка подизање игле бризгача, тј. ранијег почетка убризгавања горива, ранијег постизања максималног притиска

убризгавања, постизања вишег максималног притиска убризгавања, дужег трајања убризгавања и повећања количине убризганог горива (цикласног дозирања горива), а све као последица разлика вредности брзине звука, модула стишљивости, густине и вискозности изабраних горива. У наставку овог поглавља, нумеричком симулацијом су одређене карактеристика убризгавања и интегрална карактеристика убризгавања, извршена је симулација промене притиска горива иза пумпе високог притиска и испред бризгача и симулација хода игле бризгача, са имплементацијом математичких зависности (за одређивање поменутих физичких карактеристика горива за опсег притиска од атмосферског до 1600 bar) добијених на основу експерименталних података из четвртог поглавља. Упоредњем нумеричких са експерименталним резултатима, за изабрани систем убризгавања, потврђена је валидност нумеричке симулације и експерименталних резултата у вези одређивања карактеристика система за убризгавање горива и експерименталних резултата добијених у четвртом поглављу (одређивање брзине звука, густине и модула стишљивости горива). У другом делу експерименталних истраживања, описаних у петом поглављу, извршена је визуелизација млаза убризганог горива у циљу утврђивања карактеристика млаза убризганог горива. На почетку овог дела дисертације, дат је преглед истраживања у вези визуелизације млаза убризганог горива и одређивања карактеристика млаза различитих горива. Дат је опис експерименталне линије, технике и процедуре мерења и процедуре формирања сумарне фотографије и контуре млаза, погодне за одређивање макро карактеристика млаза горива. На основу спроведених мерења, одређене су макро карактеристике млаза горива и то дomet, угао ширења и пројектована површина млаза горива, за сваку од пумпи, са сваким бризгачем и са сваким изабраним горивом, при пуном оптерећењу, у околини максималног притиска убризгавања. Резултати су приказани, за сваку од комбинација пумпа високог притиска – бризгач, по горивима и упоредно. Резултати истраживања показују да је угао ширења млаза биодизела ужи, дужина млаза већа, а пројектована површина млаза мања у односу на дизел гориво. Кандидат истиче да су неки од најважнијих разлога за то, виши површински напон и притисак убризгавања, већа густина и вискозност биодизела у односу на дизел гориво, што је од утицаја на формирање већих капљица у млазу горива, лошије распршивање и слабије испаравање биодизела у односу на дизел гориво, приликом реалног убризгавања у комору за сагоревање. С обзиром да је убризгавање вршено у течну средину (дизел гориво) и да не постоји утицај околног ваздуха - анализирани млаз је у течном стању па се исти закључак може извести и за тенденцију простирања и дomet зоне непрекидног млаза (код реалног система).

Завршно, **шесто поглавље**, садржи анализе постигнутих резултата, закључке везане за спроведена истраживања, предлоге и правце даљих истраживања у вези примене биодизела као погонског горива дизел мотора.

4. ЗНАЧАЈ И НАУЧНИ ДОПРИНОС ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ

Основни научни доприноси докторске дисертације су следећи:

- Истраживањима у оквиру предложене теме докторске дисертације, проширена су сазнања у проучавању понашања вискозних горива у процесу убризгавања код дизел мотора, с обзиром на савремене техничке и актуелне еколошке захтеве;
- Дефинисан је и практично реализован, оригинални методолошки приступ одређивања физичких карактеристика течних горива (брзина звука, густина и модул стишљивости) на високим притисцима. Метода је применљива за одређивање поменутих физичких карактеристика и других течних флуида и принципијелно нема ограничења у погледу радних притисака флуида. Ове чињенице дају универзални карактер осмишљене и коришћене методе. Метода је потпуно недеструктивна;

- Генерисане математичке зависности брзине звука, густине и модула стишљивости испитиваних горива, од притиска, омогућују употребу реалних вредности ових карактеристика у истраживањима и анализама процеса у системима убризгавања горива код дизел мотора, образовања млаза горива и тд., као и предикцију понашања, програмирање и оптимизацију електронски контролисаних система за убризгавање горива код дизел мотора;
- Унапређење постојећих математичких модела са аспекта утицаја променљивих физичких карактеристика испитиваних горива у зависности од притиска;
- Проширена су практична сазнања о утицају примене испитиваних алтернативних горива, као горива дизел мотора, на карактеристике система за убризгавање горива, као што су притисак иза пумпе високог притиска, притисак испред бризгача, ход игле бризгача, циклусно дозирање горива и време предубризгавања, у односу на дизел гориво;
- Постављена методологија за визуелизацију млаза убризганог горива и практична реализација исте, омогућује уочавање и одређивање разлика макро карактеристика млаза убризганог горива (домет, угао ширења, пројектована површина и домет зоне непрекидног млаза) у зависности од врсте горива. Метода је применљива и за визуелизацију млаза убризганог горива код других система убризгавања и других врсти мотора СУС, чиме добија универзални карактер и потпуно је недеструктивна.

5. ЗАКЉУЧАК И ПРЕДЛОГ

На основу прегледа докторске дисертације кандидата и анализе приказаних резултата, чланови Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације закључују следеће:

- Поднети рад у потпуности одговара теми прихваћеној од стране Наставно-научног већа Машинског факултета у Нишу и Научно-стручног већа за техничко-технолошке науке Универзитета у Нишу;
- Кандидат је кроз спроведена истраживања и резултате добијене у дисертацији, показао да поседује адекватна знања из различитих области потребних за израду докторске дисертације;
- Кандидат је испољио висок ниво самосталности, систематичности и инвентивности у научноистраживачком раду и показао способност да сагледа проблеме истраживања са више аспеката и креативно приступи њиховом решавању уз наглашену оригиналност у осмишљавању и креирању одређених научних и стручних решења;
- Кандидат је током истраживања на изради докторске дисертације дошао до оригиналних резултата који су делом презентирани на конференцијама и публиковани у часописима.
- Приступ истраживању и приказана методологија имају висок степен општости, а остварени резултати и проистекла сазнања представљају вредан допринос и омогућавају даља истраживања о употреби алтернативних течних горива као погонских горива дизел мотора.
- Докторска дисертација је адекватно конципирана и систематизована, технички квалитетно урађена и омогућава прегледно праћење изложеног садржаја и добијених резултата истраживања.


На основу изложеног, чланови Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације су сагласни да поднета докторска дисертација представља оригиналан и вредан допринос развоју ове научне области и са задовољством предлажу Наставно-научном већу Машинског факултета Универзитета у Нишу, да поднесу рукопис кандидата мр Бобана Николића, дипл.инж.маш. под називом:

"ИСТРАЖИВАЊЕ КАРАКТЕРИСТИКА УБРИЗГАВАЊА УЉА РЕПИЦЕ И ЊЕГОВОГ МЕТИЛЕСТРА ПОД ВИСОКИМ ПРИТИСЦИМА У МОТОРИМА СУС"

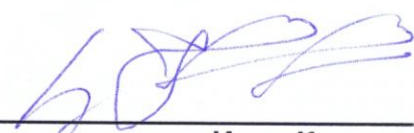
прихвати као докторску дисертацију и кандидата позове на усмену јавну одбрану.

У Нишу, Новом Саду и Марибору,
новембра, 2015. године

ЧЛАНОВИ КОМИСИЈЕ:




др Бреда Кегл,
редовни професор Машинског факултета Универзитета у Марибору, Словенија
Ужа научна област: Мотори СУС



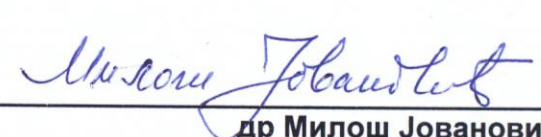
др Иван Клинар,
редовни професор Факултета техничких наука Универзитета у Новом Саду
Ужа научна област: Мотори СУС



др Гордана Стефановић,
ванредни професор Машинског факултета Универзитета у Нишу
Ужа научна област: Термотехника, термоенергетика и процесна техника



др Горан Раденковић,
ванредни професор Машинског факултета Универзитета у Нишу
Ужа научна област: Производни системи и технологије



др Милош Јовановић,
ванредни професор Машинског факултета Универзитета у Нишу
Ужа научна област: Теоријска и примењена механика флуида



Универзитет у Нишу

ИЗЈАВА О АУТОРСТВУ

Изјављујем да је докторска дисертација, под насловом

Истраживање карактеристика убризгавања уља репице и његовог метилестра под високим притисцима у моторима СУС

која је одбрањена на Машинском факултету Универзитета у Нишу:

- резултат сопственог истраживачког рада;
- да ову дисертацију, ни у целини, нити у деловима, нисам пријављивао на другим факултетима, нити универзитетима;
- да нисам повредио ауторска права, нити злоупотребио интелектуалну својину других лица.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци, који су у вези са ауторством и добијањем академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада, и то у каталогу Библиотеке, Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Нишу, као и у публикацијама Универзитета у Нишу.

У Нишу, _____ године

Аутор дисертације: **Бобан Д. Николић**

Потпис аутора дисертације:



Универзитет у Нишу

**ИЗЈАВА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНОГ И ЕЛЕКТРОНСКОГ ОБЛИКА
ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Име и презиме аутора: **Бобан Д. Николић**

Наслов дисертације:

**Истраживање карактеристика убризавања уља репице
и његовог метилестра под високим притисцима у моторима СУС**

Изјављујем да је електронски облик моје докторске дисертације, који сам предао за уношење у **Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу**, истоветан штампаном облик.

У Нишу, _____ године

Потпис аутора дисертације:



Универзитет у Нишу

ИЗЈАВА О КОРИШЋЕЊУ

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Никола Тесла“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу унесе моју докторску дисертацију, под насловом:

**Истраживање карактеристика убризавања уља репице
и његовог метилестра под високим притисцима у моторима СУС**

Дисертацију са свим прилозима предао сам у електронском облику, погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију, унету у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу, могу користити сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons), за коју сам се одлучио.

1. Ауторство (CC BY)
2. Ауторство – некомерцијално (CC BY-NC)
- 3. Ауторство – некомерцијално – без прераде (CC BY-NC-ND)**
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима (CC BY-NC-SA)
5. Ауторство – без прераде (CC BY-ND)
6. Ауторство – делити под истим условима (CC BY-SA)

У Нишу, _____ године

Аутор дисертације: **Бобан Д. Николић**

Потпис аутора дисертације:

ЗАПИСНИК

са усмене одбране докторске дисертације мр Бобана Николића, дипломираног инжењера машинства, одржане 11. марта 2016. године на Машинском факултету у Нишу.

Одбрана докторске дисертације почела је у 13,00 часова уводним излагањем Председника Комисије, који је саопштио основне биографске податке о кандидату, ток поступка израде докторске дисертације као и Извештај Комисије за оцену и одбрану докторске дисертације.

Кандидат је приступио излагању докторске дисертације, износећи методологију рада и постигнуте резултате до којих је дошао.

После завршеног усменог излагања кандидата, чланови Комисије су поставили више питања на које је кандидат дао одговоре.

Одбрана је завршена у 15 часова.

На основу усмене одбране, одговора кандидата на постављена питања чланова Комисије и на основу Одлуке о усвајању Извештаја Наставно-научног већа Факултета и Научно-стручног већа за техничко-технолошке науке Универзитета у Нишу, чланови Комисије су једногласно донели

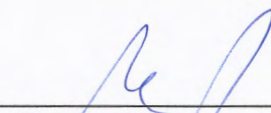
О Д Л У К У

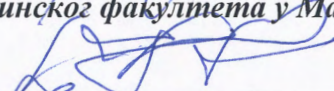
мр Бобан Николић, дипломирани инжењер машинства, одбранио је докторску дисертацију под називом:

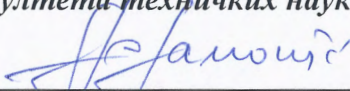
„ИСТРАЖИВАЊЕ КАРАКТЕРИСТИКА УБРИЗГАВАЊА УЉА РЕПИЦЕ И ЊЕГОВОГ МЕТИЛЕСТРА ПОД ВИСОКИМ ПРИТИСЦИМА У МОТОРИМА СУС“

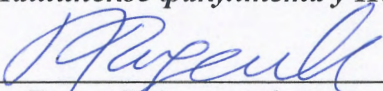
и стекао право да буде промовисан у научни степен

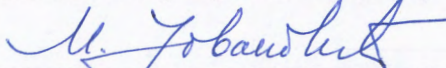
ДОКТОР ТЕХНИЧКИХ НАУКА


др Бреда Кегл, редовни професор
Машинског факултета у Марибору


др Иван Клинар, редовни професор
Факултета техничких наука у Новом Саду


др Гордана Стефановић, ванредни професор
Машинског факултета у Нишу


др Горан Раденковић, ванредни професор
Машинског факултета у Нишу


др Милош Јовановић, ванредни професор
Машинског факултета у Нишу