

Dimenzioniranje, modeliranje i simulacija servo-hidrauličke pumpe

Kučinić, Damir

Undergraduate thesis / Završni rad

2016

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:764558>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-15**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

Damir Kučinić

Zagreb, 2016.

Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

ZAVRŠNI RAD

Voditelj rada:

Prof. dr. sc. Joško Petrić

Damir Kučinić

Zagreb, 2016.

Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

IZJAVA

Pod punom moralnom odgovornošću izjavljujem da sam ovaj završni rad izradio samostalno koristeći navedenu literaturu, te znanje stečeno na Fakultetu strojarstva i brodogradnje, Sveučilišta u Zagrebu.

Zahvaljujem se prof. dr. sc. Jošku Petriću, voditelju ovoga rada na iskazanom povjerenju, vodstvu i korisnim sugestijama tijekom izrade ovog rada.

Također se zahvaljujem dr. sc. Mihaelu Cipeku na korisnim diskusijama i stručnoj pomoći te na savjetima za najbrži i najbolji put izrade ovoga rada.

Zahvaljujem se svojim roditeljima, sestri te ostaloj bližoj rodbini i prijateljima na svim lijepim trenucima i podršci.

Zagreb, 2016.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
proizvodno inženjerstvo, računalno inženjerstvo, industrijsko inženjerstvo i menadžment, inženjerstvo
materijala i mehatronika i robotika

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Damir Kučinić** Mat. br.: 0035192990

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dimenzioniranje, modeliranje i simulacija servo-hidrauličke pumpe**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Dimensioning, modelling and simulation of a servo-hydraulic pump**

Opis zadatka:

Protok u hidrauličkom krugu određuje brzinu djelovanja aktuatorskih elemenata (npr. brzinu izvlačenja ili uvlačenja klipa hidrauličkog cilindra ili brzinu vrtnje hidrauličkog motora). Upravljanje protokom može se ostvariti prigušnim elementima, servo ventilima ili regulacijom protoka pumpe. Prigušni elementi i servo ventili stvaraju dodatne gubitke hidrauličkog kruga pa je sa stanovišta efikasnosti prikladnije koristiti regulaciju protoka pumpe, za što se uobičajeno koriste pumpe varijabilnog volumena kojima efikasnost značajno ovisi o njihovoj radnoj točki. Reguliranje protoka također se može ostvariti pomoću pumpe konstantnog volumena i regulacije brzine vrtnje pogonskog elektromotora, a na taj je način izvedena servo-hidraulička pumpa. Kod projektiranja servo-hidrauličke pumpe najprije je potrebno odgovarajuće dimenzionirati njene temeljne komponente poput pogonskog elektromotora i pumpe konstantnog volumena, pri čemu se treba ostvariti dovoljna pogonska snaga (radni tlak i protok) sustava. Naredni koraci u projektiranju su matematičko modeliranje i projektiranje upravljačkog sustava. U zadatku je potrebno:

- dati pregled primjene i karakterističnih konfiguracija hidrauličkih servo pumpi, te opisati glavne karakteristike, prednosti i nedostatke;
- odabrati prikladnu konfiguraciju pogonskog elektromotora i hidrauličke pumpe konstantnog volumena, izraditi skalabilne modele koristeći Willansov pristup određivanja gubitaka, izvršiti dimenzioniranje pumpe te prikazati njene radne karakteristike;
- usporediti gubitke definirane Willansovim pristupom s kataloškim podacima;
- modelirati regulaciju protoka hidrauličkog kruga koristeći odabranu servo pumpu;

Zadatak zadan:

25. studenog 2015.

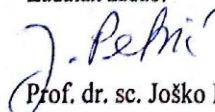
Rok predaje rada:

1. rok: 25. veljače 2016.
2. rok (izvanredni): 20. lipnja 2016.
3. rok: 17. rujna 2016.

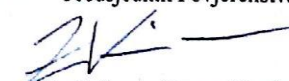
Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 29.2., 02. i 03.03. 2016.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2016.
3. rok: 19., 20. i 21. 09. 2016.

Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Joško Petrić

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Zoran Kunica

Sažetak

U ovom radu opisana je primjena, princip rada i karakteristične konfiguracije servo hidrauličke pumpe te njene karakteristike. Nadalje, odabrana je i opisana prikladna konfiguracija jedne od izvedbi servo hidrauličke pumpe. Nakon što je odabrana prikladna konfiguracija prikazane su radne karakteristike, stupanj korisnog djelovanja i gubici pumpe. Nakon određivanja gubitaka dobivenih pomoću kataloga „Parker“ i programskog paketa Matlab izrađeni su skalabilni modeli pumpe koristeći Willans-ov pristup određivanja gubitaka. Zatim je provedena usporedba gubitaka definiranih Willans-ovim pristupom s kataloškim podacima.

Ključne riječi: servo hidraulička pumpa, Willans-ov pristup aproksimacije, stupanj korisnog djelovanja

Sadržaj

1. Uvod	1
2. Princip rada i podjela hidrauličke pumpe	3
2.1 Podjela hidrauličkih pumpi	3
2.1.1 Varijabilnost volumena	4
2.2 Izvedbe pumpi u pogledu stupnja korisnog djelovanja	4
2.2.1 Klasična (konvencionalna) rješenja	4
2.2.2 EM konstantne brzine i pumpa varijabilnog volumena	5
2.2.3 EM promjenjive brzine i pumpa fiksnog volumena	5
2.2.4 EM promjenjive promjene brzine i pumpa varijabilnog volumena	5
2.2.5 Servo motor i pumpe konstantnog i promjenjivog volumena	5
2.2.6 Primjer konfiguracije servo-hidrauličke pumpe prema proizvođaču VOITH	6
3. Komponente servo-hidrauličke pumpe	7
3.1 Zupčasta hidraulička pumpa s vanjskim ozubljenjem	7
3.2 Pumpa konstantnog (fiksno) volumena proizvođača Parker	9
4. Usporedba tehnologija aktuatora	11
4.1 Elektromehanički (EM) i elektrohidraulički aktuatori (EH)	11
4.2 Elektrohidrostatički aktuatori (EHA)	12
4.2.1 Prednosti EHA	13
4.2.2 EHA omogućava prednosti elektromehanike	14
4.2.3 Primjer usporedbe različitih tehnologija na primjeru vjetro turbine	16
5. Usporedba servo hidrauličke i konvencionalne pumpe	18
5.1 Potrošnja energije	19
5.2 Ostale prednosti servo-hidrauličke pumpe	19
5.3 Primjena servo-hidrauličke pumpe	20
5.3.1 Primjena kod strojeva za obradu polimera	20
6. Karakteristike idealnih pumpi i motora	22
7. Gubici hidrauličkih strojeva	25
7.1 Volumenski gubici	25
7.2 Hidrauličko – mehanički gubici	28
7.3 Utjecaj viskoziteta na gubitke	29

8. Modeliranje i projektiranje pumpe	30
8.1 Kataloški podaci	30
8.1.1 Korištenje funkcije „grabit“	31
8.1.2 Interpolacija vrijednosti pomoću programskog koda u programu MATLAB	32
8.1.3 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka pumpe	33
8.2 Willans-ovo pravilo aproksimacije	36
8.2.1 Postupak Willans-ovog pravila aproksimacije	37
8.2.2 Usporedba referentnog modela pumpe sa skaliranim vrijednostima.....	40
8.2.3 Analiza rezultata	50
8.2.4 Smjernice za poboljšanje rezultata	50
9. Zaključak	51
10. Literatura	52
11. Prilog	53
11.1 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka ostalih pumpi	53
11.2 Postupak Willans-ovog pravila aproksimacije za ostale pumpe	58
11.3 Usporedba referentnog modela pumpe sa skaliranim vrijednostima	64

Popis slika, tablica

Slika 2.1 Vrste hidrostatičkih (volumenskih) pumpi	3
Slika 2.2 Voith servo-hidraulička pumpa	6
Slika 3.1 a) Prikaz principa rada zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem	8
Slika 3.1: b) Presjek zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem	8
Slika 3.2: a) H-serija zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem, Parker	9
Slika 3.2: b) Shematski simbol zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem	9
Slika 4.1 Usporedba EM, EH i EHA kao mogućih pogona (rješenja)	15
Slika 4.2 Usporedba različitih tehnologija u pogonu vjetroturbine	16
Slika 5.1 Usporedba klasičnih i servo-hidrauličkih rješenja	18
Slika 5.2 Prikaz potrošnje energije stroja ovisno o njegovim energetske potrebama	19
Slika 5.3 Graf prikaza uštede energije primjenom servo-pumpe kod injekcijskog prešanja	21
Slika 6.1 Karakteristike idealne pumpe i motora	22
Slika 6.2 Karakteristika brzine okretanja motora varijabilnog volumena	23
Slika 6.3 Karakteristika moment – brzina okretanja motora	24
Slika 6.4 Karakteristika tlak – protok pumpe	24
Slika 7.1. a) Vanjski i unutarnji gubici curenjem	26
Slika 7.1. b) Protok u ovisnosti o tlaku i brzini vrtnje pumpe i motora	27
Slika 7.2 Moment u ovisnosti o tlaku i brzini vrtnje pumpe i motora	29
Slika 7.3 Gubici ovisno o viskozitetu	29
Slika 8.1 Postupak očitavanja vrijednosti pomoću m.funkcije „grabit“	31
Slika 8.2 Graf s vrijednostima protoka pomoću kojih je izračunata izlazna snaga	32
Slika 8.3 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja za pumpe: a) H25, b) H90	34
Slika 8.4 Karakteristike gubitaka za pumpe: a) H25, b) H90	35
Slika 8.5 Originalna mapa karakteristike gubitaka pumpe H25	37
Slika 8.6 Koeficijenti aproksimacije	38
Slika 8.7 Mapa Willans-ove aproksimacije za pumpu H25	38
Slika 8.8 Pogreška aproksimacije	39
Slika 8.9 Provjera na stupnju korisnog djelovanja izražena postotkom	39
Slika 8.10 Originalna karakteristika pumpe H25	40
Slika 8.11 Aproksimirana karakteristika pumpe H25	41
Slika 8.12 Pogreška aproksimacije	41
Slika 8.13 Pogreška aproksimacije izražena postotkom	42
Slika 8.14 Originalna karakteristika stupnja korisnog djelovanja pumpe H25	42

Slika 8.15 Aproksimirana karakteristika stupnja korisnog djelovanja	43
Slika 8.16 Razlika originalne i aproksimirane karakteristike, $s_p = 0.51$	43
Slika 8.17 Pogreška aproksimacije, model H31 i referentni H49, $s_p = 0.64$	44
Slika 8.18 Pogreška aproksimacije, model H39 i referentni H49, $s_p = 0.8$	45
Slika 8.19 Pogreška aproksimacije, model H62 i referentni H49, $s_p = 1.25$	46
Slika 8.20 Pogreška aproksimacije, model H31 i referentni H25, $s_p = 1.25$	47
Slika 8.21 Pogreška aproksimacije, model H39 i referentni H25, $s_p = 1.56$	48
Slika 8.22 Pogreška aproksimacije, model H90 i referentni H25, $s_p = 3.69$	49
Slika 11.1 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka H31	53
Slika 11.2 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka H39	54
Slika 11.3 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka H49	55
Slika 11.4 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka H62	56
Slika 11.5 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka H77	57
Slika 11.6 Karakteristike gubitaka pumpe H31 uz varijabilne koeficijente brzine	58
Slika 11.7 Karakteristike gubitaka pumpe H39 uz varijabilne koeficijente brzine	59
Slika 11.8 Karakteristike gubitaka pumpe H49 uz varijabilne koeficijente brzine	60
Slika 11.9 Karakteristike gubitaka pumpe H62 uz varijabilne koeficijente brzine	61
Slika 11.10 Karakteristike gubitaka pumpe H77 uz varijabilne koeficijente brzine	62
Slika 11.11 Karakteristike gubitaka pumpe H90 uz varijabilne koeficijente brzine	63
Slika 11.12 Pogreška aproksimacije, model H77 i referentni H49, $s_p = 1.56$	64
Slika 11.13 Pogreška aproksimacije, model H90 i referentni H49, $s_p = 1.89$	65
Slika 11.14 Pogreška aproksimacije, model H49 i referentni H25, $s_p = 1.95$	66
Slika 11.15 Pogreška aproksimacije, model H62 i referentni H25, $s_p = 2.44$	67
Slika 11.16 Pogreška aproksimacije, model H77 i referentni H25, $s_p = 3.05$	68
Tablica 6.1. Transformacije kod pumpe i motora	22
Tablica 8.1 Vrijednosti podataka za svaku pumpu H tipa	30

Popis oznaka

Oznaka	Opis	Jedinica
c_1, c_2 i c_3	Koeficijenti ovisni o brzini vrtnje pumpe (varijabilni koeficijenti)	-
n	Brzina okretanja pumpe	okr/min
p	Tlak	Pa
P	Snaga	W
P_{GUB}	Gubici snage pumpe	W
P_{INPUT}	Ulazna snaga pumpe	W
P_{OUT}	Izlazna snaga pumpe	W
$P_{p,loss}$	Gubici snage pumpe (kod crtanja karakteristika pumpe)	W
Q	Protok	m ³ /s
Q_e	Volumenski vanjski gubici curenjem	m ³ /s
Q_{ef}	Protok stvarnog stroja	m ³ /s
Q_i	Volumenski unutarnji gubici curenjem	m ³ /s
Q_f	Volumenski gubici zbog nepotpunog punjenja komora stroja	m ³ /s
Q_k	Volumenski gubici zbog stišljivosti fluida	m ³ /s
Q_L	Volumenski gubici	m ³ /s
Q_{th}	Protok idealnog stroja	m ³ /s
s_p	Dimenzijski parametar kod skaliranja	-
T, M, τ_p	Moment	Nm
T_{ef}	Efektivni moment	Nm
T_{hm}	Moment hidrauličko-mehaničkih gubitaka	Nm
T_o	Gubici momenta neovisni o radnim parametrima	Nm
T_p	Gubici momenta proporcionalni tlaku	Nm
T_{th}	Moment idealnog stroja	Nm
T_v	Gubici momenta proporcionalni brzini	Nm
T_{v2}	Gubici momenta ovisni o kvadratu brzine	Nm

V	Jedinični volumen	m^3
V_{max}	Maksimalni volumen	m^3
α	Parametar promjene volumena pumpe ili motora	-
η	Stupanj korisnog djelovanja	-
K	Modul stišljivosti fluida	Pa
ω_p	Kutna brzina vrtnje pumpe	okt/min

Popis kratica

Oznaka	Opis
CVT	Kontinuirani varijabilni prijenosnik
EHA	Elektrohidrostatički aktuatori
EH	Elektrohidraulički
EM	Elektromotor, elektromehanički (kod aktuatora)
HP	eng. „Horse Power“, oznaka za snagu
PLC	Programabilni logički kontroler
VFC	Varijabilni frekvencijski pretvarač

1. UVOD

Hidraulika je dio pogonske tehnike gdje se rješenje raznih pogonskih zadataka izvršava pomoću pretvorbe, upravljanja, regulacije i prijenosa energije putem tekućeg ili plinovitog stlačenog medija. Hidraulika se bavi prijenosom energije i informacija putem stlačene tekućine (kapljevine), a može se podijeliti na hidrodinamiku i hidrostatičku. U hidrodinamici se energija prvenstveno prenosi kinetičkom energijom fluida u strujanju, dok se u hidrostatici energija prenosi prvenstveno tlakom fluida. Stoga hidrodinamičke sustave karakterizira razmjerno niski tlak i visoka brzina strujanja, dok hidrostatičke sustave određuju razmjerno visoki tlakovi i niže brzine strujanja fluida. Također, s obzirom na upravljačke ventile koje koriste, odnosno njihovu sposobnost upravljanja, hidraulički sustavi dijele se na klasičnu, proporcionalnu i servo hidrauliku.

Hidraulički servo sustavi su tipično karakterizirani velikim specifičnim snagama i gustoćom momenta, ali također manjim stupnjem korisnog djelovanja, varirajućim parametrima i nelinearnim karakteristikama sustava. Općenito, velikim opterećenjima se manipulira vrlo precizno, odziv je brz i točan, velika je točnost upravljanja i moguća je kontinuirana promjena. Velika specifična snaga znači da je moguće ostvarenje velikih sila u kratkom vremenu uz manje komponente sustava. U posljednjim godinama sve je veća tendencija na zamjeni hidrauličkog upravljanja električnim gdje god to bilo moguće ostvariti. Kako god, zbog nedovoljnog znanja o hidrauličkim sustavima i još uvijek relativno malim snagama i momentima koje električni sustav može dati uspoređujući se sa hidrauličkim, nastoji se poboljšati stupanj korisnog djelovanja tih sustava što je više moguće.

Regulacija protoka u hidrauličkom krugu određuje brzinu djelovanja aktuatorskih elemenata (npr. brzina izvlačenja ili uvlačenja klipa hidrauličkog cilindra ili brzina vrtnje hidrauličkog motora). Upravljanje protokom može se ostvariti prigušnim elementima, servo ventilima ili regulacijom protoka pumpe. Prigušni elementi i servo ventili stvaraju dodatne gubitke hidrauličkog kruga pa je sa stanovišta korisnosti prikladnije koristiti regulaciju protoka pumpe. Za to se uobičajeno koriste pumpe varijabilnog volumena kojima korisnost značajno ovisi o njihovoj radnoj točki. Reguliranje protoka također se može ostvariti pomoću pumpe konstantnog volumena i regulacije brzine vrtnje pogonskog elektromotora, a upravo je na taj način izvedena servo-hidraulička pumpa.

Ta izvedba servo-hidrauličke pumpe predstavlja jedan od načina kako riješiti problem slabe korisnosti, odnosno kako ju poboljšati u najvećoj mjeri. Uspoređujući se sa ostalim klasičnim izvedbama hidrauličkih sustava, instalacija servo sustava je skupa zbog preciznih komponenti sustava, ali s ekonomskog pogleda brzo se isplaćuje i uštede energije su veoma značajne.

Dakle, u **prvom dijelu rada** opisat će se gore navedena konfiguracija servo-hidrauličke pumpe, njene prednosti i nedostaci te opća primjena u strojarstvu. Detaljno će se opisati gubici kod hidrauličkih pumpi te razlozi nastajanja istih. Također, opisat će se trendovi razvoja hibridnih elektrohidrostatičkih sustava te njihova usporedba s elektromehaničkim i elektrohidrauličkim tehnologijama.

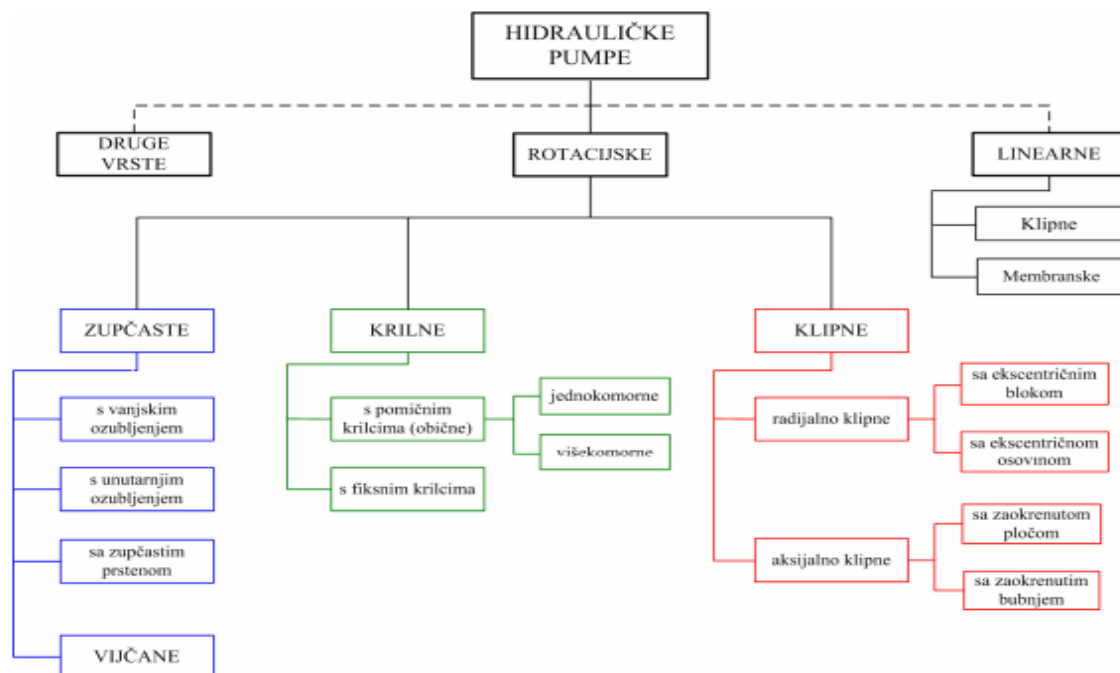
Nadalje, u **drugom dijelu rada** provest će se i definirati analiza gubitaka te korisnosti na temelju kataloških podataka dobivenih za određenu pumpu. Zatim se pomoću Willansovog pristupa aproksimacije izrađuju skalabilni modeli pumpe te se provodi usporedba gubitaka dobivenih na temelju Willansovog pristupa i kataloških podataka.

2. PRINCIP RADA I PODJELA HIDRAULIČKE PUMPE

Prije svega potrebno je ukratko objasniti općeniti princip rada hidrauličke pumpe. Naime, hidraulička pumpa ili crpka je kao pogonski stroj sastavni dio hidrauličkog pogona, kojemu se izvoda dovodi mehanička energija (obično preko elektromotora) te ju on pretvara u energiju radnog hidrauličkog fluida. Za pogon pumpe obično se koriste elektromotori, a u mobilnoj hidraulici motori s unutarnjim izgaranjem. Pumpe rade na principu da „uhvate“ određeni volumen fluida u nekom prostoru tijekom ciklusa usisavanja, prenose ga dalje raznim elementima (npr. klipovima, zupčanicima, vijcima, krilcima...), a zatim se prostor u koji je fluid „uhvaćen“ smanjuje tijekom ciklusa tlačenja. Fluid se dalje šalje u hidraulički sustav, a tlak u sustavu ovisi o otporima unutar hidrauličkog sustava. Ciklusi usisavanja i tlačenja se neprestano izmjenjuju i preklapaju [1].

2.1 Podjela hidrauličkih pumpi

Pumpe se dijele na osnovi mnogih kriterija, a osnovna podjela je prema konstrukciji, odnosno na koji način oni prenose fluid, pa se tako razlikuju zupčaste, vijčane, krilne i klipne pumpe s različitim izvedbama (Slika 2.1). Druga važna podjela je prema varijabilnosti volumena pumpe. Dakle, pumpe i motori mogu biti nepromjenjivog (fiksno) i promjenjivog (varijabilno) volumena.



Slika 2.1 Vrste hidrostatičkih (volumenskih) pumpi [1]

2.1.1 Varijabilnost volumena

Mogućnost varijabilnosti volumena vrlo je značajna u mnoštvu primjena. Naime, kontinuiranom promjenom volumena može se kontinuirano mijenjati radna karakteristika momenta i brzine vrtnje. Dakle, nekakav kontinuirani varijabilni prijenosnik (CVT) lako se može realizirati na taj način. Promjenom volumena dobava pumpe može se prilagođavati potrebama opterećenja, pa se mogu realizirati energetske korisne pogone ili prijenosnici. Nisu sve vrste pumpi pogodne za izvedbu sa varijabilnošću volumena. Uglavnom krilne jednodijelne, te aksijalno klipne pumpe rade u izvedbama sa varijabilnim volumenom. Ostalima konstrukcija onemogućava ili barem bitno otežava varijabilnost volumena.

Promjena dobave pumpe može mijenjati i promjenom broja okretaja kojim se pumpa okreće. U tom slučaju pumpa može biti fiksne brzine, međutim primarni pogon (elektromotor, motor s unutarnjim izgaranjem) mora imati mogućnost promjene broja okretaja [2].

Upravljanje protokom u hidrauličkom krugu kao što je navedeno u uvodnom poglavlju ovog rada moguće je izvršiti uporabom prigušnih elemenata, servo ventila ili regulacijom protoka pumpe. Reguliranje se može izvršiti pomoću pumpe varijabilnog i konstantnog volumena s pripadajućim ostalim komponentama sustava.

2.2 Izvedbe pumpi u pogledu stupnja korisnog djelovanja

Postoji više kombinacija kako postojeći hidraulički sustav ili neke njegove komponente učiniti energetske korisnijim. Pumpe varijabilne brzine (eng. „variable speed pumps“) predstavljaju ekonomičnija te energetske korisnija rješenja u odnosu na klasične hidrauličke pumpe. To su pumpe koje imaju mogućnost promjene brzine ovisno o potrebnom opterećenju koje zahtijeva stroj u određenom trenutku rada.

2.2.1 Klasična (konvencionalna) rješenja

Klasična rješenja u hidrauličkom sustavu podrazumijevaju motor konstantne brzine u kombinaciji s pumpom konstantnog volumena. Taj pristup gledano s financijske strane i zahtijeva u dinamici sustava predstavlja veoma dobro rješenje. Problem je u već gore spomenutoj korisnosti. Naime, relativno mala korisnost posljedica je toga što takav sustav u trenucima kada stroj radi s djelomičnim ili manjim opterećenjima dobavlja radni fluid u istoj količini kao i pri potpunom opterećenju stroja. Ukratko, na tom segmentu nastoji se pumpama koje imaju mogućnost regulacije broja okretaja, a time i protoka, u trenucima kada je stroj djelomično opterećen dobiti onu količinu radnog fluida koji je za to opterećenje potreban.

2.2.2 EM konstantne brzine i pumpa varijabilnog volumena

Zatim, kombinacija motora s konstantnom brzinom i pumpe varijabilnog volumena jeftina je varijanta koja opet po zahtjevima dinamike sustava predstavlja dobro rješenje. Ima bolju energetske korisnost od prijašnje kombinacije, ali to i dalje nije najbolje moguće rješenje.

Sljedeće kombinacije predstavljaju visoku korisnost i dobro rješenje što se tiče dinamike sustava, ali troškovi su veliki i skupi te su ovakva rješenja prikladnija za veće strojeve na kojima će se to prije isplatiti.

2.2.3 EM promjenjive brzine i pumpa fiksnog volumena

Jedna od njih je kombinacija koja se sastoji od pogonskog elektromotora, varijabilnog frekvencijskog pretvarača (VFC) i pumpe konstantnog volumena. Korisnost je visoka te je cijena i dalje prihvatljiva, ali razlika je u tome što se ovdje pojavljuju problemi u pogledu zahtjeva koji se tiče dinamike sustava.

2.2.4 EM promjenjive promjene brzine i pumpa varijabilnog volumena

Sljedeća kombinacija ima komponente identične kao prethodna, samo što je sada ovdje pumpa promjenjivog volumena. Korisnost je još bolja nego kod prijašnje konfiguracije, zahtjevi dinamike sustava su veoma dobri, ali cijena je dosta viša u odnosu na prethodnu kombinaciju. Može se reći (vrlo površno) da jedan hidraulički stroj varijabilnog volumena košta od 30% pa na više, u odnosu na identičan stroj fiksnog volumena [2].

2.2.5 Servo motor i pumpe konstantnog i promjenjivog volumena

Posljednje dvije kombinacije predstavljaju skuplje varijante od prethodno opisanih. Obje predstavljaju konfiguracije s veoma visokim stupnjem korisnog djelovanja i dinamikom sustava. Dakako, cijena istih je daleko viša u odnosu na prethodne. Obje su prikladnije za veće strojeve. Prvu od njih čine servo motor i pumpa konstantnog volumena.

2.2.6 Primjer konfiguracije servo-hidrauličke pumpe prema proizvođaču VOITH

Voith je jedan od poznatijih proizvođača hidrauličke opreme u svijetu. Prema njemu se instalacijom servo-hidrauličke pumpe u sustavu maksimizira produktivnost s uštedom energije do 70 %. Proces održavanja cijelog hidrauličkog sustava jeftiniji je za oko 35 % u odnosu na prijašnje stanje s klasičnim hidrauličkim rješenjima. Napredni sustav pumpe sastoji se od tri glavne komponente: servo pretvarača, sinkronog servo motora te pumpe unutarnjeg ozubljenja od Voitha-a. Servo pretvarač analizira i obrađuje zadanu i stvarnu vrijednost tlaka i brzine. Kontrolira visoko dinamičan servo motor koji daje potreban moment u najkraćem mogućem vremenu. Dalje pumpa, koristeći zadani moment opskrbljuje zadani proces potrebnim tlakom i protokom. Rezultat toga je da su klasični ventili nepotrebni te se smanjuje kompleksnost samog sustava. Takva servo-hidraulička pumpa olakšava kontrolu visokih zahtjeva koji se tiču dinamike sustava. Posljedica je skraćenje ciklusa aktuatora do 50 % što značajno povećava produktivnost određenog stroja.



Slika 2.2 Voith servo-hidraulička pumpa [3]

3. KOMPONENTE SERVO-HIDRAULIČKE PUMPE

Kombinacija koja je zadana u ovom završnom radu za regulaciju protoka u hidrauličkom krugu odnosi se na pumpu konstantnog volumena i prikladnog pogonskog elektromotora koji mora imati sposobnost regulacije brzine vrtnje.

Pumpa konstantnog volumena koja je odabrana za ovu konfiguraciju pripada skupini zupčastih pumpi s vanjskim ozubljenjem.

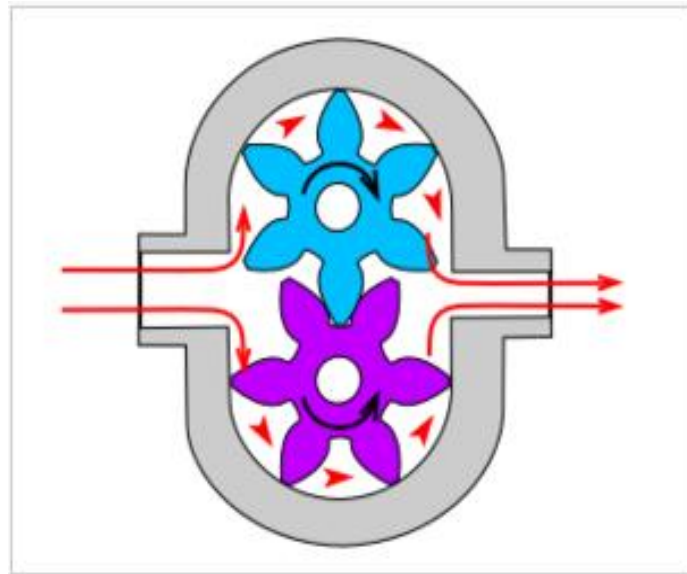
Zupčaste pumpe razmjerno su jednostavne konstrukcije i pristupačne cijene. Primjena obuhvaća jednostavnije zahtjeve u području niskog tlaka (pumpe za podmazivanje ili kao pomoćne pumpe za punjenje glavnih pumpi („boost“) do visokotlačnih aplikacija (i preko 300 bar). Zupčasti strojevi nepromjenljivog su volumena (fiksno). Mogu se podijeliti na dvije glavne skupine:

- *zupčaste s unutarnjim ozubljenjem* (engl. gear pump with internal gears, njem. Zahnradpumpe mit Innenverzahnung)
- *zupčaste s vanjskim ozubljenjem* (engl. gear pump with external gears, njem. Z. mit Außenverzahnung)

Pri tome postoji posebna varijanta zupčaste s vanjskim ozubljenjem, a to je zupčasta sa zupčastim prstenom (engl. annular gear pump, njem. Zahnringpumpe) [2].

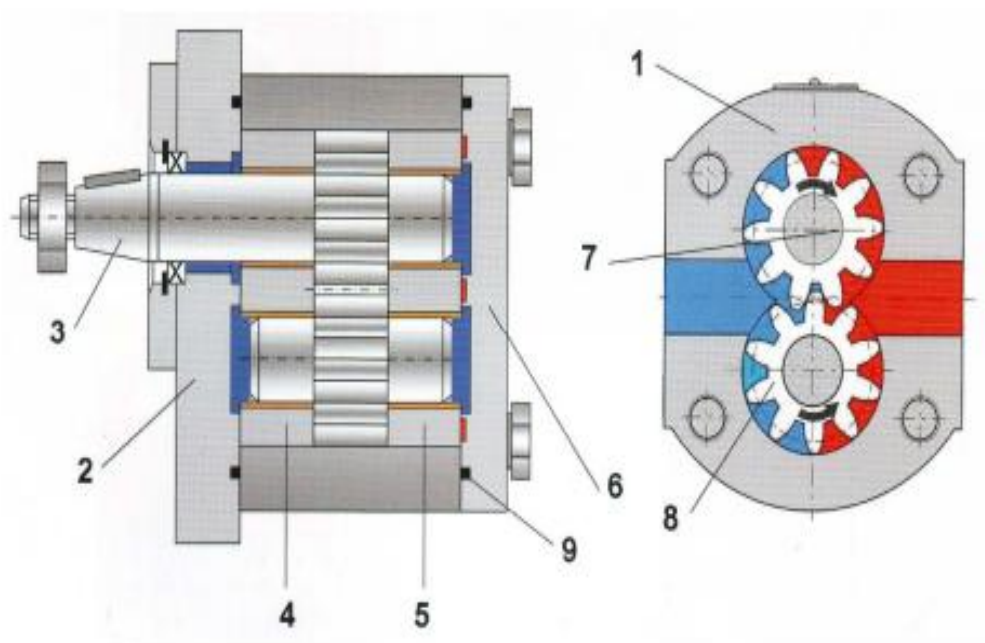
3.1 Zupčasta hidraulička pumpa s vanjskim ozubljenjem

Sastoji se od dva zupčanika koja su smještena u kućištu pumpe. Jedan zupčanik je pogonski, dobiva pogon od pogonskog uređaja (najčešće elektromotor), a drugi zupčanik je pogonjen. Zupčanici su međusobno uklinjeni, te se okreću ovisno jedan o drugom. Razmak između kućišta i vrha ozubljenja je tek dovoljan da se zupčanici nesmetano okreću u kućištu, da bi se spriječilo strujanje tekućine između kućišta i ozubljenja. Hidraulički fluid se prenosi kroz prostor između zupčanika i kućišta, na mjestu izlaska zupčanika iz zahvata (otvara se radni volumen) fluid se usisava, a na mjestu njihovog ulaska u zahvat (zatvara se radni volumen) fluid se tlači. Princip rada prikazan je na slici 3.1.



Slika 3.1: a) Prikaz principa rada zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem [1]

Konstrukcija ovog tipa pumpe dosta je jednostavna u usporedbi s pumpom unutarnjeg ozubljenja. Slika 3.1. b) prikazuje osnovne komponente pumpe.

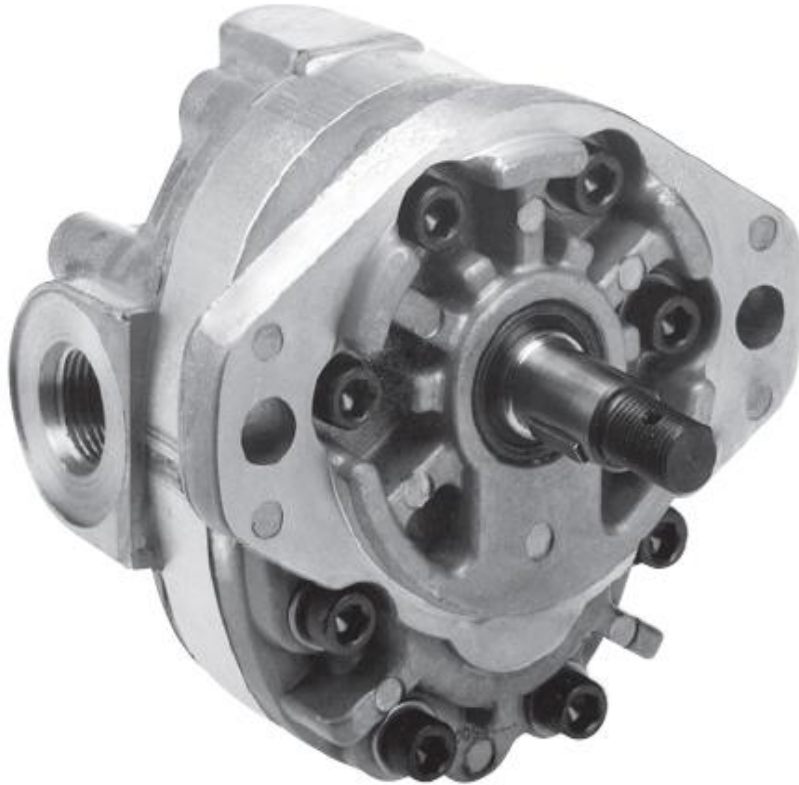


Slika 3.1 : b) Presjek zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem [2]

1	kućište	3	vratilo	7	pogonski zupčanik
2	prirubnica	4,5	čahure ležaja	8	pogonjeni zupčanik
		6	poklopac	9	brtva

3.2 Pumpa konstantnog (fiksno) volumena proizvođača Parker

Dakle, pumpa odabrana u ovom završnom radu spada u skupinu koja je opisana prethodnom slikom. Odabrana je iz kataloga „Parker“ od istoimenog proizvođača. Kućište je napravljeno od lijevanog aluminija. Pripada skupini H-serija pumpe prema klasifikaciji proizvođača. Klasifikacija se odnosi na raspon protoka, tlaka i snage kojom pumpa raspolaže.



Slika 3.2: a) H-serija zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem, Parker [4]



Slika 3.2: b) Shematski simbol zupčaste pumpe s vanjskim ozubljenjem [4]

Pumpe H-serije dizajnirane su tako da imaju niz brtvi različitog oblika koje svode gubitke curenja na minimum. Jednostavne su konstrukcije i učinkovitog dizajna s nekoliko dijelova koji su u pokretu. Za iznos kapaciteta koje pružaju vrlo su kompaktne i lagane. Imaju veću korisnost kod zahtjeva određenih operacija pri visokom tlaku i otporne su efektima kavitacije. Također, imaju visoku toleranciju na nečistoće u hidrauličkom sustavu te su pouzdane pri radu po hladnom vremenu (oko $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$). Cijena im je niska te zahtijevaju samo minimum održavanja. Imaju naročito povoljan odnos snage i mase pumpe, pa su pogodne za primjenu kod mobilne hidraulike (npr. vozila, građevinski strojevi..). Širok raspon brzina i viskoznosti radnog fluida još su jedne u nizu prednosti. Gledano s druge strane, ove pumpe su bučne te imaju prilično velike volumetričke gubitke koji rezultiraju nižim ukupnim stupnjem korisnog djelovanja ($\eta=75-90\%$).

4. USPOREDBA TEHNOLOGIJA AKTUATORA

Aktuatori kao osnovne pogonske jedinice sustava (bioloških ili mehaničkih), omogućuju pretvorbu energije u različite oblike gibanja čime se ostvaruje interakcija sustava s njegovom okolinom. Aktuator je električni, hidraulički ili pneumatski uređaj koji upravlja tokom materijala ili energije. Aktuatori pretvaraju električnu ili hidrauličku energiju u mehaničke izlaze kao što su: pozicija, kut, sila i moment. Ugrađeni su u mnoge proizvode opće namjene kao što su industrija, medicina, vojska i robotika.

Regulacija protoka u hidrauličkom krugu određuje brzinu djelovanja aktuatorskih elemenata kao za primjer brzinu izvlačenja ili uvlačenja klipa hidrauličkog cilindra ili brzinu vrtnje hidrauličkog motora.

4.1 Elektromehanički (EM) i eletrohidraulički aktuatori (EH)

Elektromehanički (EM) i elektrohidraulički (EH) aktuatori se često susreću sa specifičnim zahtjevima u pogledu visoke izvedbe rada. EH sustavi pružaju visoku statičnu točnost kad se koristi jednostavna proporcionalna veza za kontrolu pozicije. Imaju sposobnost zadržavanja opterećenja bez dodatne potrošnje energije. EM sustavi pokazuju lošije statičke izvedbe nego EH sustavi zbog problema povezanih sa strujom i momentom kada se također koristi jednostavna proporcionalna veza za kontrolu pozicije. Odziv EM aktuatora je obično limitiran momentom i inercijom motora te ovisi o vrsti upravljanja. Gledajući odziv EH aktuatora, također je limitiran ili servo ventilom ili dinamikom opterećenja. Uspoređujući oba rješenja za izvedbu aktuatora, elektrohidraulička daju generalno bolji odziv. Kada se potrebni zahtjevi za izvedbu nekog procesa ili funkcije mogu izvesti pomoću elektromotornih ili elektrohidrauličkih aktuatora, u obzir se moraju uzeti neki drugi faktori kako bi se izvršio pravilan odabir. Usporedba veličine i težine ovakvih rješenja vrlo je dvojbeno zbog mogućnosti drukčijeg izvora energije u određenim primjenama.

Prednosti EM: manji eksploatacijski trošak nego kod elektrohidrauličkih rješenja, manja energija potrebna u stanju mirovanja sustava, mala težina sustava za područje rada s malim rasponom snage, fleksibilnost (korištenje raznih tipova mehaničkih prijenosa), jednostavno održavanje, jednostavan nadzor sustava.

Nedostaci EM: kompleksnost elektronike, problemi s inercijom motora, pregrijavanje kod visokostatičnih opterećenja, zahtjevi za pretvorbom gibanja (npr. rotacija u translaciju, mehanički gubici), ne mogu ostvarivati velike sile i velike snage, problemi s magnetskom interferencijom.

Prednosti EH: visoka pouzdanost sustava, tehnologija bez „dječjih bolesti“ u radu (nema nepredviđenih zastoja zbog nedovoljno iskustva ili uvođenja nove tehnologije), poboljšana izvedba rada aktuatora, manja težina u području rada s većim snagama, sposobnost kontinuirane dobave energije, kontinuirana dobava momenta na izlazu, nemaju problema s pregrijavanjem kao kod EM, mogućnost skladištenja energije, nema problema s magnetskom interferencijom.

Nedostaci EH: veći troškovi, kompleksnija oprema za pretvorbu energije, zahtjevi za čistoćom hidrauličkog fluida, veći gubici energije u stanju mirovanja sustava.

4.2 Elektrohidrostatički aktuatori (EHA)

Kako bi se prevladali nedostaci obaju rješenja ili poboljšale njihove radne karakteristike razvila se nova tehnologija elektrohidrostatičkih aktuatora (EHA). Zahtjevi koji su se nametnuli za rješavanje takvih izazova su :

- Povećanje energetske stupnja korisnog djelovanja
- Poboljšanje pouzdanosti sustava u radu
- Smanjenje veličine i mase komponenti
- Smanjenje utjecaja sustava na okoliš
- Poboljšanje mogućnosti spremanja energije i njenog ponovnog upošljavanja
- Gradnja „pametnih komponenti i sustava“

Često nazvani kao „energija putem žice“, predstavljaju samostalne aktuatorske sustave koji su kombinacija elemenata električnih (npr. servomotor) i elektrohidrauličkih (npr. pumpe i ventili) sustava. To je odlika tzv. „hibridnih“ sustava gdje se na kraju stvori sustav koji ima karakteristike obje tehnologije koje se koriste. Također, posjeduju zajednički sustav kontrole s odgovarajućim sustavom softvera. Primaju energiju iz električnog izvora i transformiraju ulazni upravljački signal (uobičajeno električni) u gibanje. Uobičajeno se sastoje od servo motora, hidrauličke pumpe, akumulatora i servo aktuatora.

Elektrohidrostatički aktuatori (EHA) predstavljaju energetski korisno rješenje za proizvođače strojeva. Uspoređujući se s elektromehaničkim (EM) i elektrohidrauličkim (EH) tehnologijama, elektrohidrostatički aktuatori imaju veći stupanj korisnog djelovanja i dobavljaju energiju na zahtjev kada je potrebna. Drugim riječima motor se pokreće samo onda kada je potrebno ostvariti gibanje u sustavu. Također, bitna prednost je ta što je moguće ostvarivanje većih sila što je problem kod električne tehnologije. Elektrohidrostatički aktuatori (eng. EHAs), široke primjene u svemirskoj i zrakoplovnoj industriji, pružaju velike mogućnosti proizvođačima

strojeva kombinacijom najboljih dostignuća elektromehaničkih i elektrohidrauličkih tehnologija. EHA vrši pretvorbu energije od električne preko hidrauličke do mehaničke. Električni servo motor pogoni dvosmjernu pumpu promjenjive brzine spojenu na dvije komore hidrauličkog cilindra. Ovisno o protoku os cilindra se proteže ili uvlači. Usporedno s klasičnim (konvencionalnim) hidrauličkim sustavima, energija (protok) je kontrolirana pumpom umjesto ventila (servo ventili). Promjenom odnosno variranjem brzine pumpe mijenja se protok, a kao rezultat toga je različita dobava hidrauličke snage. Također, tlak u komorama je ovisan o samom opterećenju. Sve ovo dovodi do toga da EHA učinkovito koriste energiju i dobavljaju onoliko snage koliko je u određenom trenutku rada potrebno.

4.2.1 Prednosti EHA

Hidrauličko ulje u EHA se vrlo malo zagrijava, tipično oko 40°C, zbog vrlo velike korisnosti sustava. Hlađenje konvekcijom je obično dovoljno za EHA, a to dopušta konstruktorima da izgrade kompaktne, modularne jedinice sa samostalnim hidrauličkim sustavom. Zbog toga što ulje aktuatora jako malo stari s vremenom, korisnici ga uobičajeno ne trebaju mijenjati tijekom životnog (tehničkog) vijeka sustava. Kakogod, različite izvedbe su moguće, te rukovatelj stroja može podesiti EHA da izvodi sigurnosne opcije ili serijsko višeosno gibanje. Nema razloga za brigu oko tzv. “dječjih bolesti“ u radu s prvom generacijom proizvoda zbog toga što su sustavi vrlo dobro uspostavljeni. Zbog kontinuiranog pada cijene u elektronici i servo motorima, konstruktori imaju više mogućnosti da razviju EHA koji su prikladni za mnoge primjene u industriji te mogu parirati tradicionalnim hidrauličkim rješenjima. Eliminiranje hidrauličkih crijeva, pomoćnih pumpi, servo ventila te održavanja filtera i ventila daje veliku pozornost elektrohidrauličkim aktuatorima. Ovakvi sustavi pokazuju veću pouzdanost zbog toga što ublažavaju ili u potpunosti eliminiraju zastoje i održavanje povezanih s pojedinim komponentama tradicionalnih elektrohidrauličkih rješenja. Postavlja se pitanje zašto bi konstruktori trebali uvažavati vrijednost EHA? Kod osi koje upravljaju gibanjima te zahtijevaju veće sile, koje se pak ne mogu ostvariti bez velikih zupčaničkih prijenosa (nije moguće njihovo smanjivanje) s elektromehaničkim rješenjima, EHA predstavlja dobro rješenje. Koriste se mali servo motori s manjim momentom kako bi se uštedili ukupni troškovi te se smanjuje veličina pumpe koja se koristi. Također, konstruktori mogu koristiti takve aktuatore ako žele ostvariti konstrukciju odnosno proizvod koji sadrži vezu između elektromehanike s hidrauličkim aktuatorima. Što se tiče troškova eksploatacije, EHA ne zahtijevaju hidrauličku infrastrukturu kako bi se ugradili u stroj. To dozvoljava konstruktorima strojeva da procijene kombinaciju tehnologije električnih i hidrauličkih aktuatora bez toga da moraju uzimati u obzir fiksnu cijenu infrastrukture hidrauličkog sustava.

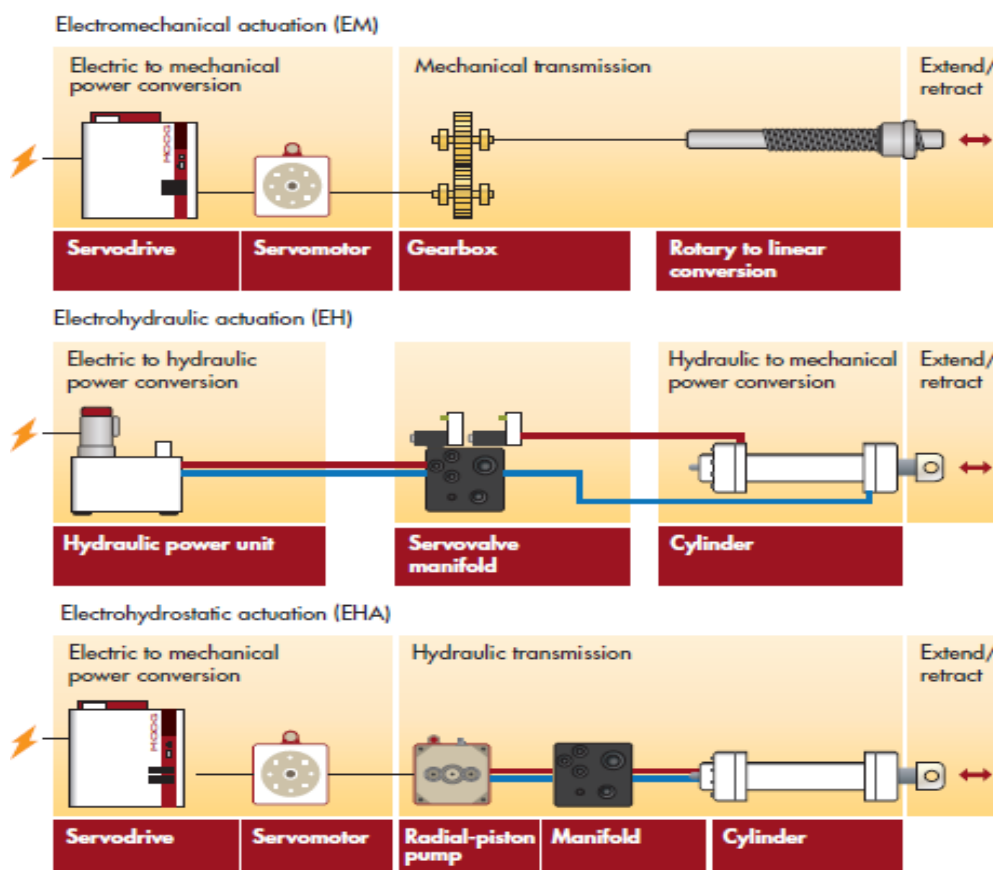
4.2.2 EHA omogućava prednosti elektromehanike

Tržište industrijskog postrojenja sve se više okreće prema elektrifikaciji strojeva kako bi se uštedila energija, smanjili troškovi održavanja te poboljšala izvedba strojeva. Elektromehanička rješenja ne mogu parirati ostvarivanju velikih sila kao što je to slučaj u hidrauličkim sustavima. Kako bi se postigle velike sile, nepraktično je koristiti servo motor u kombinaciji s zupčaničkim prijenosom te pretvorbu rotacijskog u linerano gibanje. EHA pružaju veći raspon sila, a ujedno eliminiraju mehaničke prijenose (zupčanički prijenos). Smanjivanje razne upotrebe prijenosa (npr. matica na vretenu koja pretvara rotaciju u translaciju) neodoljivo je konstruktorima strojeva koji teže jednostavnosti u konstrukciji proizvoda. EHA predstavlja servo sustav „zatvorenog“ kruga koji zahtijeva iste mehatroničke vještine za dimenzioniranje aktuatora i podešavanje dinamičkih karakteristika te izvedbi sustava. Alati za definiranje petlje i nelinearne kompenzacije u elektromehaničkim rješenjima se koriste kada se EHA nastoji integrirati u sustav. Prema Moog-u, jednom od poznatih proizvođača takve opreme, kontrolna sučelja za EM i EHA su slični ako Moog dobavlja servo pogone i EHA. Zapravo, osnovna digitalna tehnologija servo pogona korištena u EHA kod Moog-a proizlazi iz tehnologije električnih pogona u istoj kompaniji. Također, digitalna ili tradicionalna analogna upravljačka sučelja su također dostupna. Tehnologija EHA predstavlja proizvođačima strojeva način kako individualizirati funkcionalnost stroja, gibanja ili procesa koji bi predstavljao iskorak naprijed u odnosu na hidrauličke ili EM konstrukcije. Tradicionalni sustavi imaju velike opskrbe hidrauličkom energijom i servo ventile koji kontroliraju gibanje osi ili neke funkcije, a to za posljedicu ima već spomenute velike gubitke energije.

Korištenjem EHA, proizvođači mogu eliminirati takve gubitke. Zbog toga što sustav pruža točno onoliko hidrauličke energije koliko je potrebno za određena gibanja ili izvršenje funkcija. Gledano s druge strane, EHA funkcionira kao EM rješenja. S perspektive automatskog kontrolera, (PLC u većini slučajeva), sučelja su identična odnosno gibanja su planirana kroz digitalna sučelja. Dva su slučaja idealna za primjenu EHA kao rješenja :

- Pretvorbe energije u elektromehaničkom stroju koji zahtijeva sposobnost zadržavanja sile ili gustoće energije kod hidraulike za manji broj osi
- Kod svih hidrauličkih strojeva koji imaju jednu ili dvije gibajuće osi. Strojevi koji zahtijevaju relativno mali broj hidrauličkih osi su često izvrsni kandidati za uporabu EHA. Ovo je samo ekonomski faktor koji konstruktori moraju uzeti u obzir, a da pritom ne utječe na dinamičku izvedbu sustava.

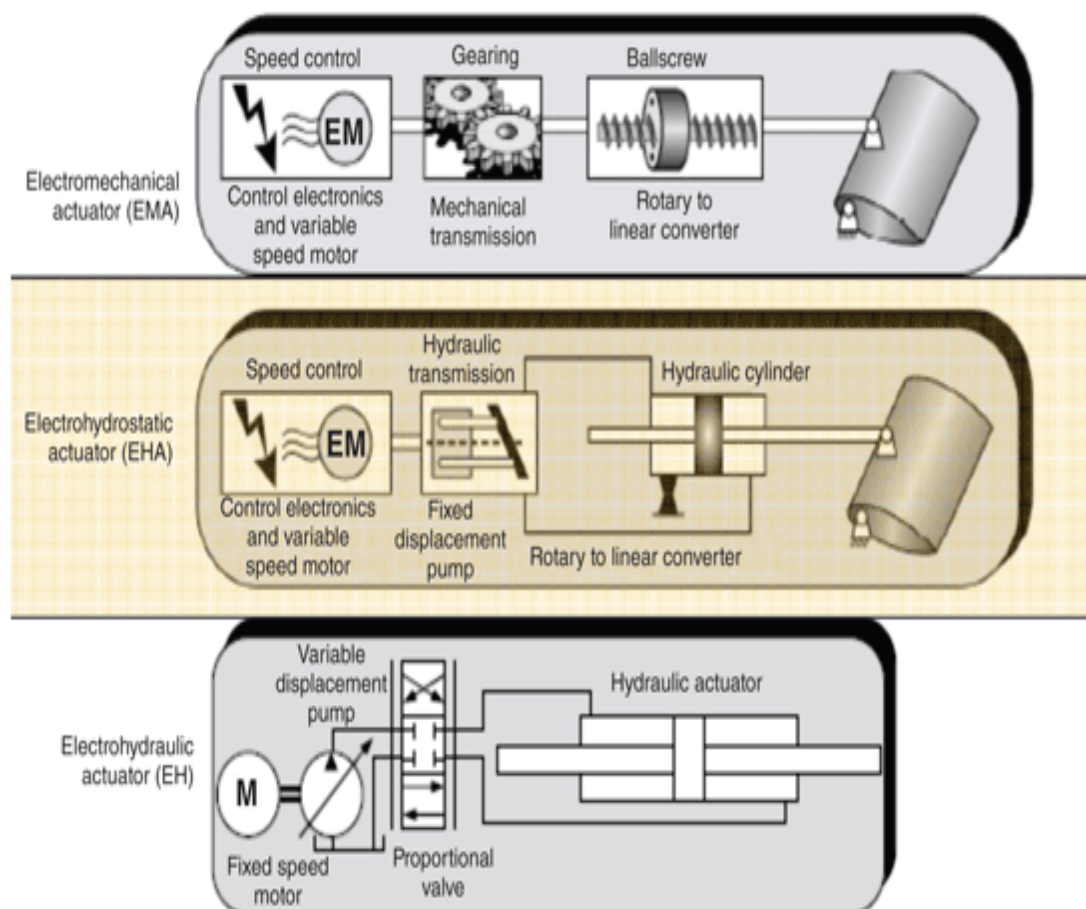
Kako bi olakšao i pomogao konstruktorima strojeva da uključe EHA u novu generaciju strojeva, Moog kombinira standardne graditeljske blokove kao što su: servo pogoni, kombinacija servo motora i servo pumpe u tipičnim veličinama s razdjelinkom i cilindrom koji konstruktori mogu prilagoditi egzaktnim potrebama. Također, korištenjem tehnologije EHA ogromne su uštede energije dok su dinamičke izvedbe jednake ili bolje u odnosu na tradicionalne EH ili EM sustave. Ovakav dizajn dovodi do decentralizirane konstrukcije osi stroja što ima za posljedicu optimizaciju izvedbe radne osi. EHA tehnologija je okolišno prihvatljiva, jednostavna za instalaciju, sučelja su jednaka EM rješenjima, ali još jedna bitna prednost je da su fleksibilniji i postizive sile su veće. Modularne jedinice (graditeljski-blokovi) prilagođene su specifičnim zahtjevima primjene. Osim u zrakoplovnoj i svemirskoj industriji, koriste se kod podvodnog traženja nafte, vjetro turbina, vojne industrije..itd.



Slika 4.1 Usporedba EM, EH i EHA kao mogućih pogona (rješenja) [5]

4.2.3 Primjer usporedbe različitih tehnologija na primjeru vjetro turbine

Za usporedbu je razmatran primjer kontrole nagiba lopatica vjetro turbine. Prilagodбом lopatica se povećava proizvodnja energije dok se održava konstantna brzina generatora. Elektromehanička (EM) i elektrohidraulička (EH) aktuatora rješenja obuhvaćaju 50% današnjeg tržišta za kontrolu nagiba lopatica. Ipak nedostatak EH aktuatora je sklonost curenju u blizini rotorske jedinice vjetro turbine. Gledajući EM tehnologiju, njezina glavna prednost je vrlo velika korisnost. Također, jednostavna je za uspostavu zato što ne zahtijeva instalaciju mnogih komponenti, odnosno sve je ionako instalirano u samom kućištu. EH za razliku od EM rješenja zahtijeva od proizvođača vjetro turbine da instalira energetska jedinicu i hardware u samom kućištu gdje se nalaze sve glavne komponente turbine. Nedostatak EM rješenja je što zahtijevaju baterije za rad u sigurnosnom području. Naime, kad se baterije okreću ekstremnim brzinama istroše se vrlo brzo u roku od 6 mjeseci i zahtijevaju zamjenu. Još jedan nedostatak predstavljaju mehanički prijenosnici gdje se javlja dosta problema (trošenje, zazori..).



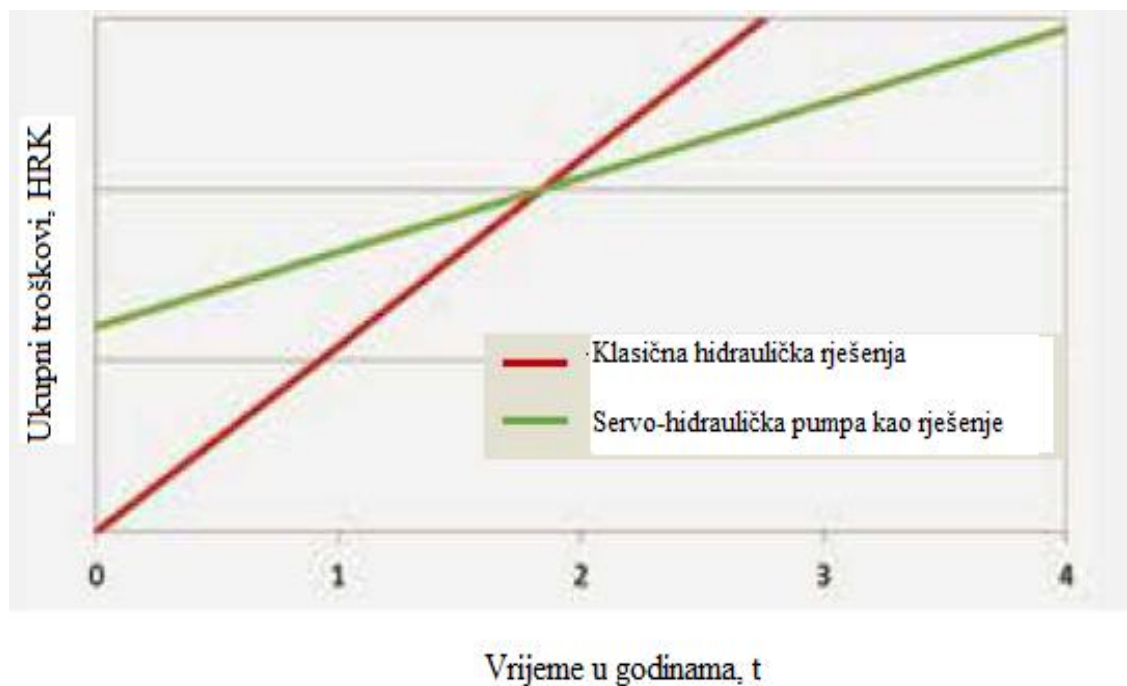
Slika 4.2 Usporedba različitih tehnologija u pogonu vjetro turbine [6]

Jedan od razloga zašto je tehnologija EHA tako zanimljiva, a to ujedno predstavlja i prednost nad EM rješenjima, je manja potreba za mehaničkim prijenosnicima (vretena, matice...). EHA tehnologija koristi akumulatore slične EH rješenjima kako bi se osigurao sigurnosni rad lopatica. Akumulator se nalazi u kućištu vjetro turbine s aktuatorom pa zato nema potrebe za upotrebom baterija da bi se pokrenuo rad servo motora u sigurnosno područje rada.

Za razliku od EH tehnologije, koja zahtjeva upotrebu rotacijskih spojki, EHA koristi modul pumpe koja je pogonjena servo motorom i povezana s aktuatorom te tako tvore samostalan sustav. Nedostak im je ipak složenija instalacija zbog toga što je sklop nešto veći nego kod EM tehnologije. Prelazak s klasične hidraulike na EHA predstavlja napredak zbog toga što se motor sustava za kontrolu nagiba pokreće samo onda kada lopatica vjetro turbine treba promijeniti nagib odnosno kut. To se odražava, kao što je već napomenuto, na povećanje energetskog stupnja korisnog djelovanja. Pouzdanost rada vjetro turbine je također poboljšana zbog toga što se osigurava kontinuiran prijenos električne energije i signala preko rotacijskog sučelja. Također, ispunjen je još jedan od zahtijeva spomenutog na početku ovog poglavlja, a tiče se gradnje „pametnih komponenti“ sustava. Naime, samostalni aktuatori djeluju kao „pametni“ sustav koji prilagođava kut lopatice vjetro turbine pomoću unutrašnjeg integriranog sustava i dijagnostike za kontrolu gibanja. Veličina i masa su također minimizirani. EHA tehnologija dopušta proizvođačima vjetro turbina da uklone velike energetske hidrauličke jedinice koje su smještene visoko iznad tla u kućištu turbine, a time je smanjena težina do 40%. Utjecaj vjetro turbine na okoliš je također smanjen zbog toga što su eliminirana curenja i problemi brtvljenja u blizini rotorske jedinice. Ovakvi sustavi uključuju pohranjivanje energije i ponovnu uporabu, a to se postiže pomoću energetskih akumulatora.

5. USPOREDBA SERVO-HIDRAULIČKE I KONVENCIONALNE PUMPE

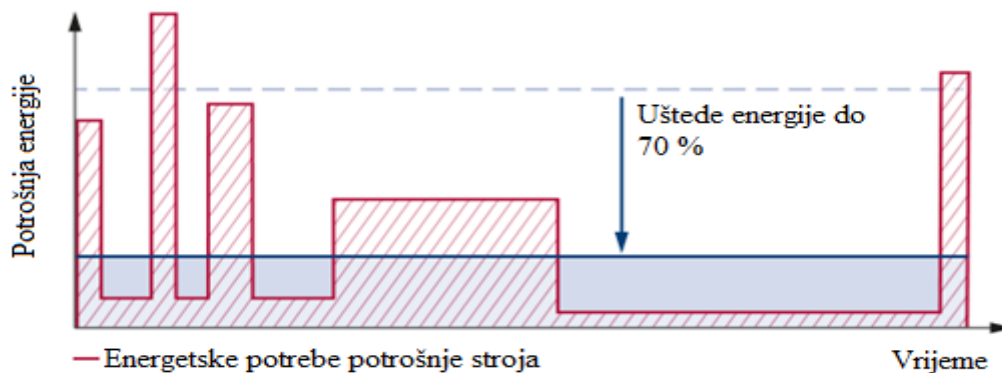
Osim već navedenih prednosti koje govore o visokoj korisnosti, smanjenim troškovima održavanja i povećanoj produktivnosti sustava postoji još niz drugih prednosti. Prije svega potrebno je usporediti klasična rješenja u hidraulici s novijima kao što je servo-hidraulička pumpa.



Slika 5.1 Usporedba klasičnih i servo-hidrauličkih rješenja [7]

Kao što je prikazano na grafu iznad, ukupni troškovi instalacije servo-hidrauličkih rješenja su dosta visoki uspoređujući se sa klasičnim rješenjima. Naime, servo hidraulika je općenito skupa zbog vrlo preciznih komponenti koje omogućuju točnije, preciznije i bolje pozicioniranje. Gledajući s druge strane, troškovi održavanja takvih novijih sustava dosta su manji u odnosu na klasična rješenja te su uštede energije veoma značajne što u suštini dovodi do obrata kada se gledaju troškovi na duži period. Pretpostavlja se da se takva rješenja potpuno isplate u roku od 2 godine nakon što su početno instalirana.

5.1 Potrošnja energije



Slika 5.2 Prikaz potrošnje energije stroja ovisno o njegovim energetske potrebe stroja [7]

Upravo slika 5.2 prikazuje specifičnost i bit servo-hidrauličke pumpe, a to je protok hidrauličkog fluida samo onda kada je potreban. Drugim riječima, prilagodba rada pumpe energetske potrebe stroja ovisno u kojem opterećenju on radi. Takav rad pumpe zasniva se na varijabilnosti protoka i brzine motora. Ovo je velika prednost u odnosu na klasične sustave, a to se osobito očituje u trenucima kada stroj radi s djelomičnim opterećenjem. Smanjuju potrošnju energije kako je već navedeno do 70 %, kao i troškove održavanja cijelog sustava do 35 %.

5.2 Ostale prednosti servo-hidrauličke pumpe

Servo pumpe također smanjuju emisiju buke u sustavu čak do 20 dB(A). To smanjuje trošak i trud potreban za ublažavanje buke u pogonima. Neke komponente kao što su: akumulator pritiska, upravljački blok i cjevovod se mogu izbaciti iz sustava ili se potrebe za istima svedu na minimum. Također, volumen spremnika ulja može se reducirati. Pozicija aktuatora koji se nalaze u sustavu je kontrolirana putem servo-hidrauličke pumpe prema principu promjene volumena. Za razliku od klasičnih hidrauličkih sustava, gdje se regulacija odvija raznim ventilima, snaga odnosno energija je kontrolirana pumpom. Kao rezultat toga, elektrohidraulički aktuator ima veći stupanj korisnosti energije te je količina topline koja se stvara u hidrauličkom sustavu znatno manja. Energetski troškovi za rad aktuatora su do 50% niži u odnosu na klasičnu uporabu ventila i hidrauličkog napajanja za njihovu izvedbu. Kontrola putem servo-hidrauličke pumpe pruža iste ili čak bolje dinamičke sposobnosti i brzinu odziva uspoređujući se s elektromehaničkim aktuatorima. Ovakve prednosti postižu stabilniji rad procesa praćen visokom kvalitetom proizvoda. Prostor koji je potreban za integraciju ovakvog sustava u postojeći hidraulički sustav je malen, što je rezultat kompaktnog hidrauličkog dizajna. Ukupni hidraulički sustav manje je kompleksan jer sadrži manje komponenti nego klasični hidraulički sustavi.

Ovakvo rješenje je pristupačno ako se postojeći hidraulički sustav nastoji remodelirati, a integracija u postojeći koncept kontrole dosta je jednostavna. Jednostavna je regulacija sustava praćena visokom pouzdanošću i dostupnošću.

5.3 Primjena servo-hidrauličke pumpe

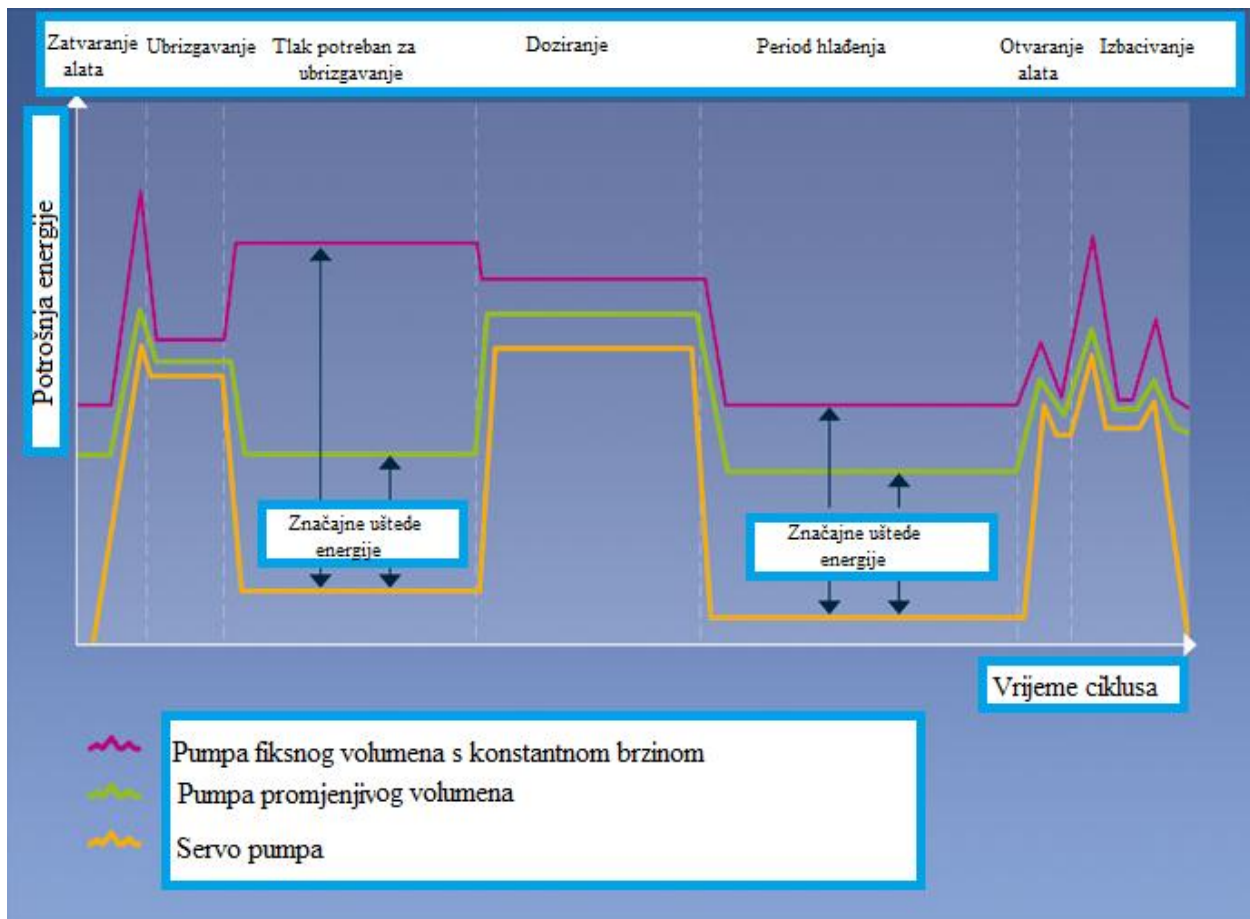
Servo-hidrauličke pumpe nalaze primjenu u raznim hidrauličkim sustavima unutar industrije među kojima najveći značaj imaju kod:

- obrade plastike
- lijevanja
- obrade deformiranjem valjcima
- injekcijskog prešanja
- obrade drvnih preradevina
- alatnih strojeva
- hidrauličkih preša
- vjetroturbina (primjer je opisan u podnaslovu 4.2.3)
- metalne industrije (rezanje čelika u čelične trake)

Raspon primjene zauzima vrlo široko područje. Zadatak je ostvariti neke od prednosti koje su opisane u prethodnom poglavlju, a odnose se na povećanje produktivnosti i korisnosti, uštede energije, smanjenje buke i ukupnih troškova te jednostavnije održavanje hidrauličkog sustava.

5.3.1 Primjena kod strojeva za obradu polimera

Strojevi za injekcijsko prešanje zahtijevaju postizanje i održavanje potrebne vrijednosti pritiska za određeni period vremena sve dok polimerna mješavina ne ispuni sve uglove i udubine kalupa. Korištenjem servo-hidrauličke pumpe uštede energije su značajne jer pogonski elektromotor ne radi cijelo vrijeme, nego samo onda kada je to potrebno. Drugi zahtjev koji se traži u ovom području se odnosi na ponovljivost vrijednosti brzine i tlaka. To je od presudnog značaja jer bitno utječe na varijacije u masi otpreska, a to na kraju utječe na ukupnu kvalitetu proizvodu. Postizanje manjeg stvaranja topline direktno utječe na jednostavniji sustav hlađenja. Manja razina buke u pogonu također je posljedica instaliranja servo-hidrauličke pumpe u postojeći sustav. Također, povećana stabilnost i brzina odziva u operacijama pri niskom tlaku i brzini.



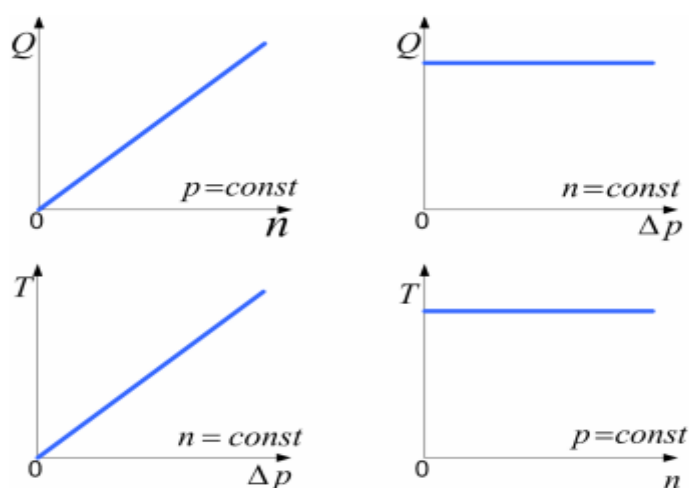
Slika 5.3 Graf prikaza uštede energije primjenom servo-pumpe kod injekcijskog prešanja [8]

6. KARAKTERISTIKE IDEALNIH PUMPI I MOTORA

Idealni hidraulički stroj (pumpa ili motor) kod svoje pretvorbe energije ne uključuje gubitke. Idealni znači da nema trenja, nema curenja fluida, dijelovi su apsolutno kruti, a prijelazi za vrijeme izmjena su bez kašnjenja. Također, ako idealni stroj radi sa idealnim fluidom, to znači da se stišljivost fluida ne uzima u obzir. Ovdje će se transformacija protok Q – brzina okretanja n , te moment T – tlak p , za pumpu i motor dati u tablici 6.1 pomoću blok algebre. V predstavlja volumen ili obujam (to jest jedinični volumen ili obujam) pumpe ili motora. Vrijednost V jest volumen koji predstavlja razliku između maksimalnog i minimalnog radnog volumena pumpe ili motora tijekom jednog okretaja njihove osovine. Mjeri se u $\text{m}^3/\text{okr.}$, ali najčešće je u katalogima ili sličnim podacima definiran u cm^3/okr (napominje se da je $n = \omega/2\pi$) [2].

Tablica 6.1. Transformacije kod pumpe i motora

Transformacija	Pumpa	Motor
$n-Q; Q-n$		
$T-p; p-Q$		



Slika 6.1 Karakteristike idealne pumpe i motora [2]

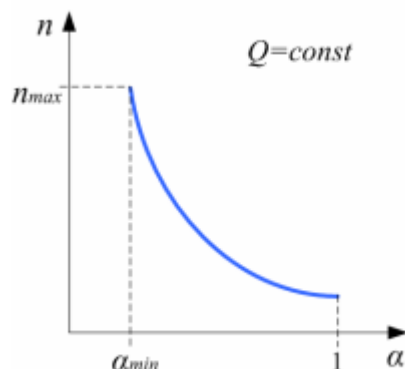
Ako je pumpa ili motor varijabilnog (promjenljivog) volumena, onda se to može izraziti na sljedeći način:

- $V = \alpha \cdot V_{max}$ (1)

Gdje je α parametar promjene volumena pumpe ili motora, koji može imati vrijednost od 0 do 1, a V_{max} je maksimalni volumen. Broj okretaja za motor varijabilnog volumena (koristeći (1) i transformaciju iz tablice 6.1) jest:

- $n = \frac{Q}{\alpha \cdot V_{max}}$ (2)

Karakteristika brzine okretanja motora varijabilnog volumena pri konstantnom protoku (koristeći (2)) dana je na slici 6.2. Iz izraza (2) može se uočiti da će brzina okretanja težiti k beskonačnom kako parametar α teži k nuli. Stoga je za većinu primjena, parametar α ograničen na neku minimalnu vrijednost, koja odgovara maksimalnoj dozvoljenoj brzini okretanja za pojedinu konstrukciju motora.

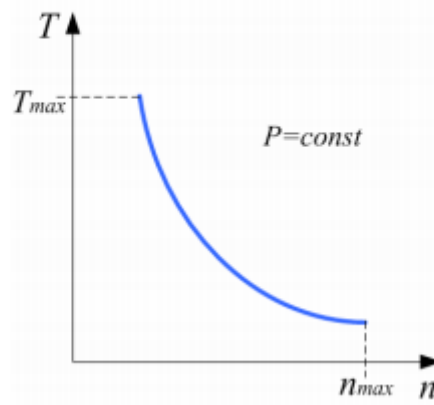


Slika 6.2 Karakteristika brzine okretanja motora varijabilnog volumena [2]

Veza između momenta T i broja okretaja n nekog motora dana je sljedećim izrazom:

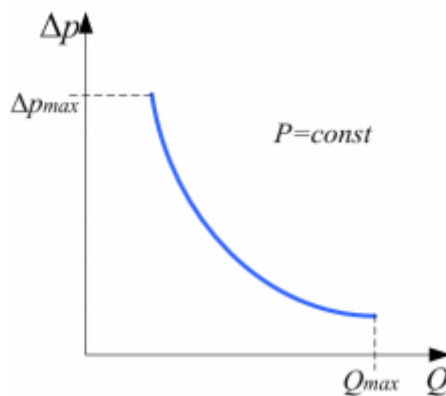
- $T = \frac{P}{2\pi \cdot n}$ (3), gdje je P snaga.

Karakteristika $T - n$ nekog motora pri konstantnoj snazi P dana je na slici 6.3. Maksimalni moment ograničen je maksimalnim dozvoljenim tlakom Δp , dok je maksimalni broj okretaja ograničen maksimalnim protokom Q (pri tom se ne smije prijeći ni maksimalna brzina vrtnje).



Slika 6.3 Karakteristika moment – brzina okretanja motora [2]

Kako je snaga pumpe (i motora) dana sa $P = \Delta p \cdot Q$, tako je i karakteristika Δp - Q pri konstantnoj snazi P prikazana na slici 6.4.



Slika 6.4 Karakteristika tlak – protok pumpe [2]

7. GUBICI HIDRAULIČKIH STROJEVA

Prethodno su razmatrane karakteristike idealnih hidrauličkih strojeva. Značajan utjecaj imaju gubici tih strojeva, koji se mogu podijeliti na dvije grupe:

- volumenske gubitke
- hidrauličko-mehaničke gubitke

Volumenski gubici odražavaju se na protok hidrauličkog stroja, tj. protok stvarnog stroja biti će manji od protoka idealnog stroja za iznos volumena fluida koji je izgubljen u nekom vremenskom intervalu. Isto tako hidrauličko-mehanički gubici predstavljaju sve gubitke uslijed trenja, bilo mehaničkih trenja dva kruta tijela, bilo viskoznih trenja fluida koji teče kroz cjevovode i prigušna mjesta. Hidrauličko-mehanički gubici odražavaju se na gubitak momenta nekog stvarnog hidrauličkog stroja u odnosu na moment idealnog stroja. To znači da bi hidraulički motor dao manji okretni moment u odnosu na njegovog idealnog dvojnika za iznos hidrauličko-mehaničkih gubitaka trenjem. S druge strane, pumpa bi za isti radni tlak trebala biti pogonjena većim momentom u odnosu na idealnu pumpu, upravo za iznos hidrauličko-mehaničkih gubitaka. Kako umnožak pada tlaka (na kojeg se odražavaju hidrauličko-mehanički gubici) i protoka (na kojeg se odražavaju volumenski gubici) daje snagu, tako i umnožak navedenih gubitaka (volumenskih i hidrauličko-mehaničkih) predstavlja u konačnici gubitak snage. Svi gubici snage u hidrauličkom sustavu odražavaju se na povećanje temperature fluida i sustava, koju onda treba odvoditi na neki način [2].

7.1 Volumenski gubici

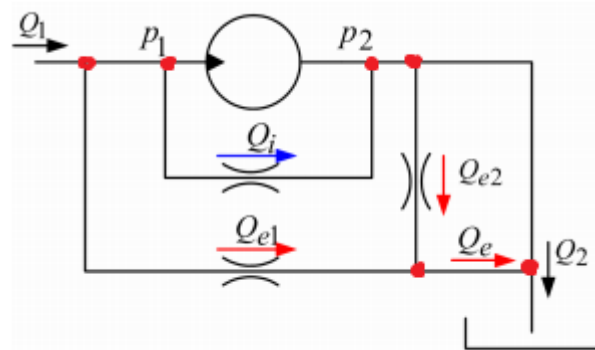
Volumenski gubici još se nazivaju curenja (engl. *leakage*, njem. *Leckage*), iako nisu svi volumenski gubici posljedica curenja. Kao što je prethodno rečeno, volumenski gubici odražavaju se na protok, tj. protok stvarnog stroja Q_{ef} biti će manji od protoka idealnog stroja Q_{th} za iznos volumena fluida koji je izgubljen u nekom vremenskom intervalu Q_L :

$$\bullet \quad Q_{ef} = Q_{th} - Q_L \quad (4)$$

Volumenski gubici Q_L mogu se podijeliti na vanjske gubitke curenjem Q_e i unutarnje gubitke curenjem Q_i , te na gubitke zbog stišljivosti fluida Q_k , i na gubitke zbog nepotpunog punjenja komora hidrauličkog stroja Q_f :

$$\bullet \quad Q_L = Q_e + Q_i + Q_k + Q_f \quad (5)$$

Gubici curenjem fluida događaju se na svim zazorima unutar nekog stroja gdje postoji razlika tlaka. Uz to, postoji i gubitak fluida zbog njegovog prijanjanja za površine koje se pomiču (to je tzv. *Couette-ov protok*). Unutarnji gubici curenjem su protoci koji teku iz komora stroja pod višim tlakom u komore istog stroja pod nižim tlakom. Na primjer, iz tlačne komore pumpe fluid kroz zazole prolazi nazad u usisni dio pumpe. Vanjski gubici odnose se na protoke gdje fluid kroz zazole izlazi izvan radnog dijela stroja, bilo u kućište stroja, bilo potpuno izvan njega. Curenje fluida izvan radnog dijela u kućište predviđeno je i obično se taj iscureni dio fluida odvodi posebnim priključkom (označenim sa L) u spremnik. Takav fluid nije izgubljen za hidraulički sustav, međutim izgubljen je u procesu pretvorbe energije, jednako kao i fluid koji je istekao uslijed unutarnjeg curenja. S druge strane, curenje fluida potpuno izvan stroja ili općenito hidrauličkog sustava, ne samo da je gubitak energije, nego može predstavljati i ekološki, sigurnosni (zapaljenje) i funkcionalni problem (prljavaština, masnoća). Takvi gubici su ipak puno manji nego ovi prethodno navedeni (često su zanemarivi). Ilustracija vanjskih i unutarnjih gubitaka na primjeru hidrauličkog motora prikazana je na slici 7.1. a).



Slika 7.1. a) Vanjski i unutarnji gubici curenjem [2]

Stišljivost fluida također uzrokuje gubitak volumena. Naime, gubitak volumena fluida koji se „stisnuo“ zbog njegove stišljivosti dan je sa:

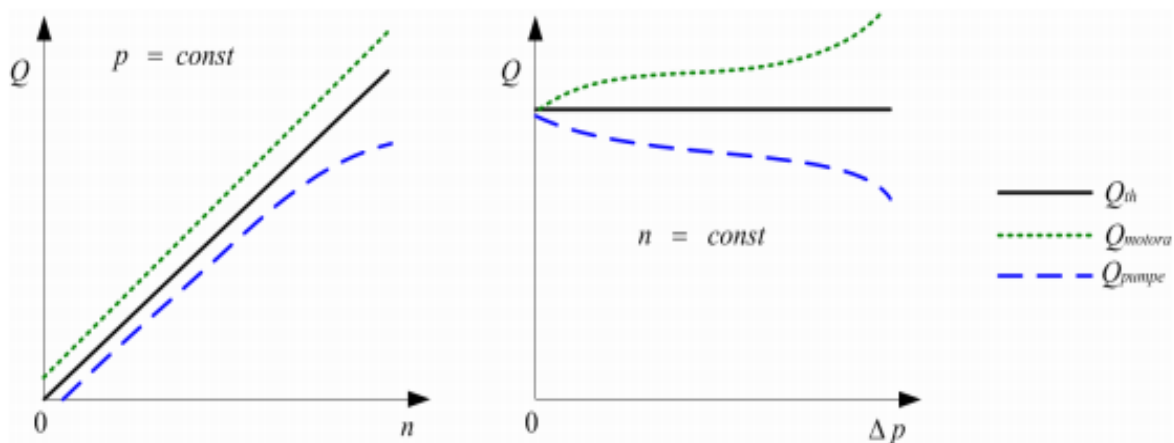
- $\Delta V = - \frac{V_0}{K} \cdot \Delta p$ (6)

Ako pumpa načini n ciklusa u nekom vremenskom intervalu (npr. okretaja/minuti), onda će gubitak protoka uslijed kompresibilnosti biti:

- $Q_k = n \cdot \Delta V$ (7)

Ako se sagleda energetska bilanca, može se reći da će se protok koji se izgubio stišljivošću fluida u pumpi, nadoknaditi ekspanzijom u motoru (makar teoretski), te stoga i nije pravi gubitak.

Ipak, poštujući normativnu definiciju, Q_k se uzima u obzir u ukupnom računu volumenskih gubitaka. Gubici protoka uslijed nepotpunog punjenja komora hidrauličkog stroja Q_f kao što im naziv dovoljno jasno ukazuje, nastaju tako što se teoretski volumen stroja naprosto ne popuni potpuno s fluidom. Ti gubici prvenstveno se odnose na pumpe, a ovise o brzini rotacije. Nakon neke određene brzine vrtnje pumpe, njene komore se više ne mogu dovoljno puniti. Ako se razmotri pitanje protoka kroz zazor (laminarno strujanje), protoci su proporcionalni razlici tlaka, visini zazora (na treću potenciju), ili radijusu, ili ekscentricitetu, a obrnuto su proporcionalni viskozitetu. Slično je i kod turbulentnog strujanja (proporcionalno korijenu razlike tlakova, a viskozitetu nema u relaciji). Dakle, protoci ne bi trebali ovisiti o brzini vrtnje strojeva. Ipak, praktična ispitivanja pokazuju određenu zavisnost, vjerojatno zbog utjecaja brzine vrtnje na viskozitet fluida (preko izmjene topline) u određenim režimima, te također zbog nepotpunog punjenja komora pumpe, koje je ovisno o brzini vrtnje te iste pumpe. Na slici 7.1. b) dana je kvalitativna slika ovisnosti stvarnog protoka o tlaku, te o brzini vrtnje za pumpu i za motor. Kod pumpe je stvarni izlazni protok manji od idealnog (Q_{th}), za iznos gubitaka protoka. Kod hidrauličkog motora je stvarni protok veći od idealnog. To znači da je za postizanje idealnog protoka kroz motor potrebno na njegov ulaz dovesti stvarni protok koji će biti veći od idealnog za gubitke protoka. Gubici protoka pumpe i motora ponešto se razlikuju, prvenstveno zato što gubitke uslijed stišljivosti se motoru ne računaju, a i nepotpuna ispunjenost komora također se motoru načelno može zanemariti.



Slika 7.1. b) Protok u ovisnosti o tlaku i brzini vrtnje pumpe i motora [2]

7.2 Hidrauličko – mehanički gubici

Hidrauličko-mehanički gubici predstavljaju sve gubitke uslijed trenja. To sadrži mehanička trenja dva kruta tijela u dodiru, te viskozna trenja fluida koji teče kroz cjevovode i prigušna mjesta. Moment hidrauličko-mehaničkih gubitaka T_{hm} umanjuje moment idealnog stroja T_{th} , tako da je moment stvarnog stroja (efektivni moment) T_{ef} sljedeći:

- $T_{ef} = T_{th} - T_{hm}$ (8)

Gubici momenta mogu se podijeliti na četiri grupe:

- ovisni o kvadratu brzine
- proporcionalni brzini
- proporcionalni tlaku
- neovisni o radnim parametrima

Stoga je moment hidrauličko-mehaničkih gubitaka T_{hm} suma navedene četiri grupe gubitaka:

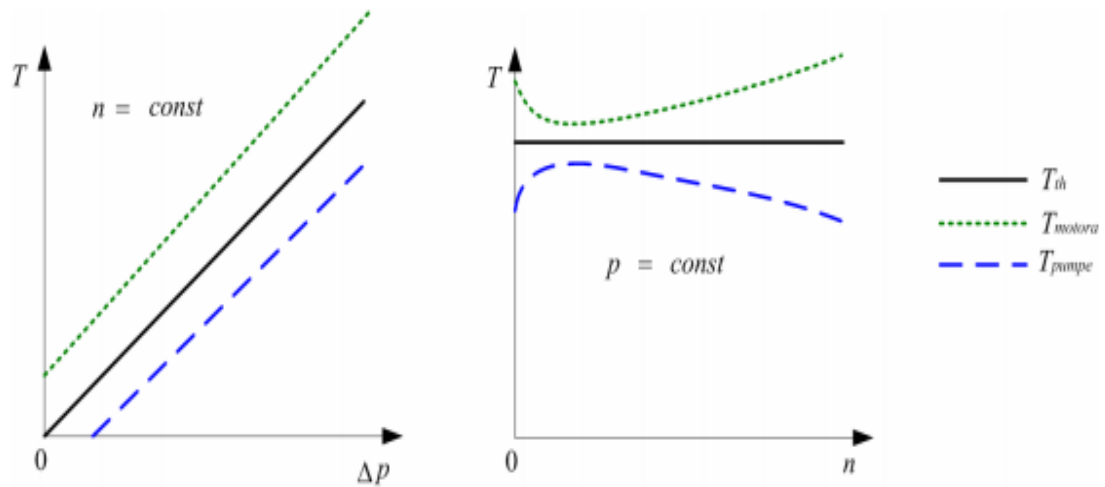
- $T_{hm} = T_{v2} + T_v + T_p + T_o$ (9)

Gubici momenta ovisni o kvadratu brzine T_{v2} uglavnom su posljedica trenja uslijed turbulentnog strujanja fluida, te momenta potrebnog za promjenu količine gibanja. Također posljedica su ležaja koji se kotrljaju ispunjeni uljem, te posljedica rotirajućih dijelova pumpi ili motora unutar kućišta ispunjenih uljem.

Gubici momenta proporcionalni brzini T_v nastaju uslijed viskoznog trenja (strujanje u laminarnom području).

Gubici momenta proporcionalni tlaku T_p pojavljuju se uglavnom u ležajima ili drugdje gdje se suho trenje može pojaviti. U tim slučajevima sila trenja proporcionalna je normalnoj sili, a ona je proporcionalna tlaku.

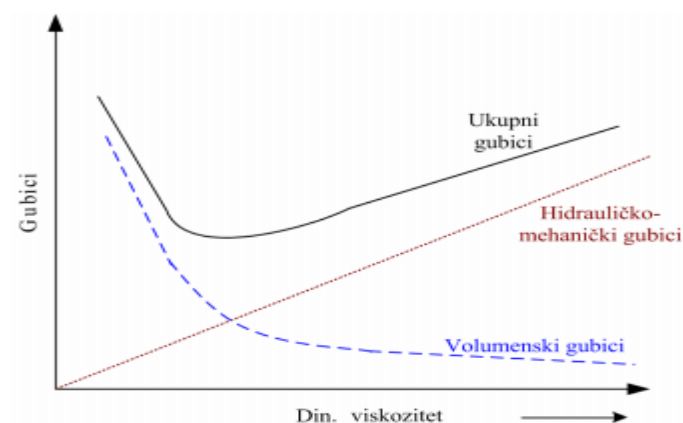
Gubici momenta neovisni o radnim parametrima T_o posljedica su npr. prednaprezanja opruga, naprezanja koja djeluju na brtve, i slično. Navedeni gubici konstantni su za neki hidraulički stroj, a pretežno ovise o kvaliteti izradbe stroja. Za kvalitetnije strojeve gotovo su zanemarivi. Na slici 7.2 dana je kvalitativna slika ovisnosti stvarnog momenta o tlaku, te o brzini vrtnje za pumpu i za motor. Kod pumpe je stvarni moment manji od idealnog (T_{th}) za iznos gubitaka momenta. Kod hidrauličkog motora je stvarni moment veći od idealnog, što znači da je za postizanje idealnog momenta motora potrebno da stvarni moment bude veći od idealnog za iznos gubitaka momenta.



Slika 7.2 Moment u ovisnosti o tlaku i brzini vrtnje pumpe i motora [2]

7.3 Utjecaj viskoziteta na gubitke

Već je prethodno ustanovljeno da je viskozitet fluida njegovo najvažnije svojstvo što se tiče primjene u hidraulici. Utjecaj viskoziteta fluida na gubitke vrlo je značajan. Pojavljuje se i u volumenskim gubicima, a logično je da se curenja smanjuju povećanjem viskoziteta, međutim ta veza nije linearna (zbog otpora kod punjenja pumpe, dakle za motor bi bilo nešto drugačije). Također viskozitet se pojavljuje u hidrauličko-mehaničkim gubicima, kod gubitaka momenta proporcionalno ovisnim o brzini. Veza tih gubitaka (trenja) i viskoznosti je linearna. Na slici 7.3 prikazana je kvalitativna slika ovisnosti gubitaka o viskoznosti. Vidi se da postoji optimalno područje viskozitetu fluida, na kojem će gubici snage biti najmanji.



Slika 7.3 Gubici ovisno o viskozitetu [2]

8. MODELIRANJE I PROJEKTIRANJE PUMPE

Kod modeliranja i projektiranja pumpe prvo je potrebno pronaći odgovarajuće kataloške podatke koji će kasnije biti baza za razne usporedbe i daljnje analize. Također, u cijelom postupku rada korišten je programski paket MATLAB. Ostatak proračuna koji je zahtijevao upotrebu raznih formula i pretvorbu mjernih jedinica odrađen je pomoću programa Microsoft Office Excel.

8.1 Kataloški podaci

Katalog pomoću kojeg su dobiveni podaci dolazi od proizvođača „Parker Hannifin“ [4], vodeće globalne kompanije koja se bavi tehnologijom pretvorbe gibanja i kontrole. Katalog sadrži podatke na samo određenim (krajnje, granične) vrijednostima tlaka, protoka i brzine. Pumpa fiksnog volumena koja je prikazana u tom katalogu pripada skupini zupčastih pumpi s vanjskim ozubljenjem kao što je opisano u poglavlju 3. Također, prikazani su podaci za više „familija“ istog tipa pumpe, a specifičnost svake „familije“ pumpi u odnosu na druge su različiti raspon kapaciteta volumena pumpe, maksimalne snage svakog podtipa „familije“ pumpi te nešto drugačija konstrukcija. U ovom radu odabrana je srednja „familija“ pumpi oznake „H“ od mogućih „D, H ili E“, a sadrži 7 podtipova istih pumpi koji se razlikuju po volumenu, snazi te mogućem području rada (vidi tablicu 8.1). Pošto su mjerne jedinice zadane u mjernom sustavu koji se ne podudara sa SI sustavom, treba izvršiti odgovarajuću pretvorbu jedinica. Tako je trebalo pretvoriti protok koji je bio u galonima po minuti u m^3/s . Ulazna snaga zadana je u konjima (oznaka HP, eng. „Horse Power“) te ju je trebalo pretvoriti u kW. Tlak je također zadan u PSI mjernoj jedinici te je trebalo izvršiti transformaciju u paskale odnosno bare. Proizvođač „Parker“ je u katalogu prikazao podatke u obliku grafova pomoću raznih krivulja. Egzaktnih brojčanih vrijednosti nema pa je zato potrebno očitati podatke i kasnije ih interpolirati, odnosno za područja rada gdje podataka nema ekstrapolirati. Za očitavanje podataka korištena je m.funkcija „grabit“, a cijeli postupak očitavanja opisan je u **8.1.1.**

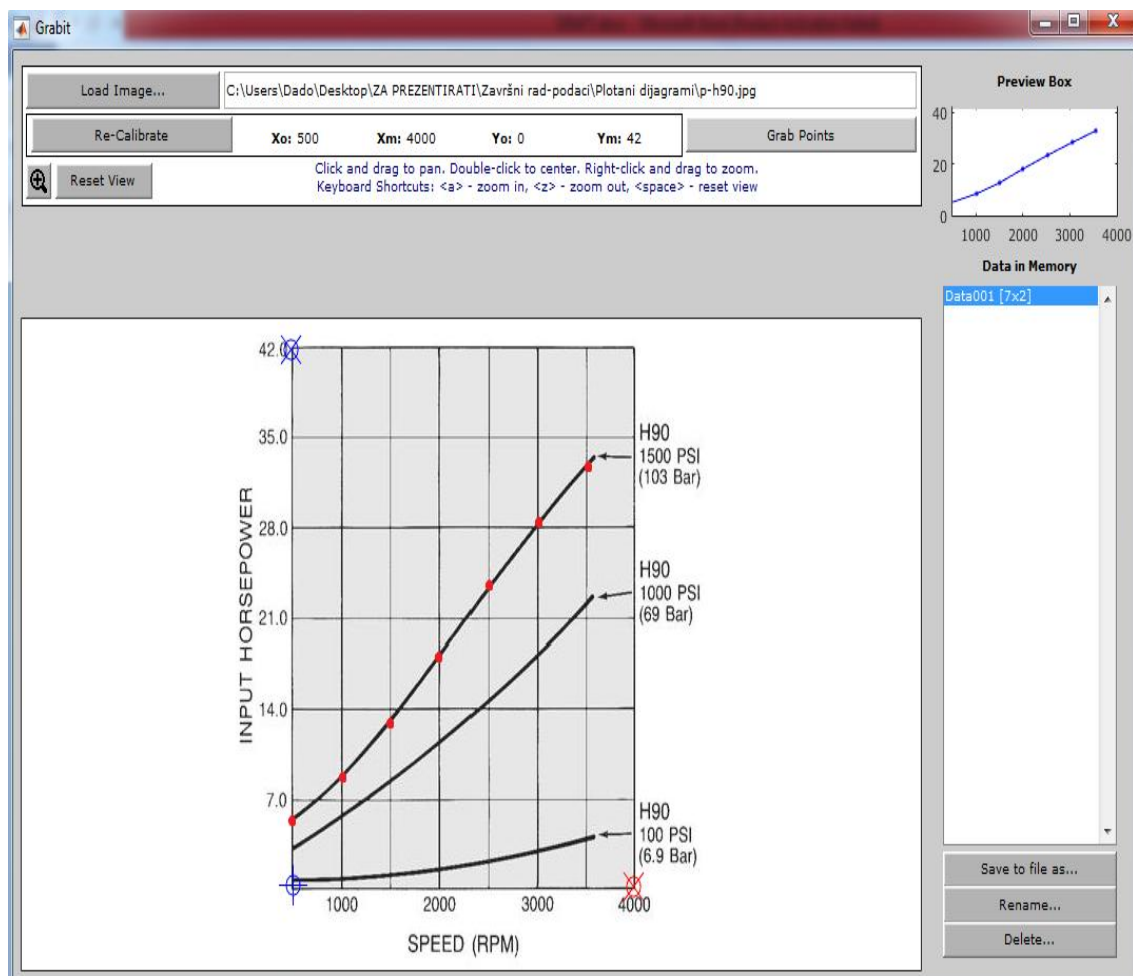
Tablica 8.1 Vrijednosti podataka za svaku pumpu H tipa

Oznaka pumpe	Volumen [cm^3]	Max. tlak [bar]	Max. snaga [kW]
H25	9.88	172	10.50
H31	12.36	172	13.26
H39	15.44	172	16.42
H49	19.30	172	20.65
H62	24.14	172	23.20
H77	30.18	138	23.30
H90	36.49	103	20.88

8.1.1 Korištenje funkcije „grabit“

Grabit je m.funkcija u programskom paketu MATLAB koja služi za očitavanje vrijednosti iz plotanih dijagrama sa slika. Važno je napomenuti da slike moraju biti u jednom od odgovarajućih formata (BMP, JPG, TIF, GIF, PNG). Cijeli postupak očitavanja vrijednosti prikazan je sljedećim koracima:

1. Potrebno je pokrenuti m.funkciju i otvoriti odgovarajuću sliku plotanog grafa s kojeg želimo dobiti podatke.
2. Nakon što je odabrana slika, slijedi kalibriranje svake od osi opcijom „Calibrate“ i unošenje minimalnih i maksimalnih vrijednosti koje se nalaze na osima.
3. Nakon što su osi kalibrirane opcijom „Grab Points“ odaberemo točke na presjecištu određene vrijednosti brzine i krivulje koja je u grafu.
4. Nakon što smo označili željene točke pritiskom na tipku „Enter“ završavamo postupak. Podaci su prikazani u prozoru „Data in memory“ u obliku x,y koordinata.
5. Postupak ponavljamo dok ne očitamo sve potrebne vrijednosti iz plotanog grafa.



Slika 8.1 Postupak očitavanja vrijednosti pomoću m.funkcije „grabit“

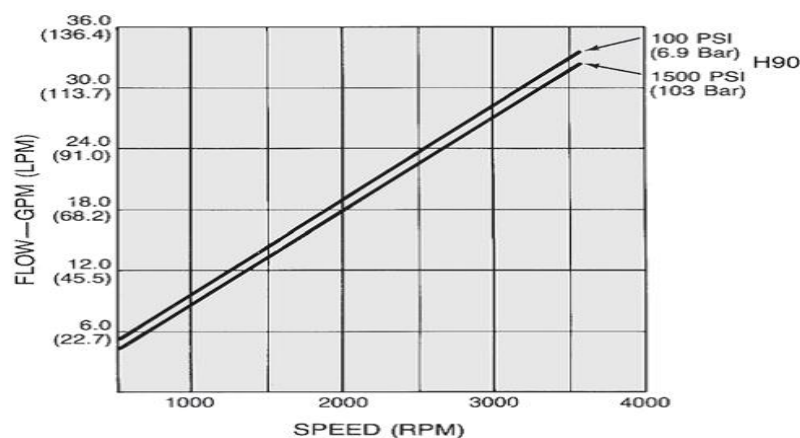
Nakon očitavanja vrijednosti pomoću m.funkcije „grabit“ slijedi obrada podataka u Excel programu. Dobivene vrijednosti pretvaraju se u SI sustav mjernih jedinica preko odgovarajućih veza. Na slici 8.1 je prikazan postupak očitavanja vrijednosti ulazne snage i brzine određenog podtipa H „familije“ pumpi. Na isti način se vrši očitavanje vrijednosti podataka za graf koji sada na ordinati ima prikazan protok. Protok je u galonima ili litrama po minuti te je također potrebno izvršiti potrebnu transformaciju mjernih jedinica.

8.1.2 Interpolacija vrijednosti pomoću programskog koda u programu MATLAB

Nakon što su dobivene vrijednosti svih podtipova H „familije“ pumpi, a odnose se na tlak, brzinu, protok i ulaznu snagu, slijedi pisanje programskog koda koji će interpolirati vrijednosti između minimalne, srednje i maksimalne vrijednosti podataka koji su očitani. Prvo se formiraju txt.datoteke s poznatim vrijednostima koje u svojim stupcima redom sadrže vrijednosti brzine, tlaka i ulazne snage odnosno ako tražimo izlaznu snagu onda u drugoj txt.datoteci umjesto ulazne snage stavljamo protok. Odgovarajućim naredbama u programskom kodu uz pomoć funkcije „interp“ dobivene su ostale vrijednosti podataka na temelju pretpostavke linearnosti podataka. Postupak se vrši za svaki od podtipova H „familije“ pumpi te se vrijednosti preračunavaju u odgovarajuće mjerne jedinice. Nakon što je ulazna snaga preračunata u kW, potrebno je izračunati snagu na izlazu kako bi se kasnije mogao izračunati stupanj korisnog djelovanja i odrediti gubici. Pošto je protok u lpm (eng. liter per minute) potrebno ga je prvo preračunati u m³/s. Korištenjem sljedeće formule za snagu uz odgovarajuće pretvorbe mjernih jedinica izračunava se izlazna snaga P_{OUT} [kW] :

$$\bullet P_{OUT} = \Delta p \cdot Q \quad [\text{kW}] \quad (10)$$

gdje je Δp razlika tlaka, a Q vrijednost protoka koja odgovara očitanim odnosno interpoliranim vrijednostima.



Slika 8.2 Graf s vrijednostima protoka pomoću kojih je izračunata izlazna snaga [4]

Kada su dobivene vrijednosti svih podataka koji su potrebni za daljnju analizu, najprije je potrebno izračunati stupanj korisnog djelovanja i gubitke pumpe na svim vrijednostima brzina i tlakova. Korištenjem sljedeće formule izračunava se stupanj korisnog djelovanja:

$$\bullet \quad \eta = (P_{OUTPUT}/P_{INPUT}) \cdot 100 \quad [\%] \quad (11)$$

gdje je P_{OUTPUT} izlazna snaga pumpe, a P_{INPUT} ulazna snaga pumpe. Stupanj korisnog djelovanja izražen je u postocima te se kod zupčastih pumpi s vanjskim ozubljenjem kreće oko 75% - 90%. Gubici pumpe koji su opisani u poglavlju 7, računaju se pomoću jednostavne formule koja glasi:

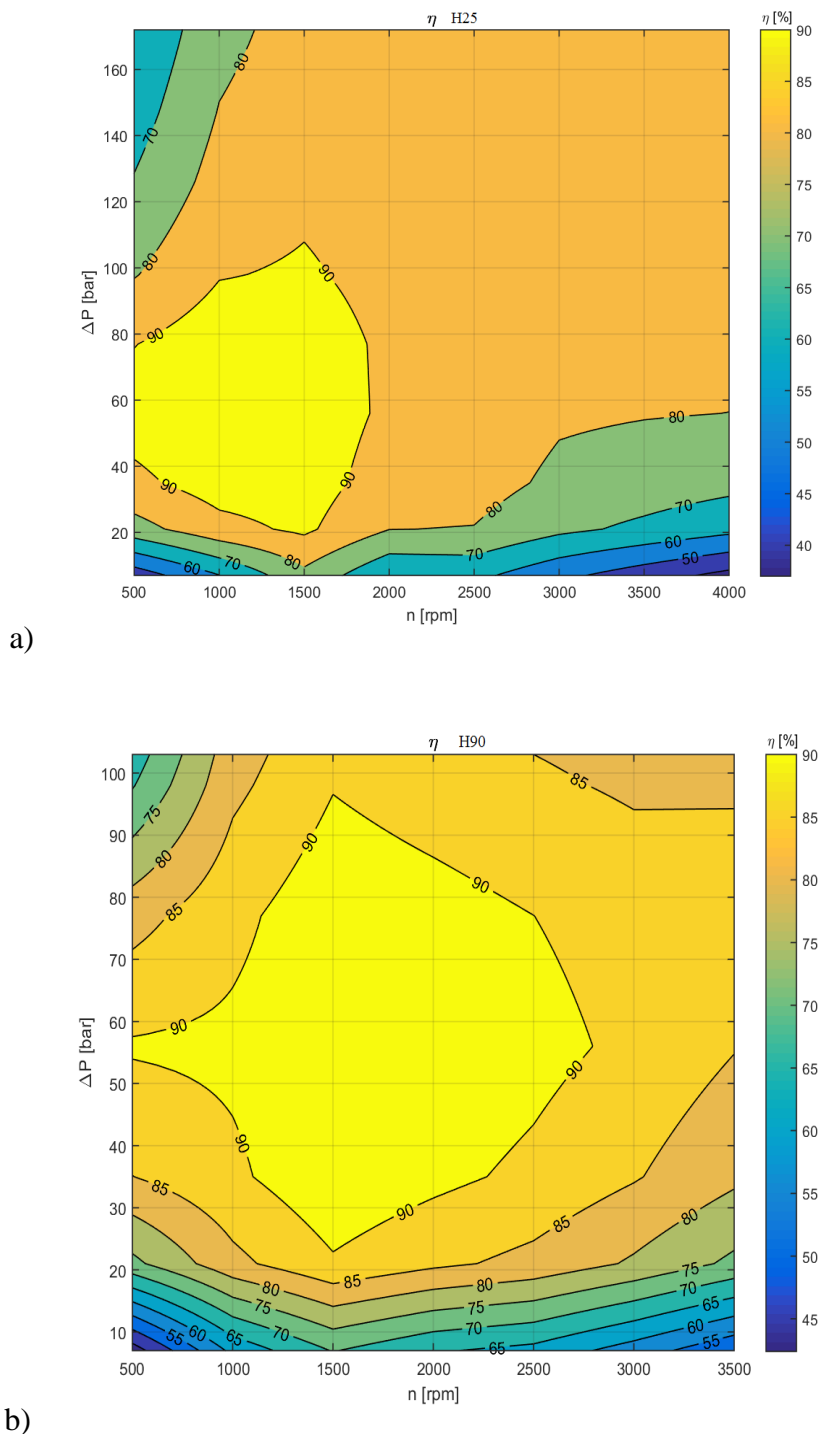
$$\bullet \quad P_{GUB} = P_{INPUT} - P_{OUTPUT} \quad [\text{kW}] \quad (12)$$

Nakon izračuna gubitaka i stupnja korisnog djelovanja nastoji se prikazati dobivene karakteristike svakog podtipa H „familije“ pumpe odgovarajućim funkcijama u programu MATLAB.

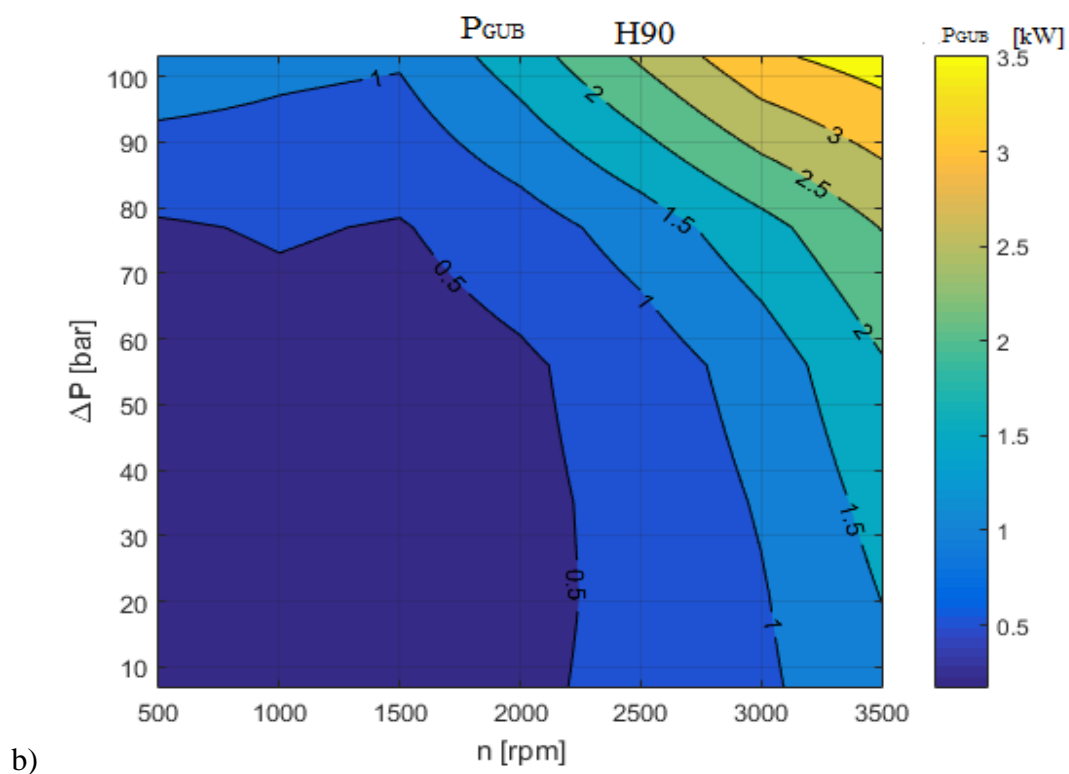
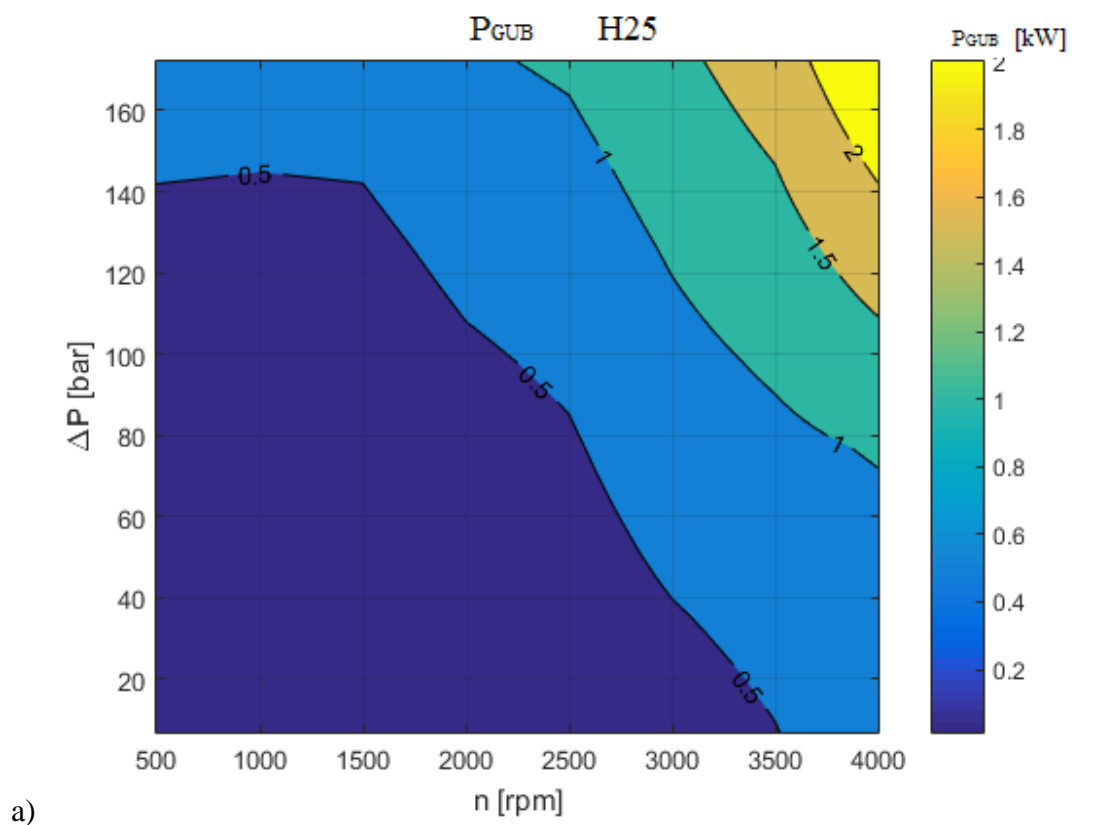
8.1.3 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka pumpe

Nakon što su svi podaci očitani potrebno je formirati txt.datoteke svih 7 podtipova H „familije“ pumpe u kojima se nalaze kataloški podaci uz one koji su interpolirani pomoću programskog koda. U datotekama su redom upisane vrijednosti brzine, tlaka, korisnosti i gubitaka. U novom kodu koji se koristi postavi se „griddata“ s vrijednostima brzine i tlaka te se definira broj koraka i raspon vrijednosti na svakoj osi. Karakteristika je ovisna o tlaku i brzini jer se na svakoj točki brzine i tlaka nalazi određeni stupanj korisnog djelovanja. Zatim, pomoću funkcije „contourf“ se krivulje stupnja korisnog djelovanja nacrtaju u grafu. Također, potrebno je uvesti „colorbar“ i prikaz u postocima kako bi se mogle očitati vrijednosti. Druga karakteristika koju je potrebno nacrtati prikazuje gubitke pumpe. Postupak je isti kao kod crtanja karakteristike stupnja korisnog djelovanja, odnosno koriste se iste funkcije u programskom kodu. Također, koristi se isti kod kao prije s jednom razlikom, a to je da se više ne uzimaju vrijednosti stupnja korisnog djelovanja. Potrebno je u kodu promijeniti samo redak matrice u kojem se nalaze vrijednosti gubitaka. Ove dvije karakteristike bitne su zbog toga što će kasnije poslužiti kao baza za izradu Willansovog modela koji će kasnije biti detaljno opisan u sljedećim poglavljima. Bitno je napomenuti da se pojavljuju nešto viši stupnjevi korisnog djelovanja nego što je to karakteristično za zupčaste pumpe. Jedan od razloga je taj što kataloški podaci nisu egzaktno brojčano zadani nego je potrebno provesti navedenu interpolaciju na pretpostavci linearnosti podataka. Na slici 8.1 se može vidjeti problem kod određivanja ulazne snage sustava.

Naime, pri nižim vrijednostima koje znaju biti manje od 1 kW, javlja se novi problem. Ako se nedovoljno točno odredi svaka točka pomoću m.funkcije „grabit“ koja se nalazi pri nižim vrijednostima, javlja se problem što tada čak mala greška u usporedbi s niskim vrijednostima daje dosta veliku razliku u podacima. Za ostale vrijednosti podataka pri većim brzinama i tlakovima pogreška očitavanja je vrlo mala. Kako bi se ovaj dio zadatka proveo što kvalitetnije, najbolje bi bilo da se traže egzaktni podaci od samog proizvođača.



Slika 8.3 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja za pumpe: a) H25, b) H90



Slika 8.4 Karakteristike gubitaka za pumpe: a) H25, b) H90

Ostatak karakteristika preostalih pumpi iz H „familije“ može se pogledati u poglavlju broj 11 pod naslovom „Prilog“ .

8.2 Willans-ovo pravilo aproksimacije

Skalabilni model pumpe ostvaruje se korištenjem skalabilnih karakteristika koje trebaju što točnije predvidjeti korisnost strojeva s obzirom na dimenzijski parametar s_p . Willans-ovo pravilo aproksimacije temelji se na opisu karakteristike gubitaka stroja. $P_{p,loss}$ se mogu dovoljno dobro opisati polinomom drugog reda uključujući parametar s_p kako slijedi [9]:

$$P_{p,loss}(\omega_p, \tau_p) = c_1(\omega_p)(\tau_p^2/s_p) + c_2(\omega_p)\tau_p + c_3(\omega_p)s_p \quad [\text{kW}] \quad (13)$$

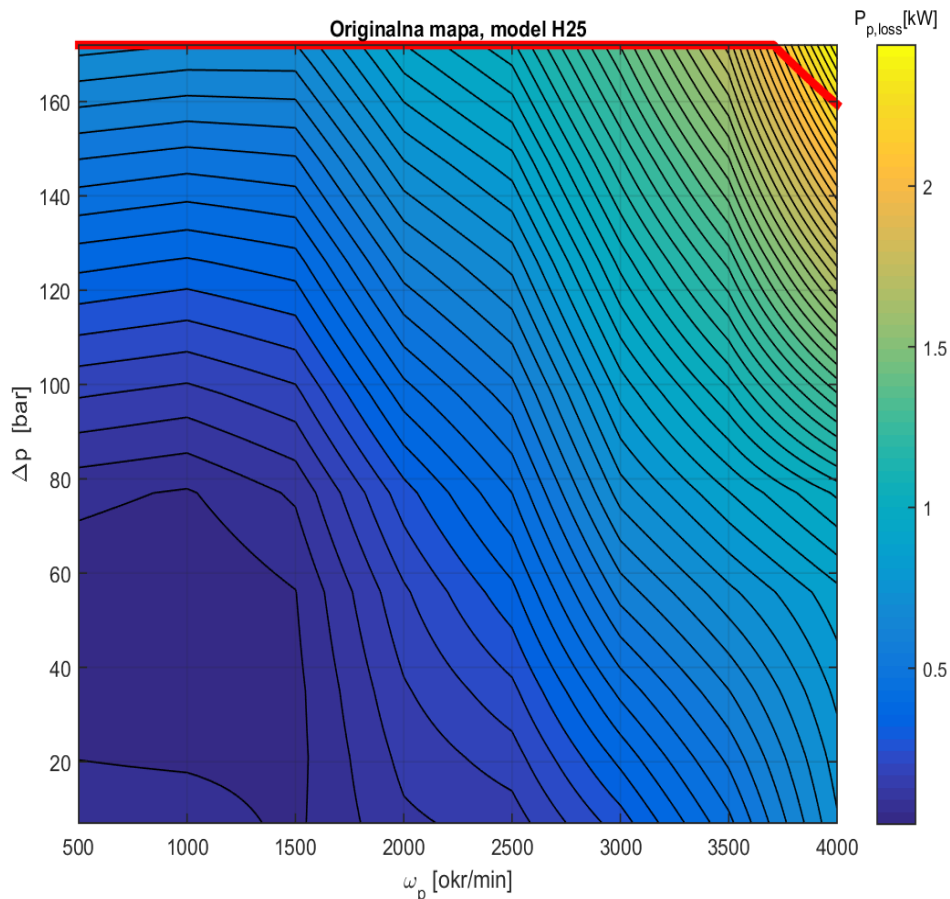
gdje su c_1 , c_2 i c_3 koeficijenti ovisni o brzini vrtnje pumpe (varijabilni koeficijenti) te se mogu odrediti za svaku točku osi brzine vrtnje iz originalne (nazivne) karakteristike gubitaka. Vrijednosti tih koeficijenata prikazane su na slikama u ovom poglavlju. Bitno je napomenuti da se za brzine vrtnje izvan radnog područja provodi linearna ekstrapolacija. U ovom radu, kao što se moglo vidjeti u prijašnjim podnaslovima gdje su prikazane karakteristike pumpe, na osi ordinata umjesto momenta je prikazan tlak. Također skalabilni koeficijenti koji se dobivaju iz omjera snage pojedinih pumpi su ovdje izračunati iz omjera fiksnog volumena pumpe čiji se gubici računaju i fiksnog volumena one s kojom se uspoređuju. Dakle, ovu formulu treba modificirati i unijeti navedene izmjene uzimajući u obzir relacije da je:

$$\tau_p = \frac{V \cdot \Delta p}{2\pi} \quad [\text{Nm}] \quad (14), \quad s_p = \frac{V}{V_0} \quad [-] \quad (15)$$

gdje τ_p predstavlja moment pumpe, a V i V_0 fiksne volumene pumpi koji se uspoređuju, s naglaskom da je V_0 volumen pumpe čija mapa predstavlja referentnu Willans-ovu mapu s kojom će se uspoređivati sve ostale pumpe. Willans-ovo pravilo aproksimacije služi kako bi se proveli različiti zadaci optimiranja u nekom određenom procesu. Na temelju jednog referentnog modela mogu se predvidjeti gubici s određenom točnošću, a time i stupnja korisnog djelovanja, za ostale modele koji su po svojim dimenzijskim parametrima veći ili manji od polaznog referentnog modela. Također, ovaj pristup pokazuje veća odstupanja u određenom području rada pumpi koja se ipak mogu sistematizirati.

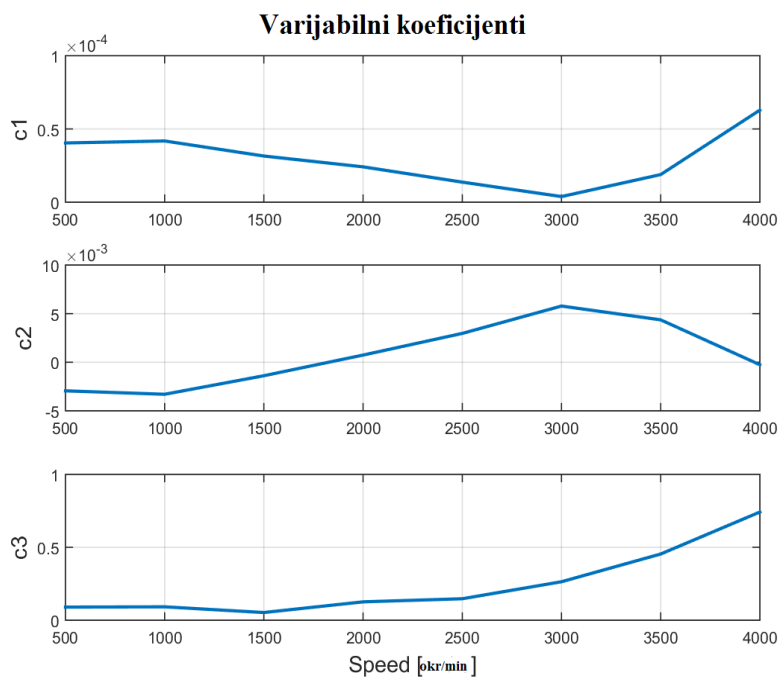
8.2.1 Postupak Willans-ovog pravila aproksimacije

Na slikama ispod prikazana je mapa gubitaka izrađena navedenom aproksimacijom, a razlika karakteristika originalnih i aproksimiranih gubitaka izražena je postotkom. Ovdje je opisan postupak za samo jednu pumpu (H25) pošto je on isti za sve ostale pumpe. Ostatak mapa može se vidjeti u poglavlju broj 11 pod naslovom „Prilog“.



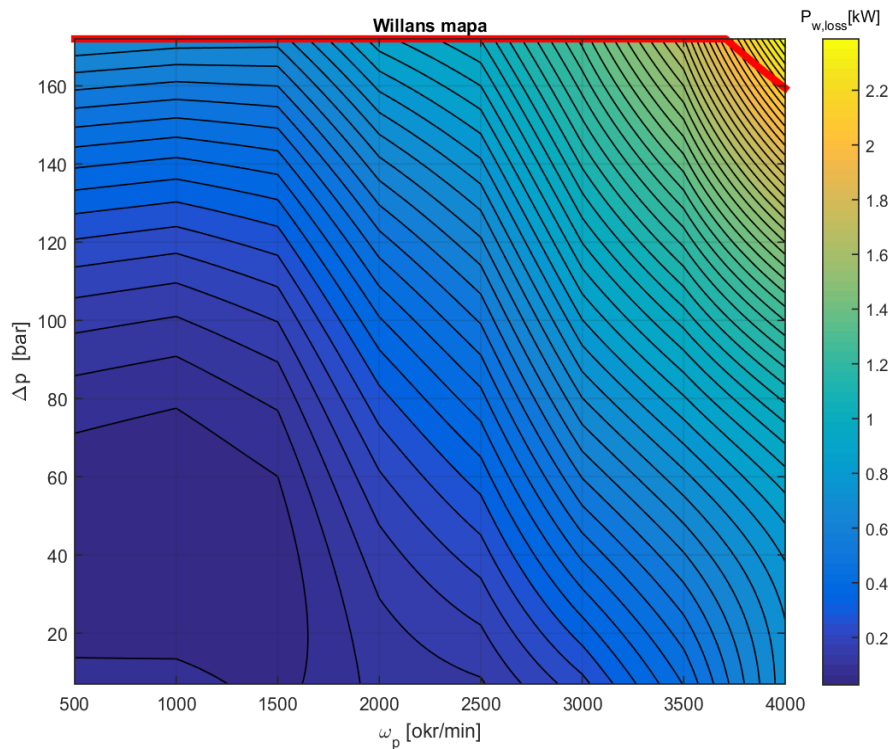
Slika 8.5 Originalna mapa karakteristike gubitaka pumpe H25

Mapa prikazuje originalnu karakteristiku gubitaka pumpe koja je dobivena na temelju kataloških podataka. Za svaku točku brzine i tlaka postoji točno određen iznos gubitaka. U svakoj mapi gubitaka, originalnoj i aproksimiranoj (Willans mapa), ucrtana je karakteristika maksimalnog momenta crvenom krivuljom kojom je ograničeno radno područje svake pumpe. Dakle, rad pumpe ograničen je na određeno područje te ona zbog toga ne može raditi na tlaku od 172 bar i na brzini od 4000 okr/min. Kako bi se izradila Willans-ova aproksimacija opisana izrazom (13), potrebno je odrediti koeficijente c_1 , c_2 i c_3 koji su prikazani na slici 8.6.

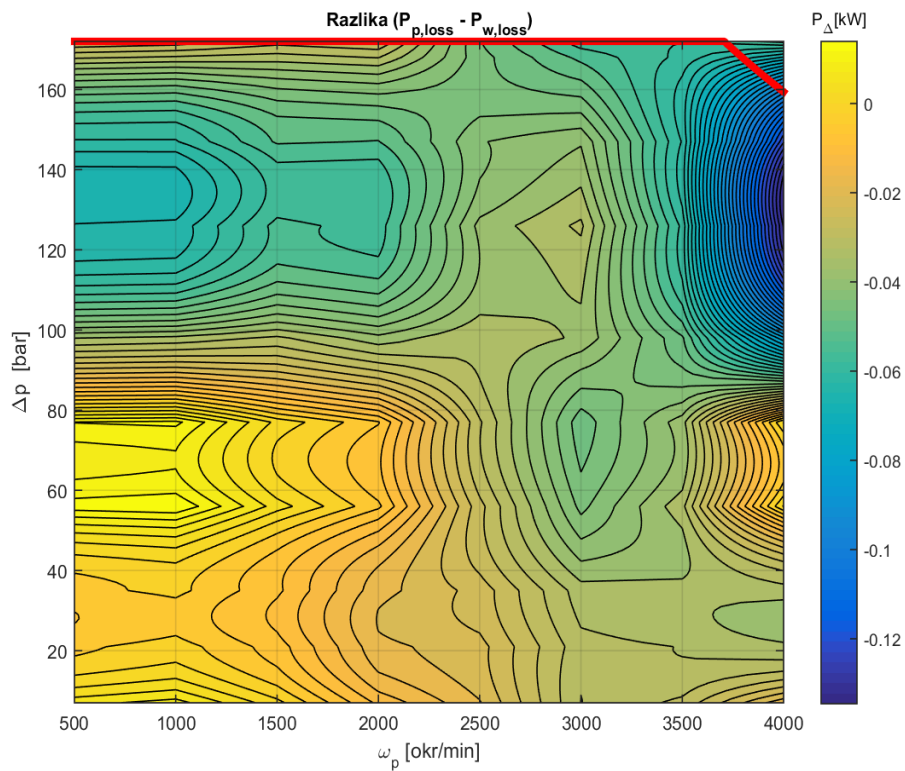


Slika 8.6 Koeficijenti aproksimacije

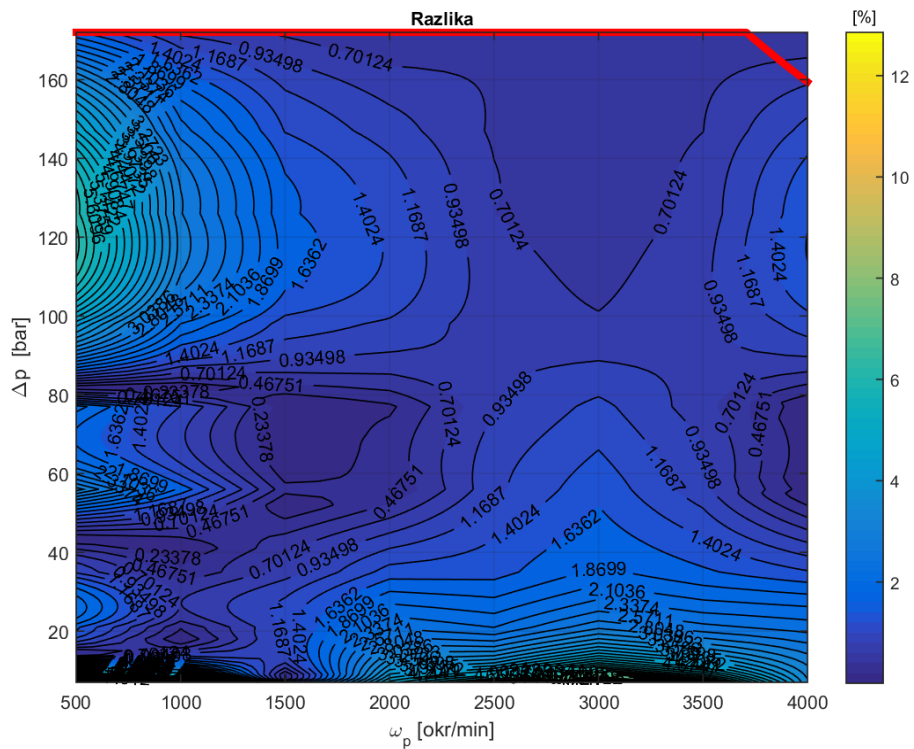
Kao što je opisano u podnaslovu prije, koeficijenti su ovisni o brzini vrtnje pumpe tj. varijabilni su. Za njihov izračun programski kod koristi metodu najmanjih kvadrata. Na slici 8.7 može se aproksimirana mapa gubitaka dobivena koristeći izraz (13) i koeficijente sa slike 8.6



Slika 8.7 Mapa Willans-ove aproksimacije za pumpu H25



Slika 8.8 Pogreška aproksimacije

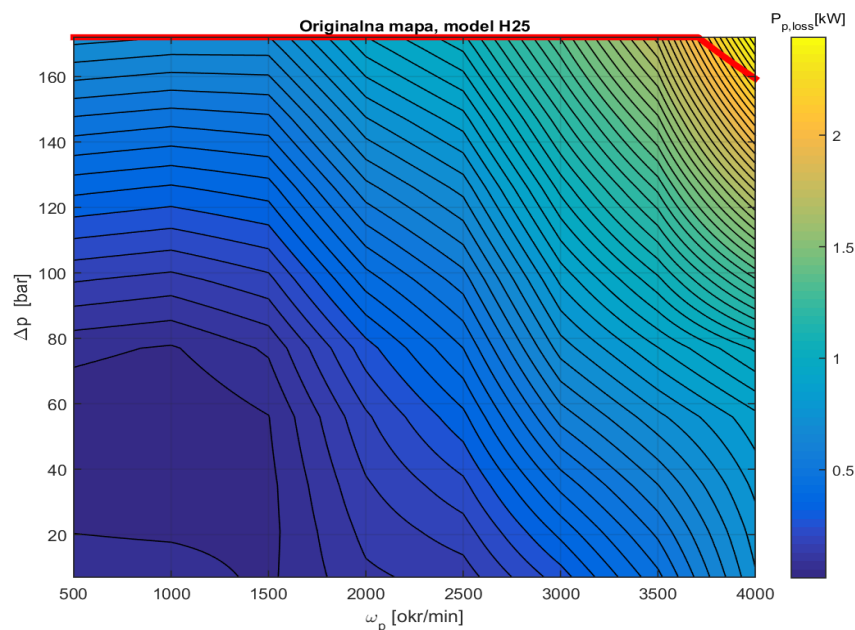


Slika 8.9 Provjera na stupnju korisnog djelovanja izražena postotkom

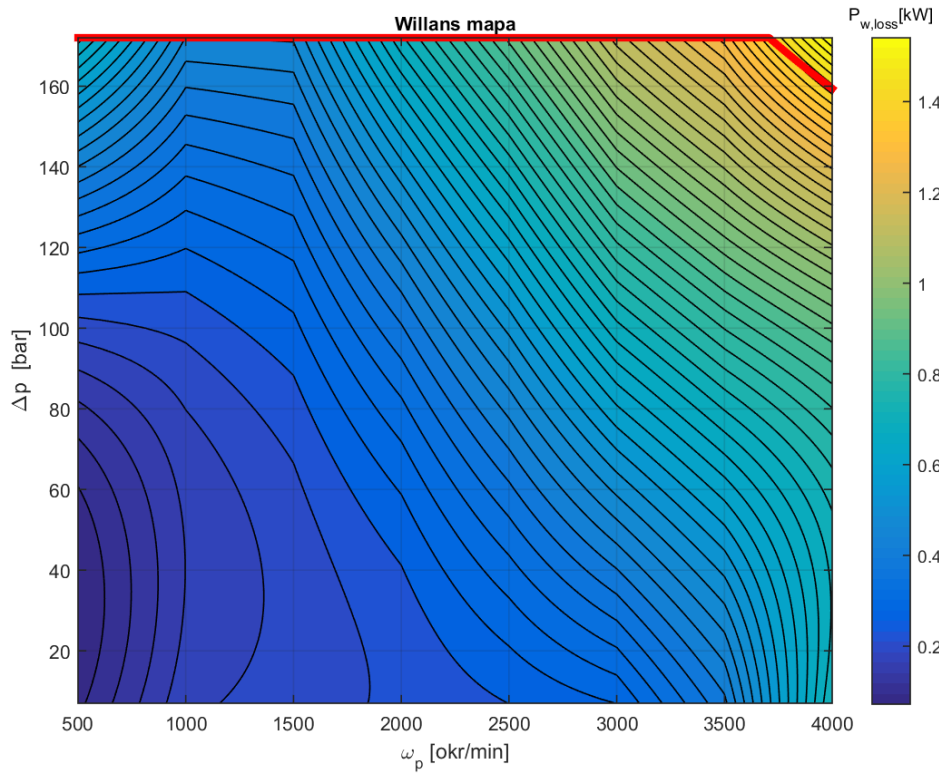
Iz prethodnih karakteristika vidljivo je da postoje pogreške aproksimacije između originalne mape pojedinog modela pumpe i aproksimirane (Willans) mape. Međutim, sve te pogreške javljaju se pri manjim brzinama i relativno niskim tlakovima (7-15-20 bar). Više je razloga zbog kojih dolazi do ovakve razlike između mapa, a jedan od njih opisan je u podnaslovu **8.1.3** koji govori o problemu očitavanja podataka pri malim vrijednostima tlakova zbog nepreciznosti kataloga. Također, izlazna snaga pumpe u takvom području rada je mala i to uzrokuje da veća pogreška u mjerenju s relativno malom snagom u konačnici daje veliku razliku tj. javlja se problem osjetljivosti podataka. S druge strane, rezultati su vrlo dobri i najveće pogreške u ostalim područjima rada rijetko kada dosežu vrijednost veću od 7% - 8%. Najčešće su to pogreške u rasponu od 1% - 5%. Ostatak analize je detaljno opisan u sljedećem podnaslovu gdje se odabire pumpa čija će Willans-ova mapa i njeni koeficijenti biti referentni za usporedbu te pumpe s ostatkom iz opisane H „familije“ pumpi.

8.2.2 Usporedba referentnog modela pumpe sa skaliranim vrijednostima

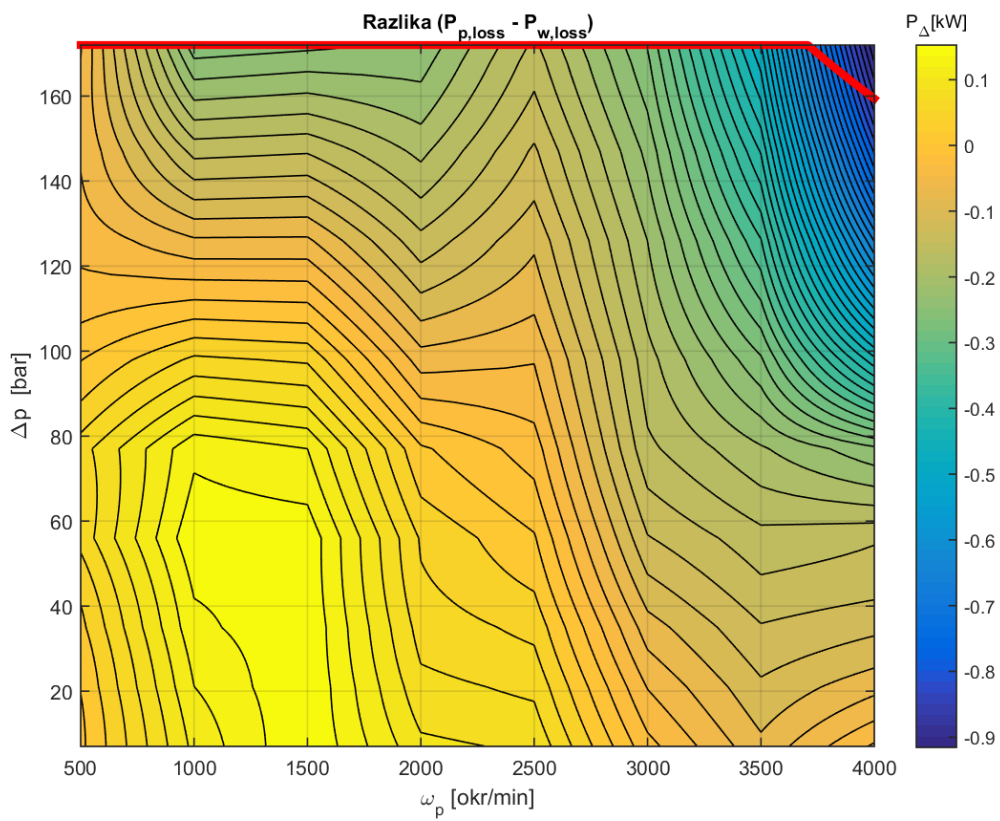
Prvo je prikazan jedan kompletan postupak usporedbe, a kasnije je dan prikaz samo najvažnijih karakteristika i razlika u aproksimaciji jer je postupak za svaku usporedbu isti. Referentni model pumpe koji je odabran za prvu usporedbu čini pumpa H49 koja je po svojim dimenzijama srednje veličine od cijele H „familije“ pumpi. Faktor skaliranja računa se po navedenom izrazu (15). U njemu je volumen V_0 konstantan za svaku usporedbu, a mijenja se samo volumen V ovisno o pumpi koja se uspoređuje sa referentnom H49. Sljedećim slikama prikazan je postupak usporedbe modela H25 s referentnim H49:



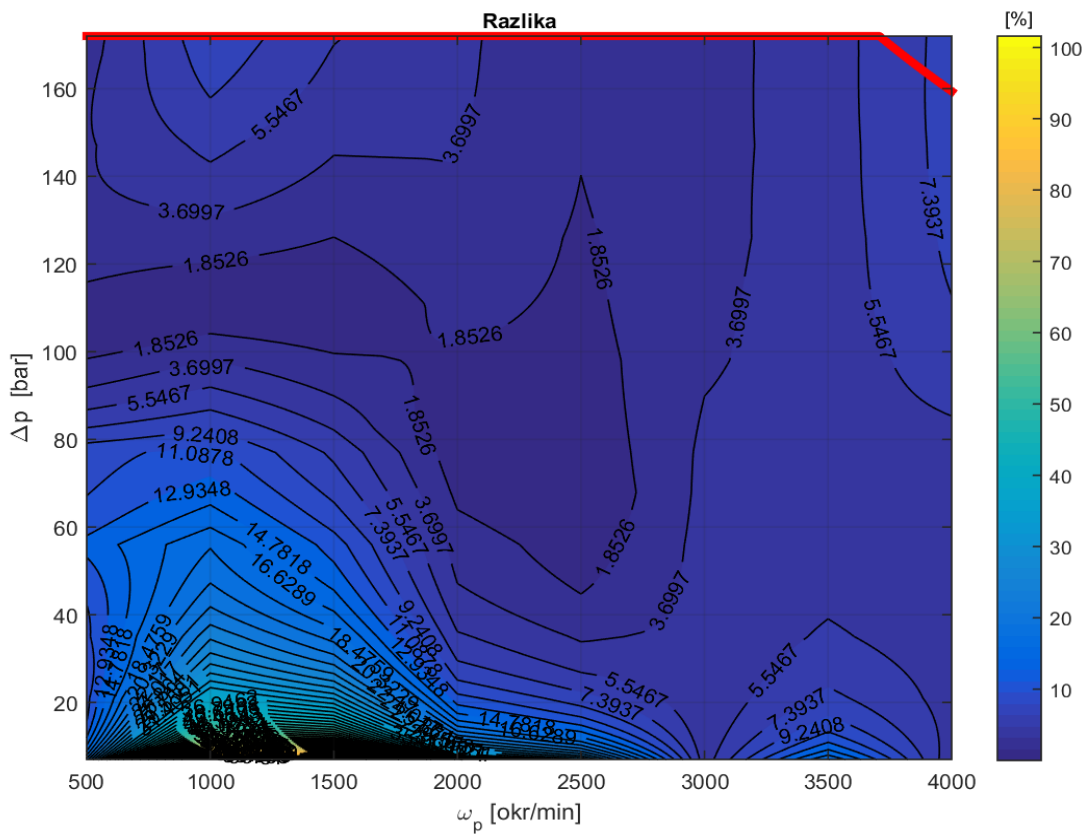
Slika 8.10 Originalna karakteristika pumpe H25



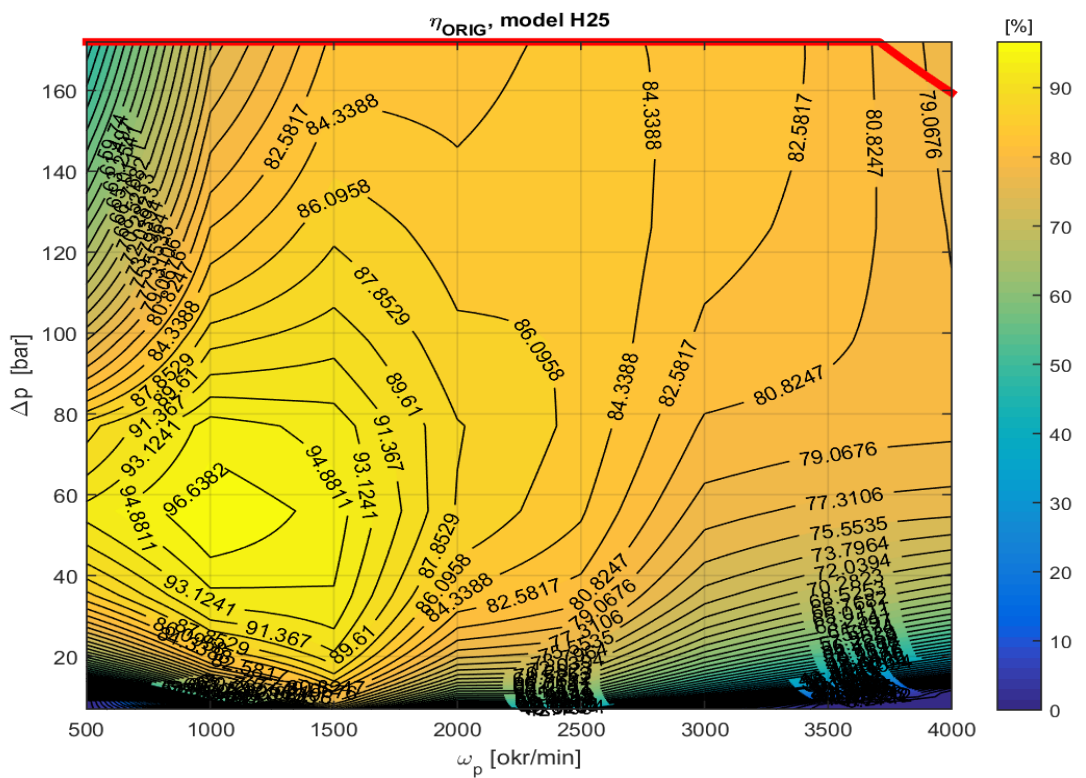
Slika 8.11 Aproximirana karakteristika pumpe H25



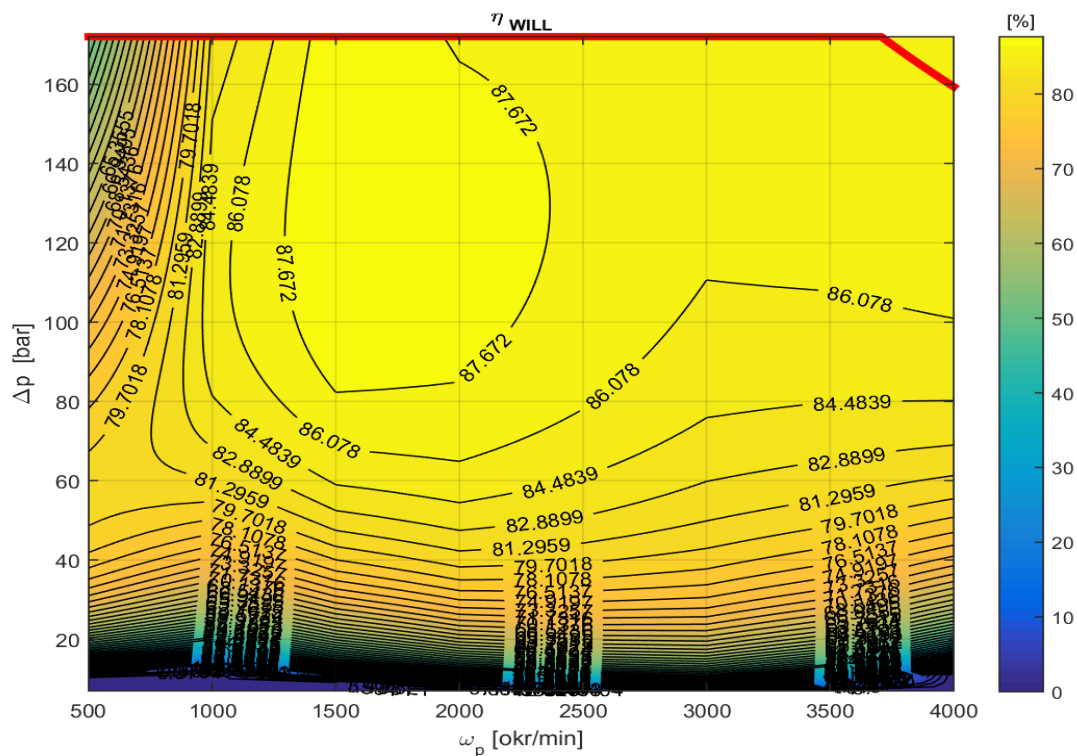
Slika 8.12 Pogreška aproksimacije



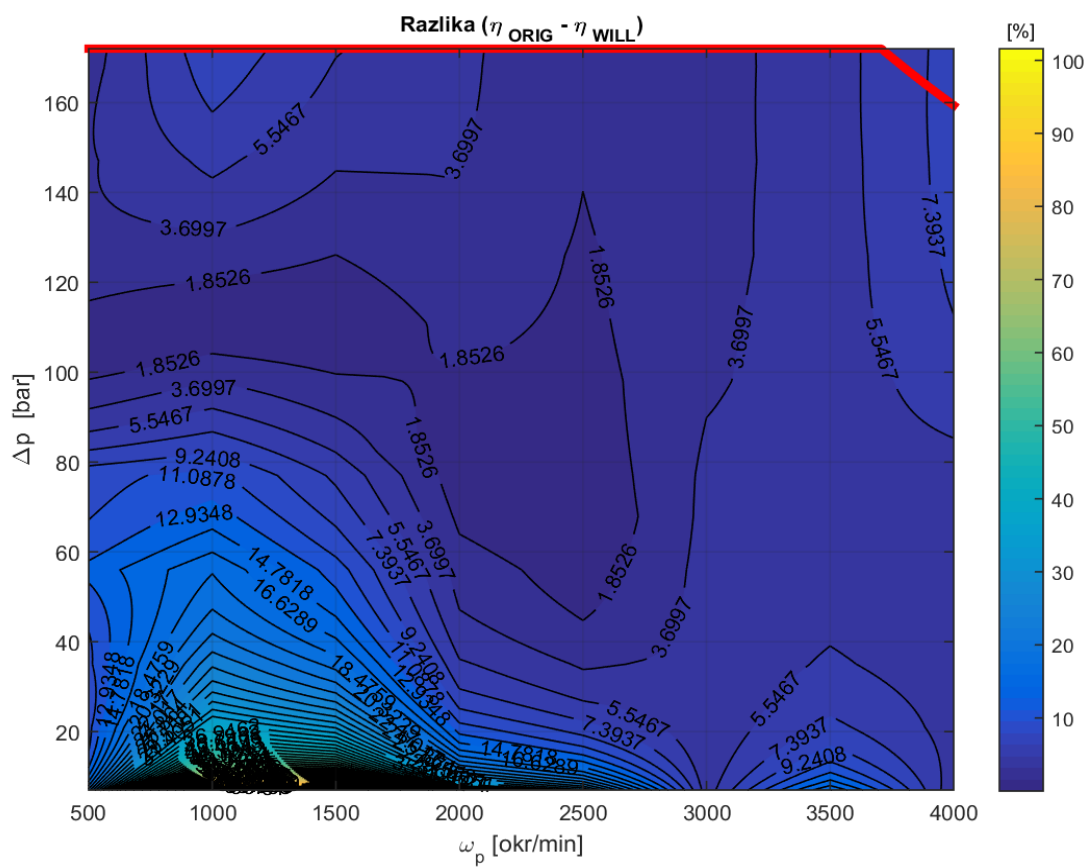
Slika 8.13 Pogreška aproksimacije izražena postotkom



Slika 8.14 Originalna karakteristika stupnja korisnog djelovanja pumpe H25

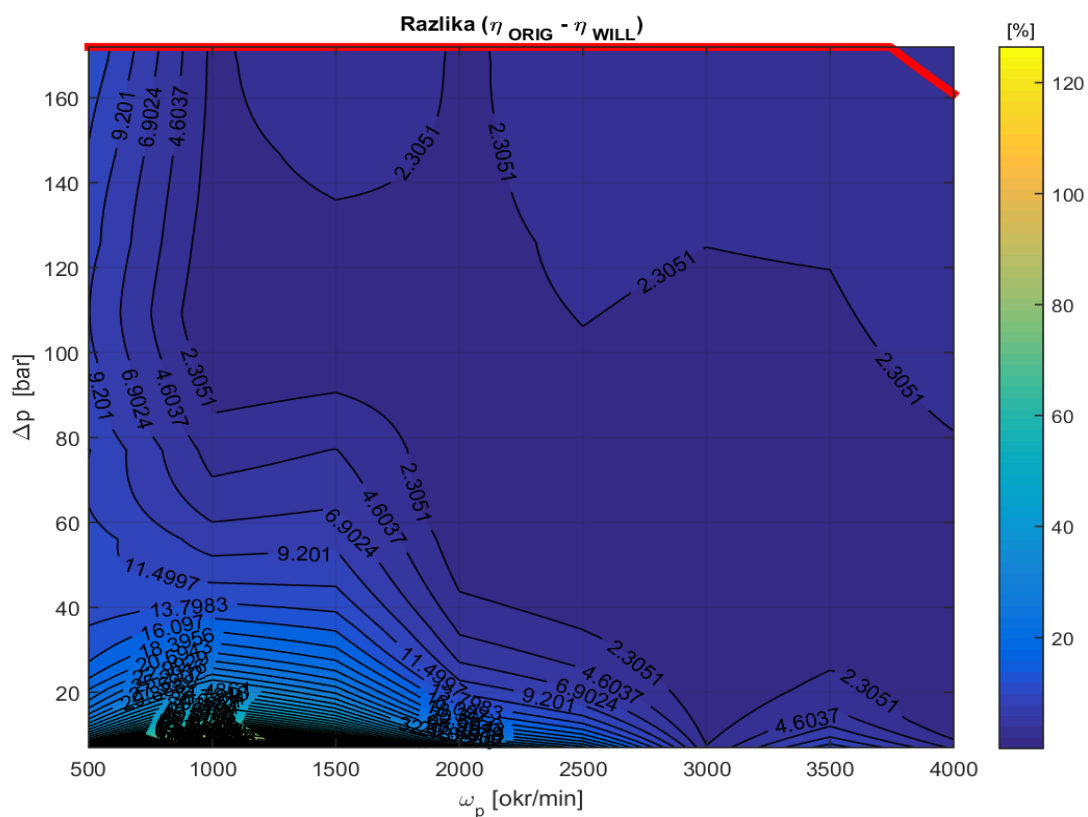
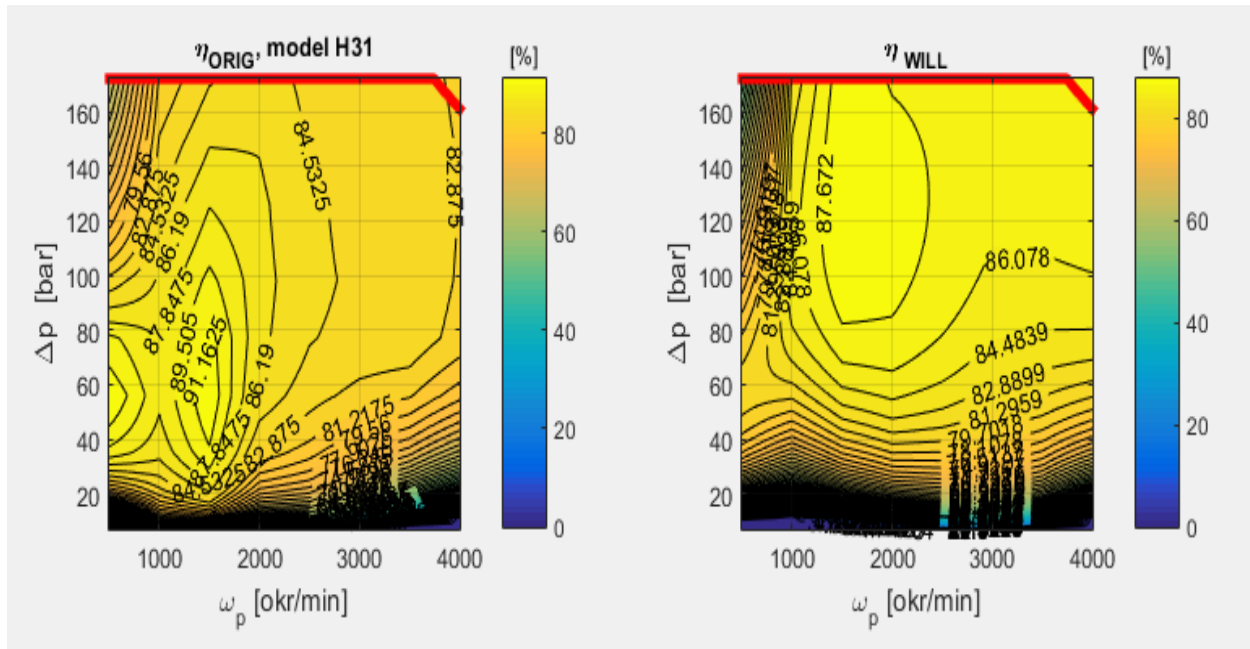


Slika 8.15 Aproximirana karakteristika stupnja korisnog djelovanja

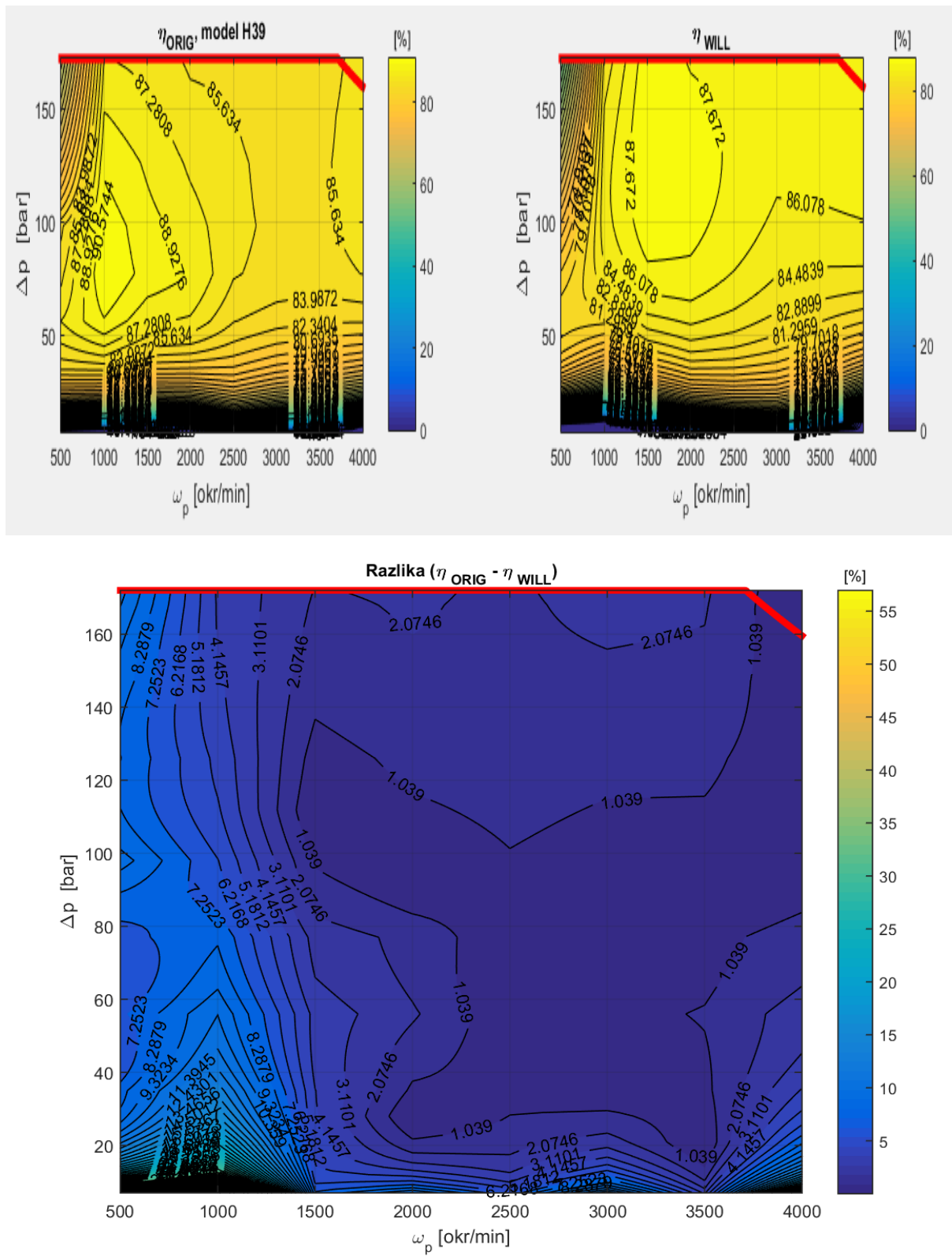


Slika 8.16 Razlika originalne i aproksimirane karakteristike, $s_p = 0.51$

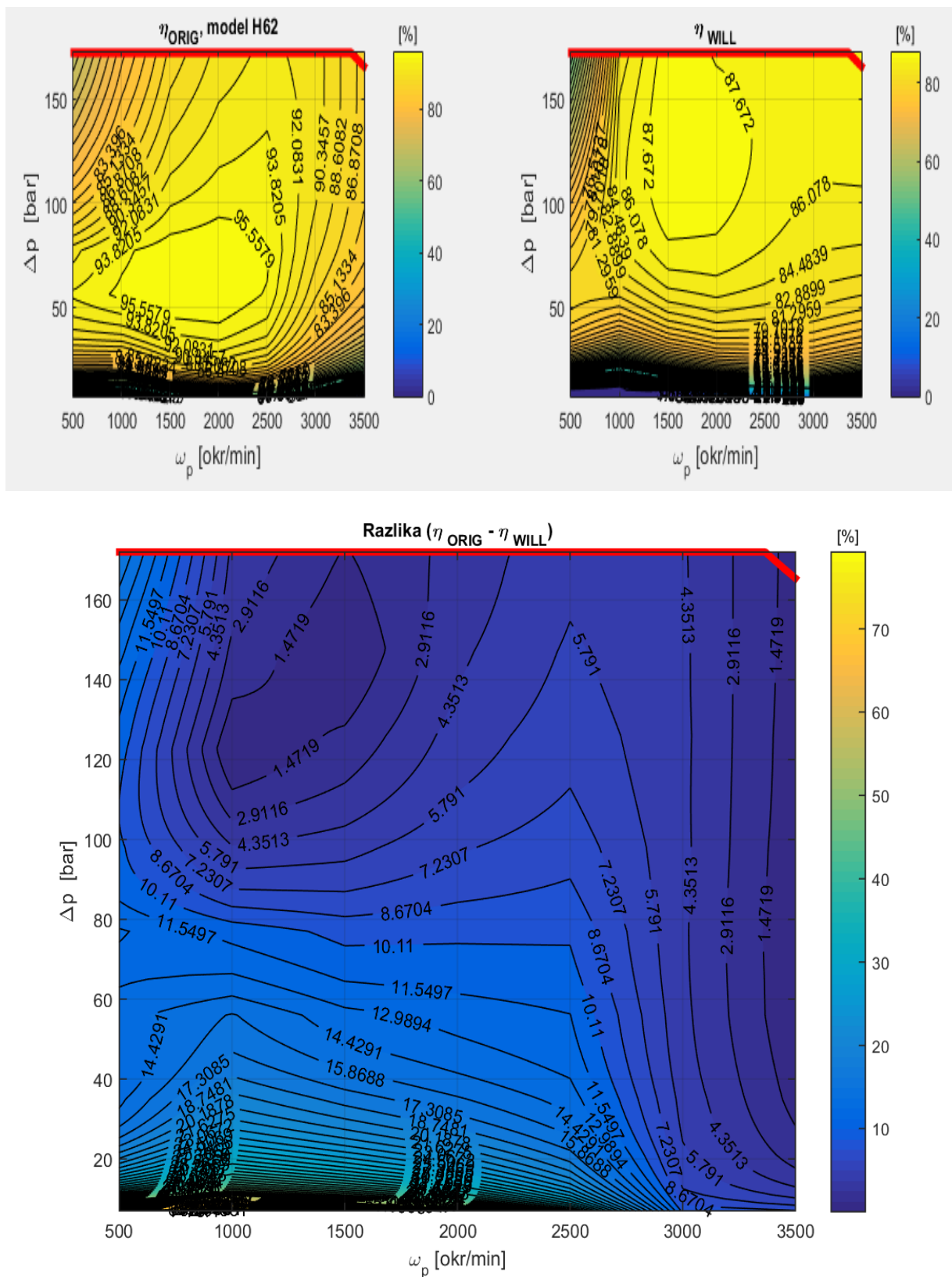
Već nakon prve usporedbe može se uočiti da je velik dio radnog područja pumpe dobro aproksimiran (mali postotak pogreške aproksimacije). Također, uočava se već navedeno problematično područje u kojem se javljaju najveće pogreške, a to je pri manjim brzinama i tlakovima u vrijednosti do 60 bara. Sljedeća je na redu usporedba modela H31 i H49:



Slika 8.17 Pogreška aproksimacije, model H31 i referentni H49, $s_p = 0.64$

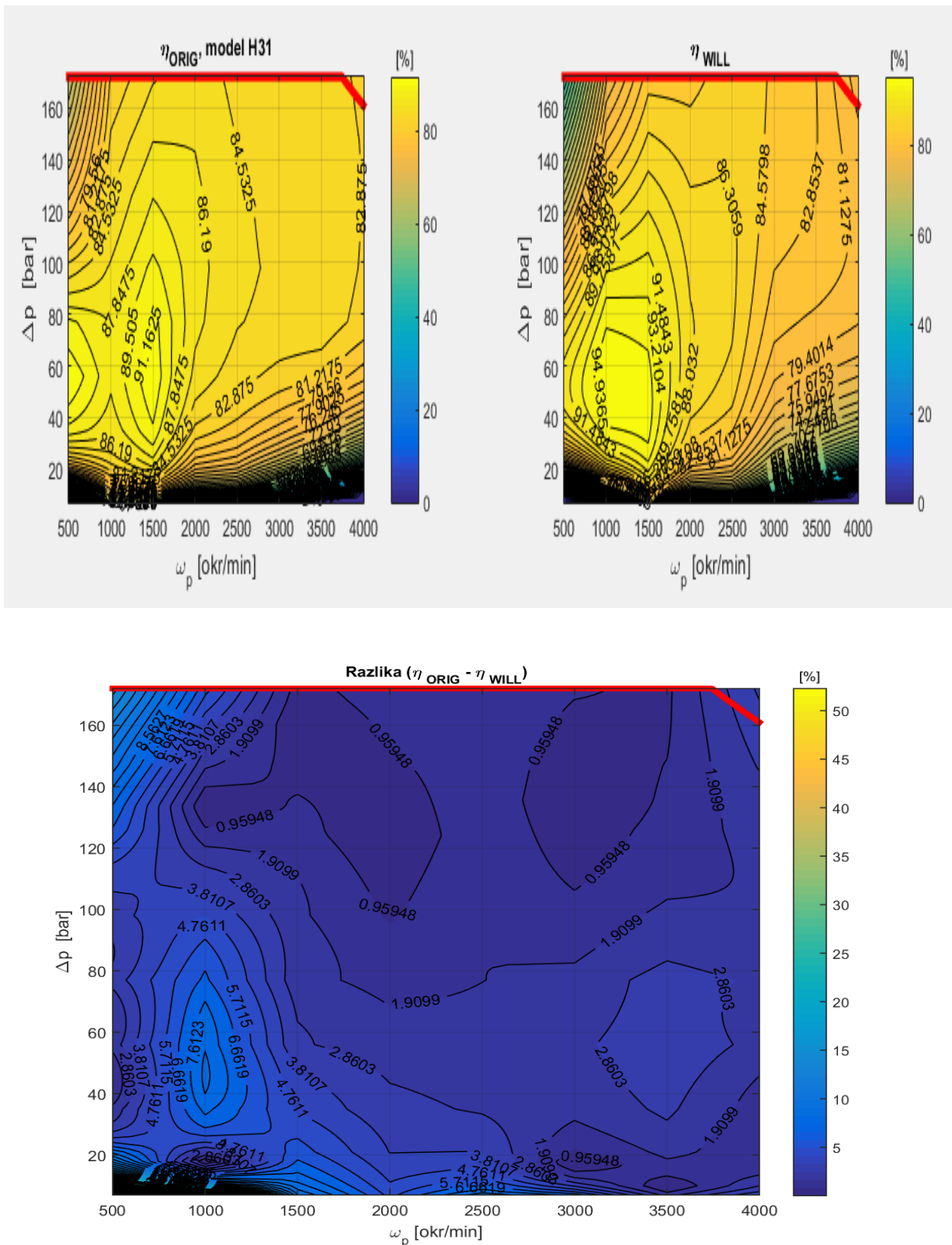


Slika 8.18 Pogreška aproksimacije, model H39 i referentni H49, $s_p = 0.8$



Slika 8.19 Pogreška aproksimacije, model H62 i referentni H49, $s_p = 1.25$

Ostatak usporedbe referentnog modela H49 i ostalih pumpi može se vidjeti u poglavlju broj 11 pod naslovom „Prilog“. U sljedećem nizu usporedbi referentni model predstavlja pumpa H25 te se sada s njom uspoređuju sve ostale pumpe.



Slika 8.20 Pogreška aproksimacije, model H31 i referentni H25, $s_p = 1.25$

8.2.3 Analiza rezultata

Kao što je već navedeno, dobiveni rezultati pokazuju male pogreške aproksimacije u velikom dijelu radnog područja svih pumpi. Dakle, moglo bi se odrediti za koje područje rada svih pumpi ova metoda pokazuje najbolje rezultate. Na svim brzinama i tlakovima iznad 50 bara pogreške aproksimacije su svega nekoliko posto. Također, na brzinama iznad 2000 okr/min i svim tlakovima ispod 60 bara metoda opet pokazuje male greške aproksimacije. Usporedbe gdje najmanja pumpa H25 i njeni koeficijenti služe kao referentni model (Willans mapa), pokazuju bolje rezultate s nizom ostalih pumpi nego kad se srednja pumpa H49 i njeni koeficijenti uspoređuju s ostalim pumpama. Također, jedna bitna stvar koja je uočena u ovom radu odnosi se na ekstrapolaciju podataka. U slučajevima gdje je pumpa H90 predstavljala referentni model (u ovom radu to nije prikazano slikama) pojavljivale su se velike pogreške u aproksimaciji s najmanjim pumpama (H25, H31). Iznosi tih pogrešaka dosežali su vrijednosti čak do 300 %, ali s bitnom razlikom da to nisu bile samo pogreške u rubnim područjima. Razlog je u tome što za pumpu H90 postoje podaci za tlakove do 103 bara i brzine vrtnje do 3500 okr/min. Pumpe manjih serija dosežu vrijednosti tlakova do 172 bara i brzine vrtnje do 4000 okr/min. Tad se treba provoditi ekstrapolacija podataka za područja od 103 bara do 172 bara i za brzine vrtnje od 3500 okr/min do 4000 okr/min. Upravo na tim mjestima se pojavljuju velike greške u aproksimaciji. Dakle, puno bolji rezultati su dobiveni kada se neko područje rada treba reducirati (kao što je to slučaj usporedbe H25 referentnog modela s H90, slika 8.22) nego ekstrapolirati.

8.2.4 Smjernice za poboljšanje rezultata

Postoji još par hipoteza u vezi pogrešaka za problematično rubno područje dobivenih rezultata. U originalnom izrazu za definiranje gubitaka snage (13) upotrijebljena je veza momenta i tlaka, a skalabilni koeficijenti koji se inače definiraju prema omjeru snage izračunati su kao omjeri fiksnih volumena. Dakle, ako bi se radilo ponovno snimanje svih karakteristika to bi trebalo provesti s članovima prema izvornom izrazu. Dalje, metoda za prikaz svih karakteristika koristi polinom drugog reda koji dobro provodi aproksimaciju, ali i dalje se pojavljuju određene pogreške u nekim rubnim područjima. Možda je moguća upotreba neke druge metode koja bi još preciznije aproksimirala navedene karakteristike. Također, na slikama 8.9 i 11.8 može se uočiti da postoje pogreške u mapama čiji će koeficijenti kasnije služiti za usporedbu s ostalim modelima pumpi. Stoga, ovdje bi trebalo provesti analizu kako te početne pogreške u baznim mapama svesti na minimum u problematičnim rubnim područjima rada. Programski kod u MATLAB-u koristi varijabilne koeficijente brzine dok izvorni kod koristi fiksne koeficijente. Dakle, trebalo bi probati snimiti karakteristike s fiksnim koeficijentima i usporediti rezultate.

9. ZAKLJUČAK

Reguliranje protoka u sustavu može se izvesti putem servo-hidrauličke pumpe koja je izvedena pomoću pumpe konstantnog volumena i pogonskog motora koji mora imati mogućnost regulacije brzine vrtnje.

U ovom radu opisan je princip rada pumpe i njene komponente, primjena u strojarstvu, karakteristike idealne pumpe te njeni gubici. Uspoređena su klasična (konvencionalna) hidraulička rješenja s novijima kao što su elektrohidrostatički aktuatori. Također, dani su i opisani neki primjeri gdje se takva nova rješenja primjenjuju.

Servo-hidrauličkom pumpom postiže se niz prednosti, a najvažnije od njih su one koje se odnose na uštedu energije i povećanje stupnja korisnog djelovanja stroja. Zbog vrlo preciznih komponenti od kojih se ona sastoji cijena je visoka u odnosu na klasična rješenja. Početna instalacija predstavlja povećana ulaganja, ali takva rješenja se brzo isplate (u roku od 2 godine) te donose niz prednosti u radu sustava.

Dimenzioniranje, projektiranje i simulacija pumpe provedeno je pomoću Willans-ovog pravila aproksimacije. Willans-ovo pravilo aproksimacije temelji se na opisu karakteristike gubitaka u stroju. Pokazano je da se gubici snage pumpe mogu dovoljno dobro opisati polinomom drugog reda uključujući parametar dimenzija s . Skaliranje modela pumpe ostvaruje se korištenjem skalabilnih karakteristika koje trebaju što točnije predvidjeti korisnost strojeva. Također, ova metoda služi u procesima optimizacije nekog pogona ili sustava. Na temelju jednog referentnog modela mogu se predvidjeti gubici s određenom točnošću, a time i stupanj korisnog djelovanja, za ostale modele koji su po svojim dimenzijskim parametrima veći ili manji od polaznog referentnog modela.

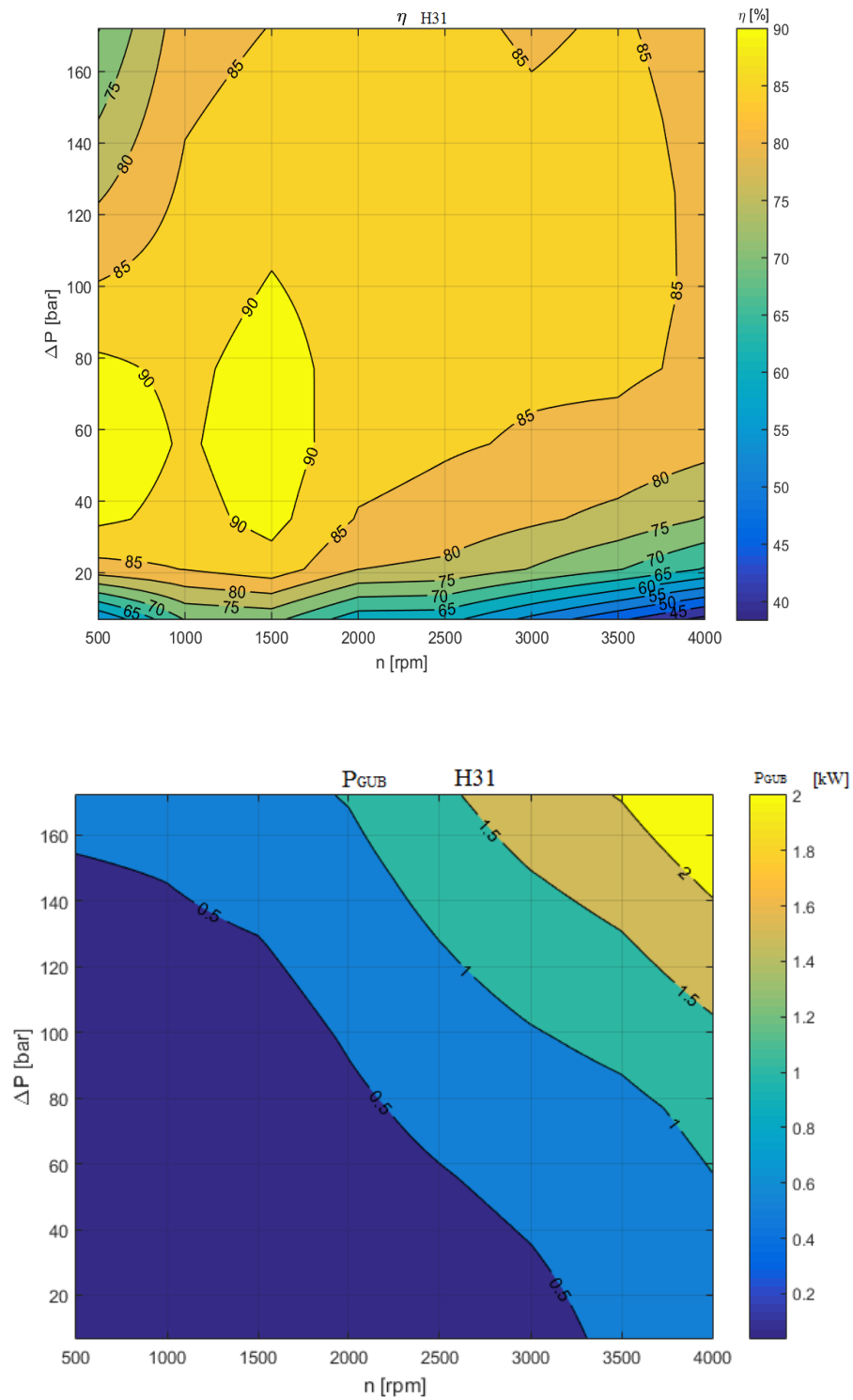
Najveći doprinos u ovom radu imaju rezultati simulacije karakteristika pojedinih pumpi. Temelje se na već spomenutom Willans-ovom pravilu aproksimacije te se pomoću dobivenih rezultata mogu donijeti razni zaključci o metodi. Ispostavilo se da metoda s malim postotkom pogreške dobro aproksimira veliki dio radnog područja svih pumpi osim kod jednog dijela rubnog područja pri manjim brzinama i manjim tlakovima. Također, pogreške su predvidive i provedena je sistematizacija istih te su dane smjernice za daljnja poboljšanja dobivenih rezultata. Ovaj rad i zaključci koji su proizašli iz dobivenih rezultata mogu poslužiti kao baza za daljnji razvoj te ispitivanje ove metode.

10. LITERATURA

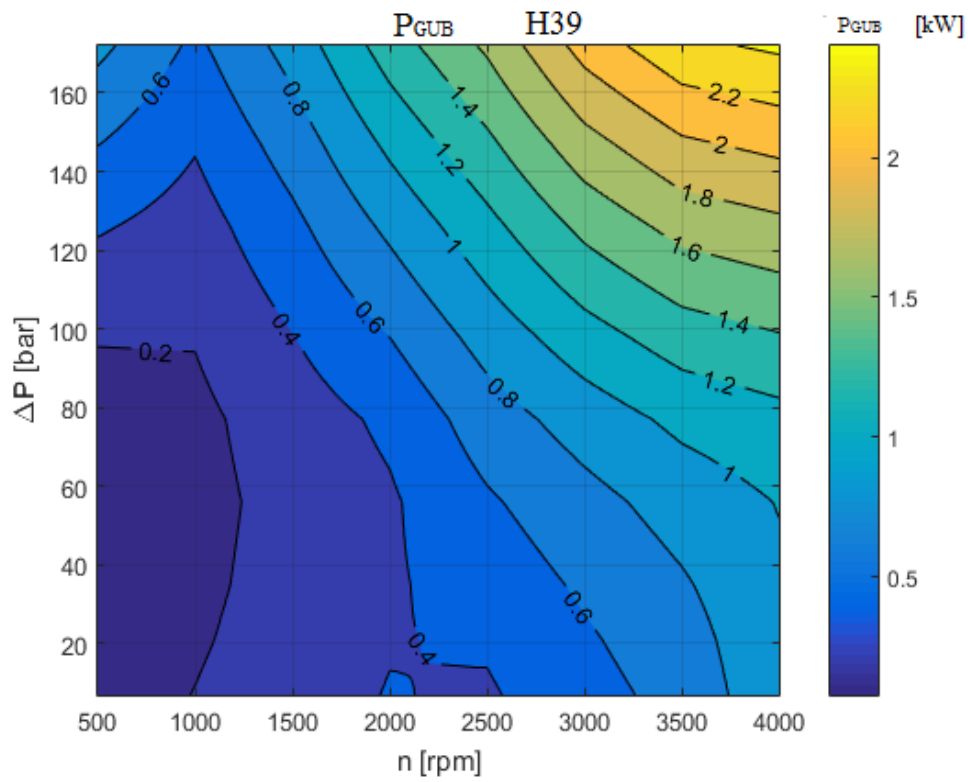
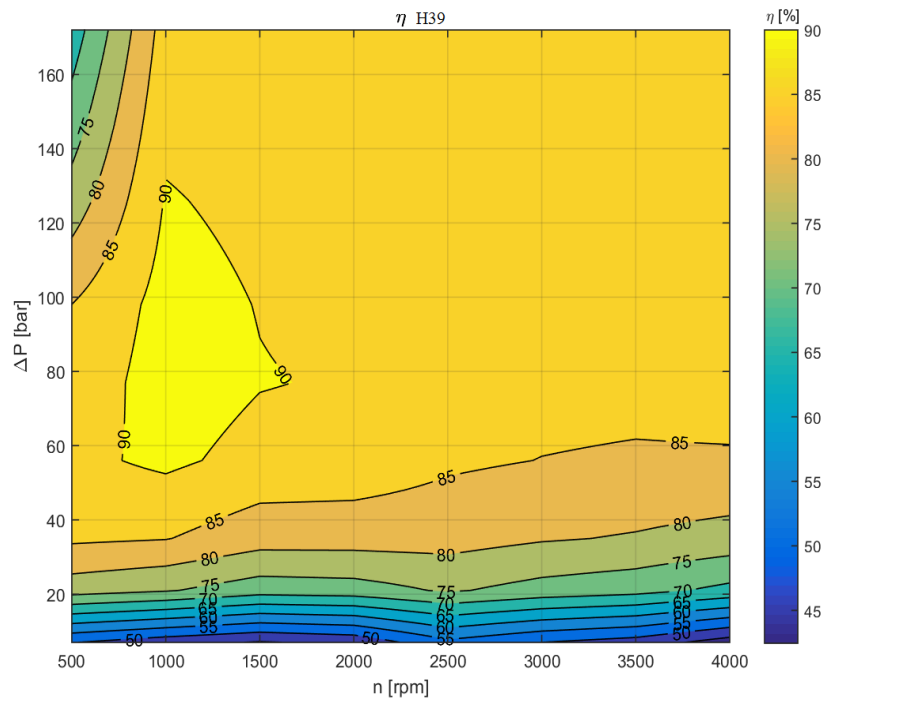
- [1] https://hr.wikipedia.org/wiki/Hidrauli%C4%8Dka_pumpa, dostupno 07.12.2015.
- [2] J.Petrić, "Hidraulika", 2012.
- [3] www.voith.com, dostupno 15.11.2015.
- [4] http://www.parker.com/literature/Gear%20Pump/DHHD_0910.pdf, dostupno 15.11.2015.
- [5] <http://www.moog.com/products/actuators-servoactuators/actuation-technologies/electrohydrostatic/>, dostupno 05.02.2016.
- [6] <http://machinedesign.com/motorsdrives/electrohydrostatic-actuation-modernizes-fluid-power>, dostupno 05.02.2016
- [7] http://www.motioncontrolonline.org/content-detail.cfm/Motion-Control-Technical-Features/Servo-Pumps-Give-Hydraulics-End-Users-An-Edge/content_id/433, dostupno 10.12.2015.
- [8] http://www.baumueller.de/e_servopumps-variable-pumps-injection-molding-machines-and-hydraulic.htm, dostupno 17.01.2016.
- [9] M. Cipek, "Modeliranje, analiza i optimalno upravljanje pogonima hibridnih električnih vozila", doktorska disertacija, 2015.

11.PRILOG

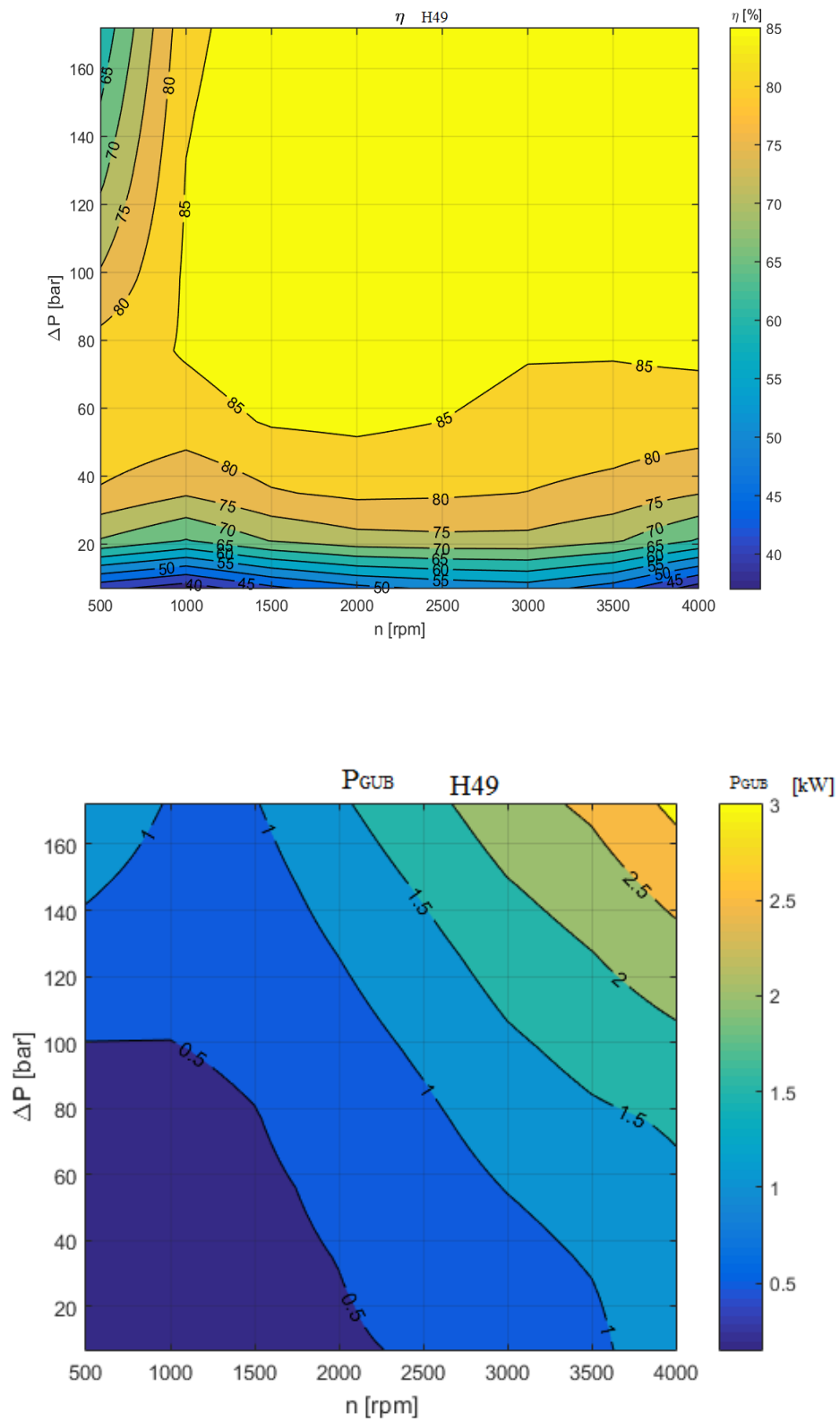
11.1. Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka ostalih pumpi



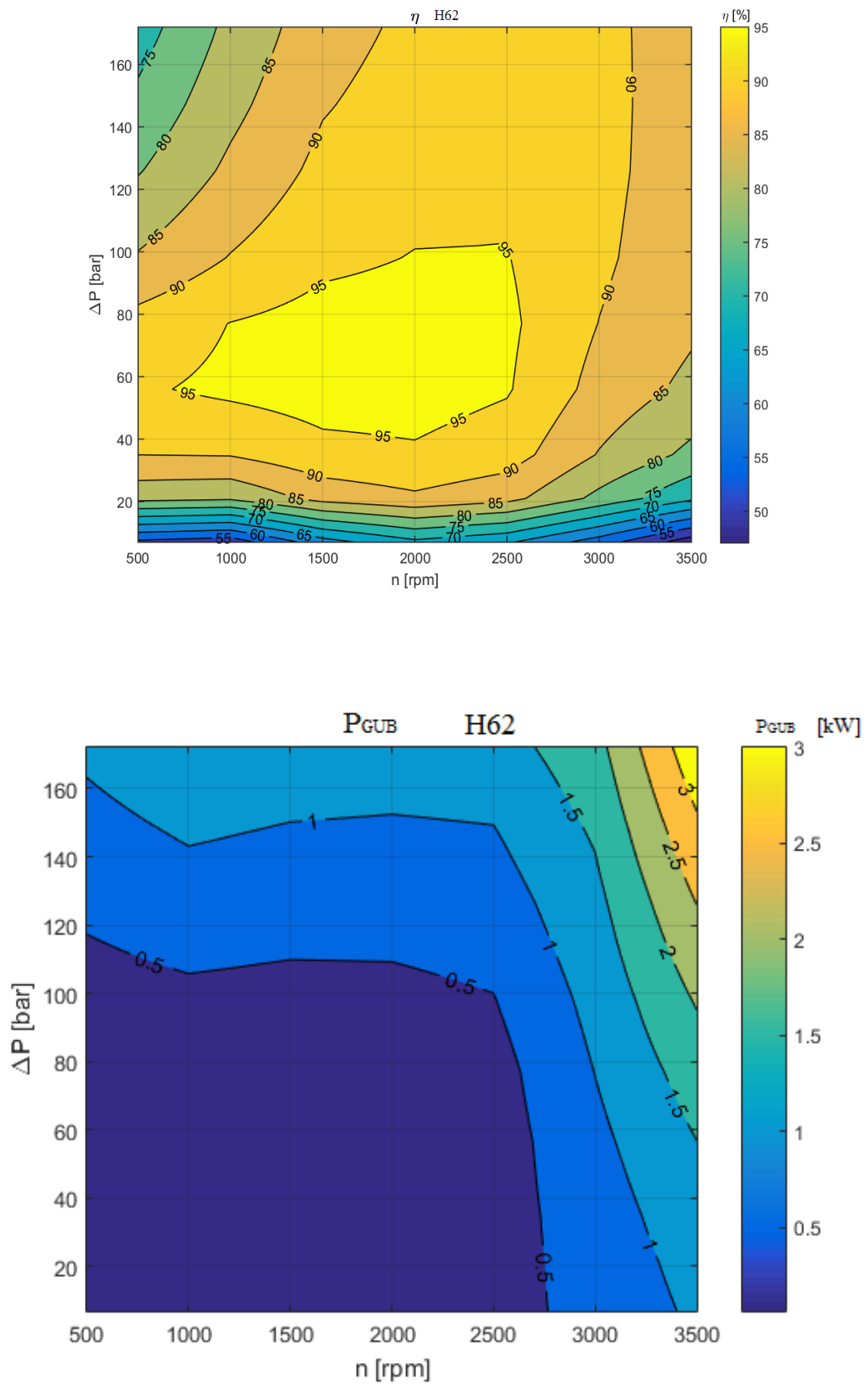
Slika 11.1 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka H31



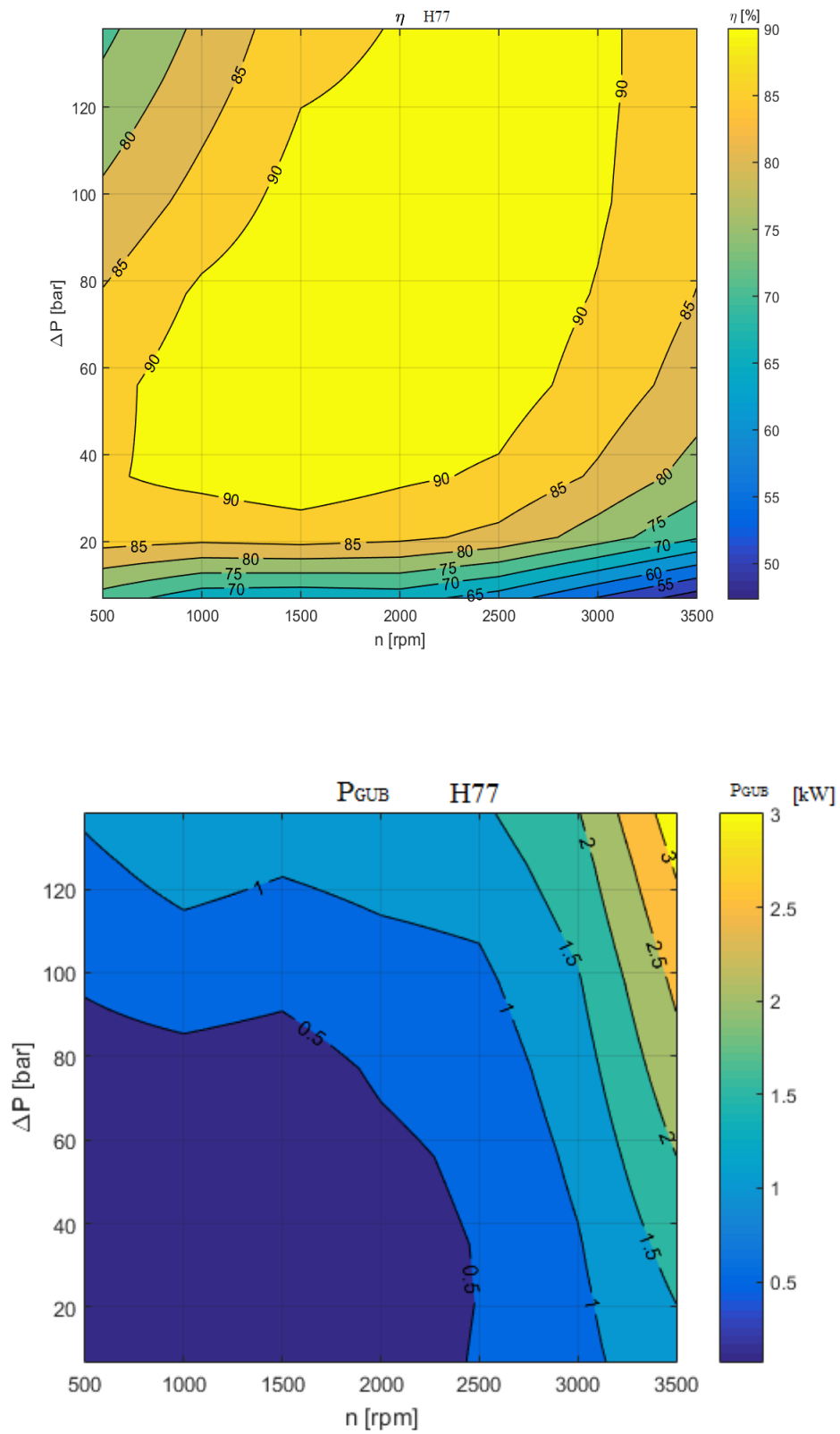
Slika 11.2 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka H39



Slika 11.3 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka H49

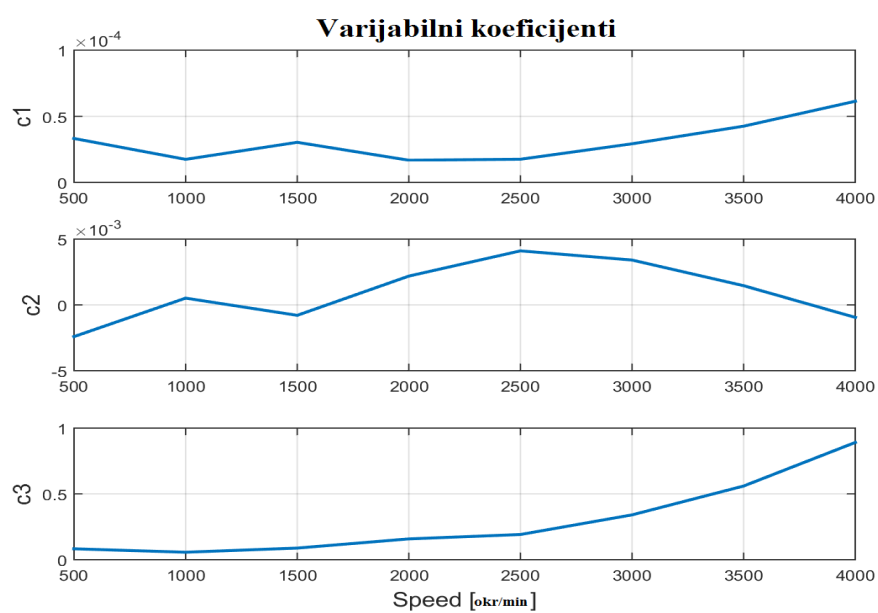
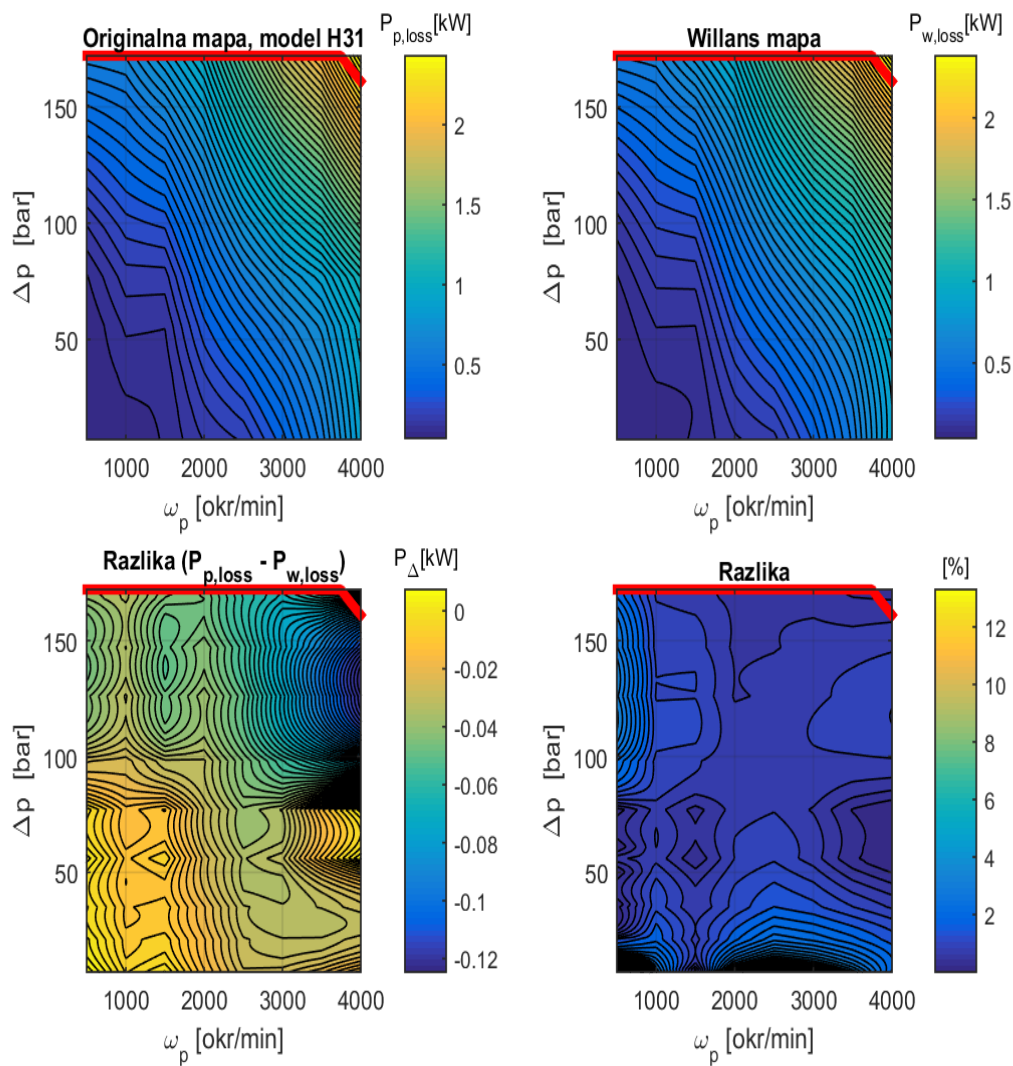


Slika 11.4 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka H62

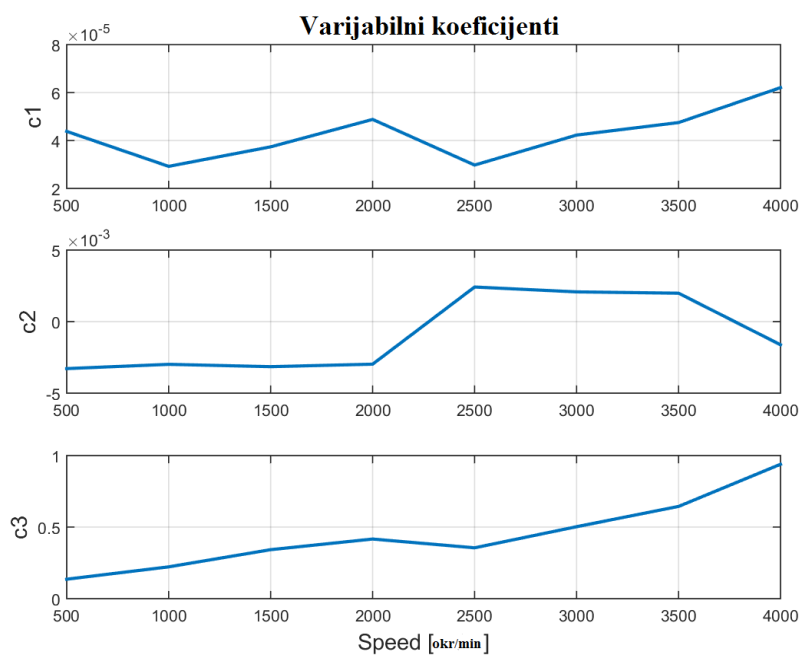
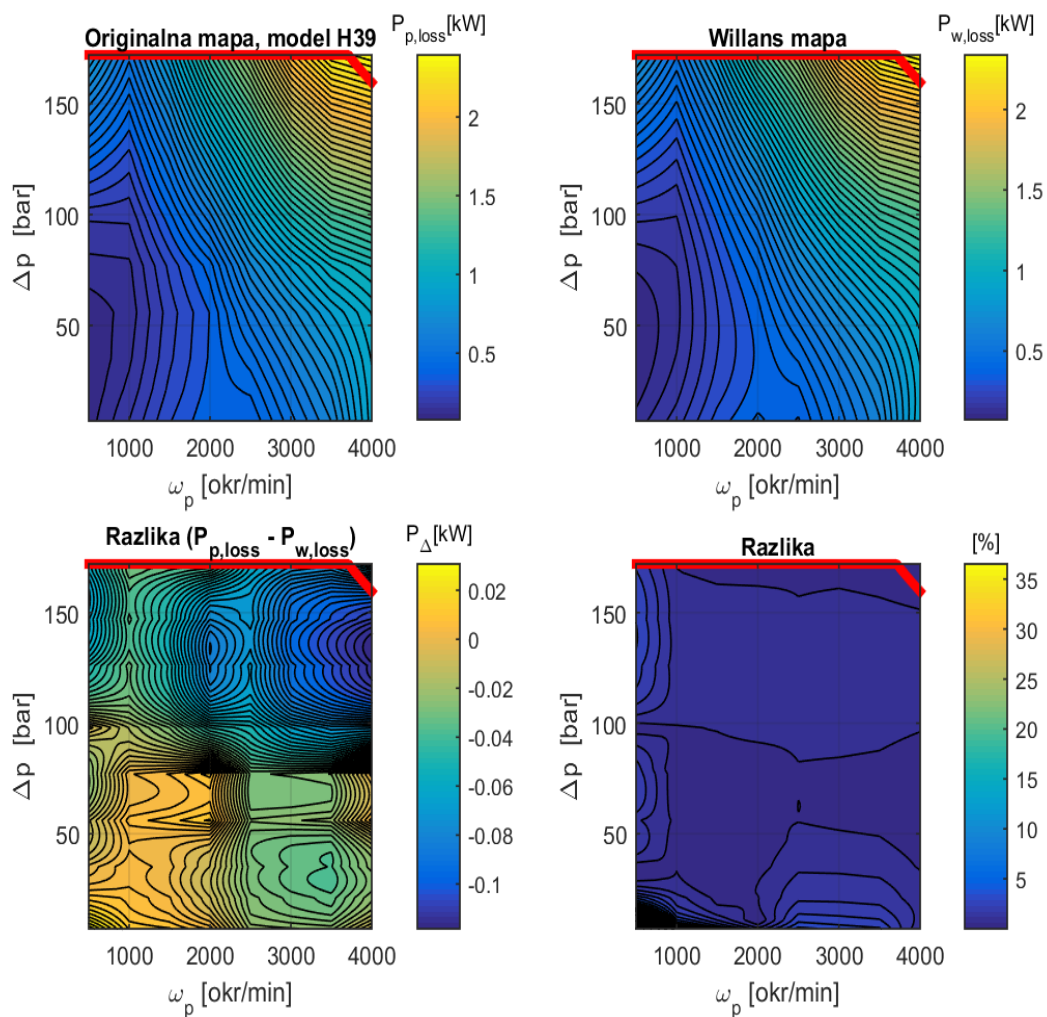


Slika 11.5 Karakteristike stupnja korisnog djelovanja i gubitaka H77

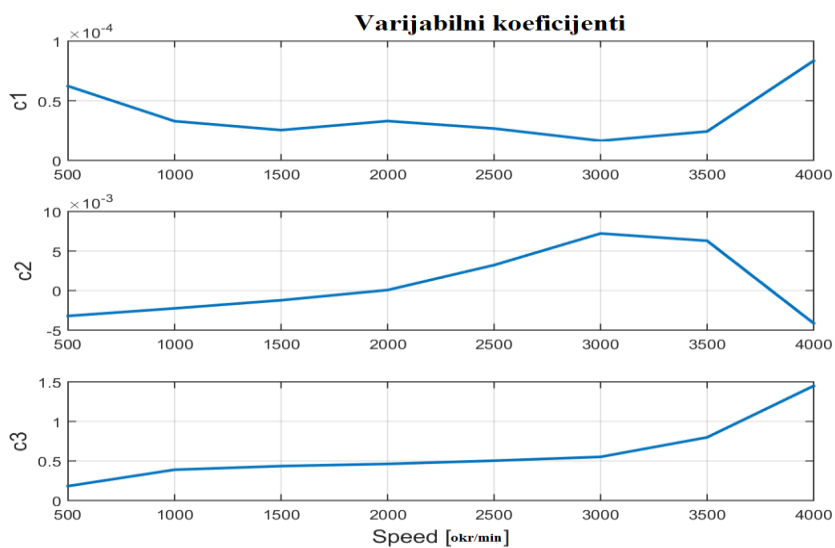
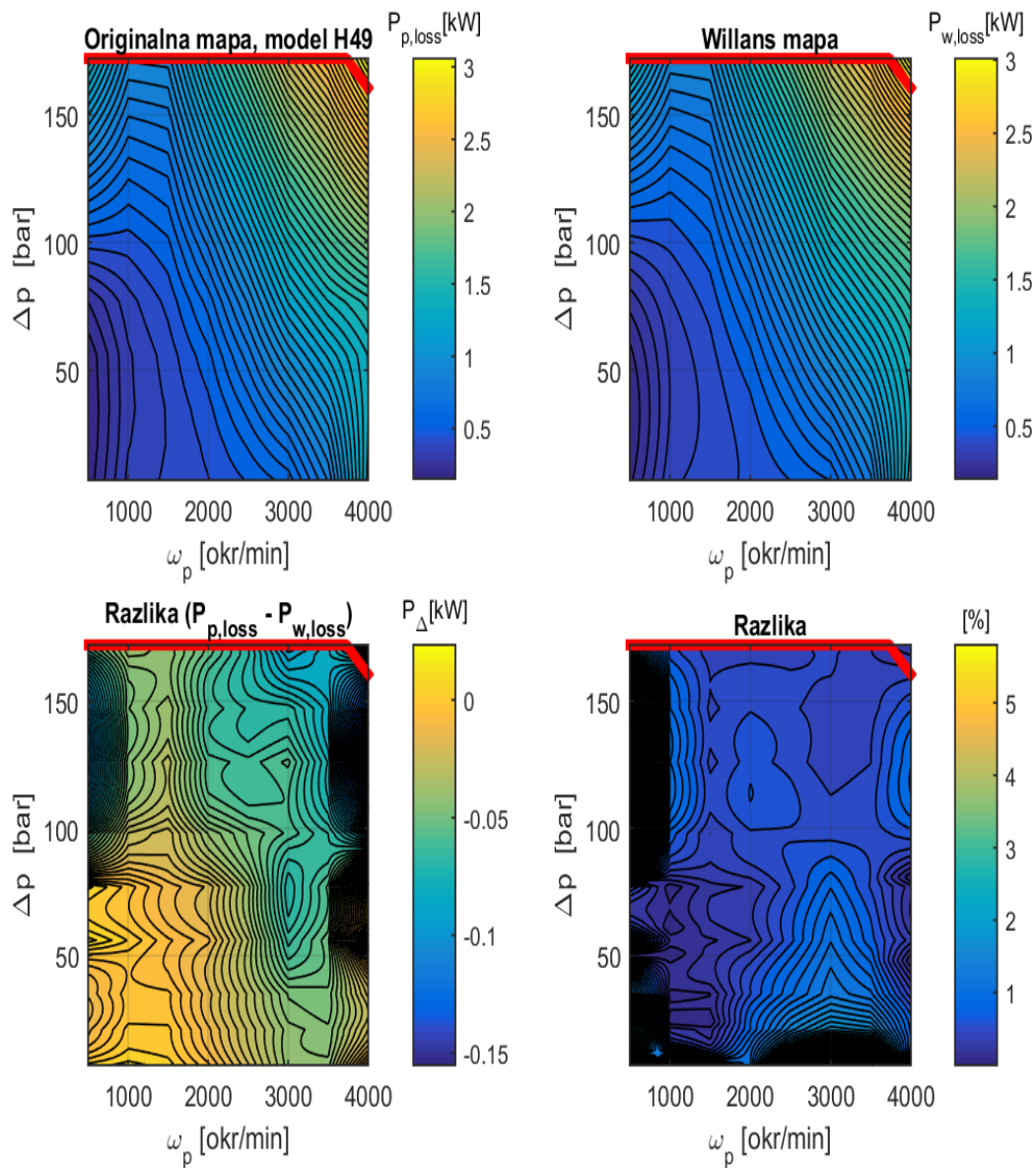
11.2 Postupak Willans-ovog pravila aproksimacije za ostale pumpe



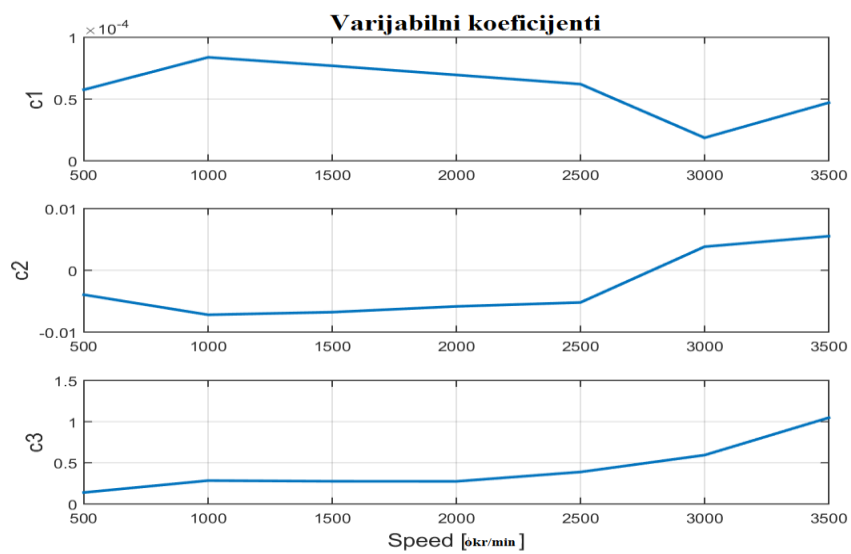
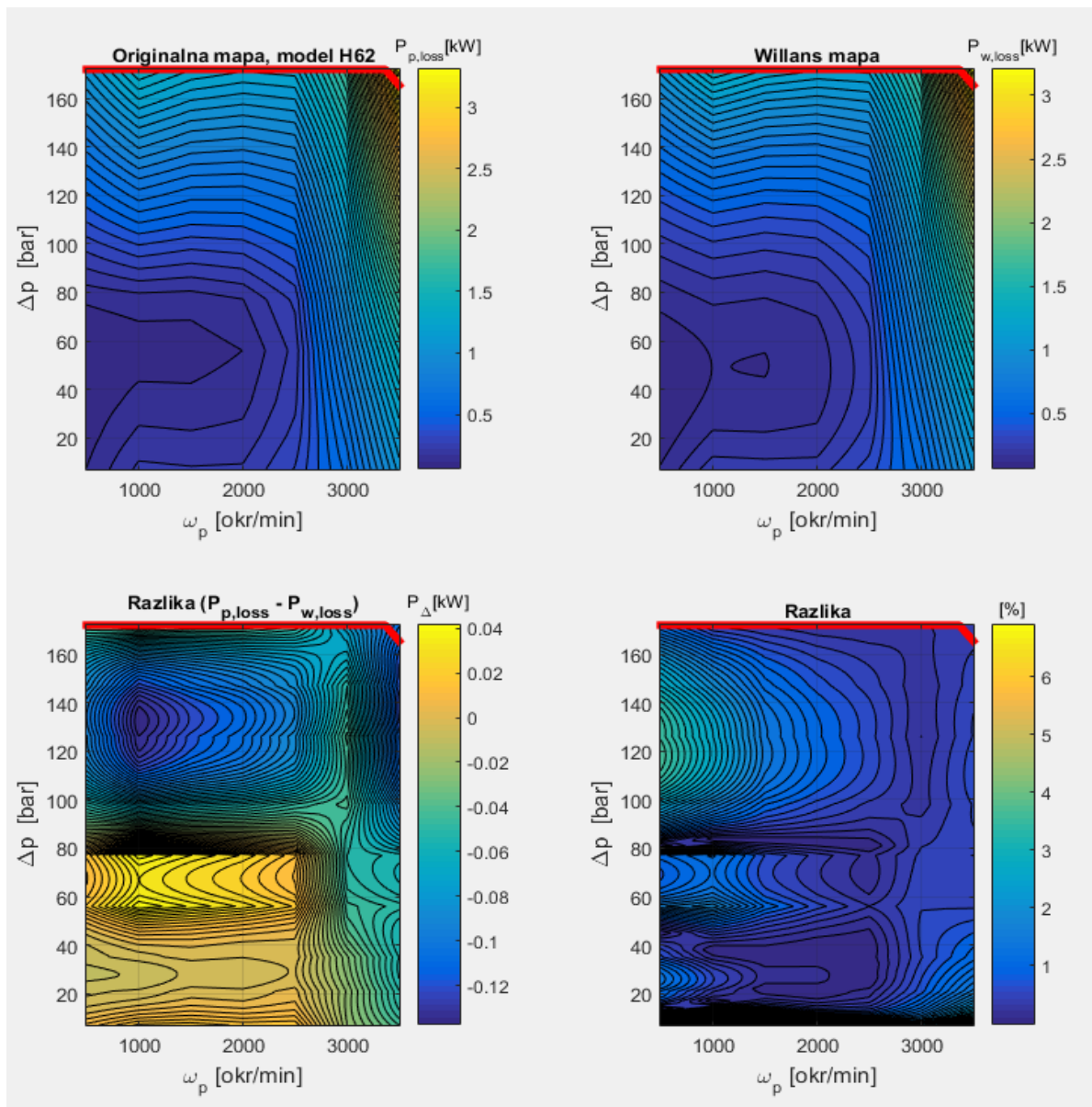
Slika 11.6 Karakteristike gubitaka pumpe H31 uz varijabilne koeficijente brzine



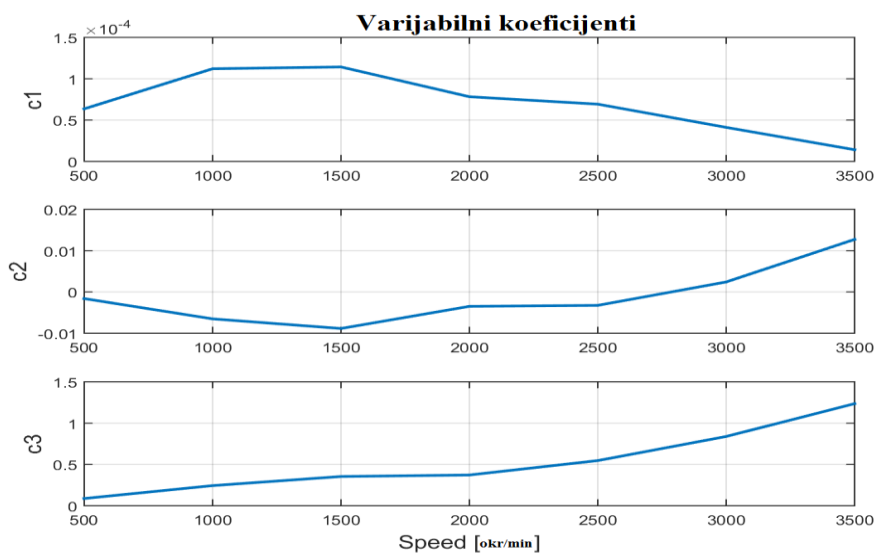
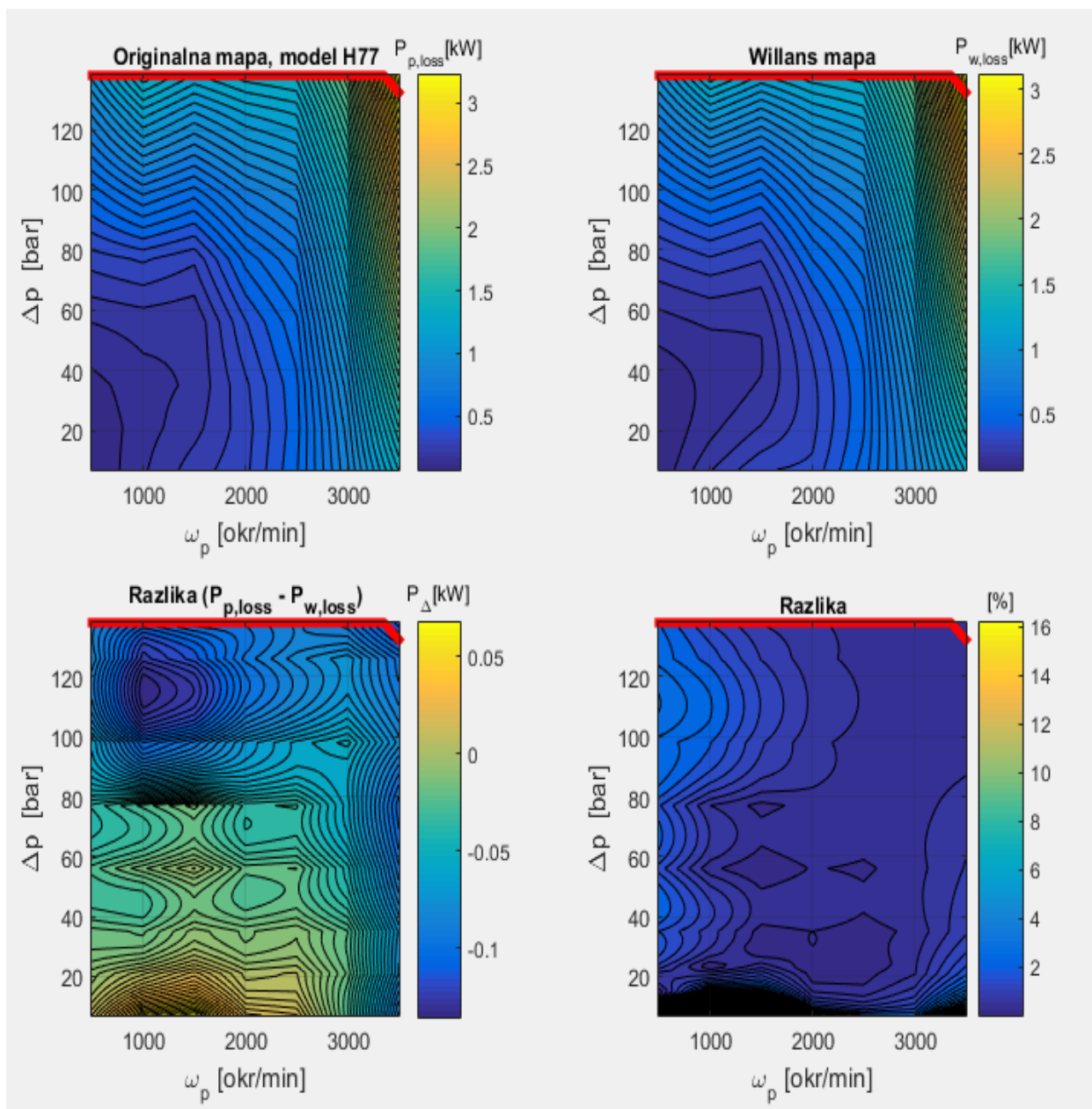
Slika 11.7 Karakteristike gubitaka pumpe H39 uz varijabilne koeficijente brzine



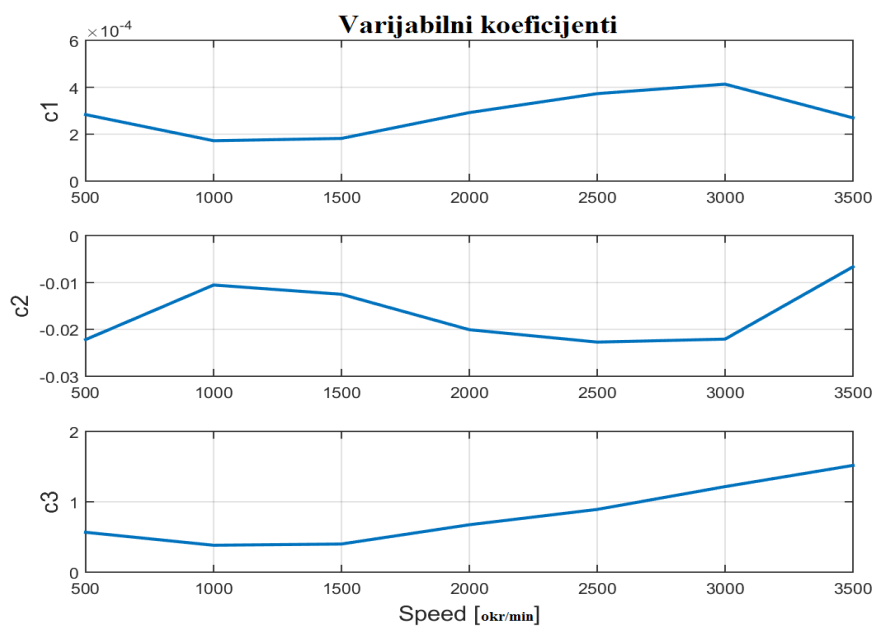
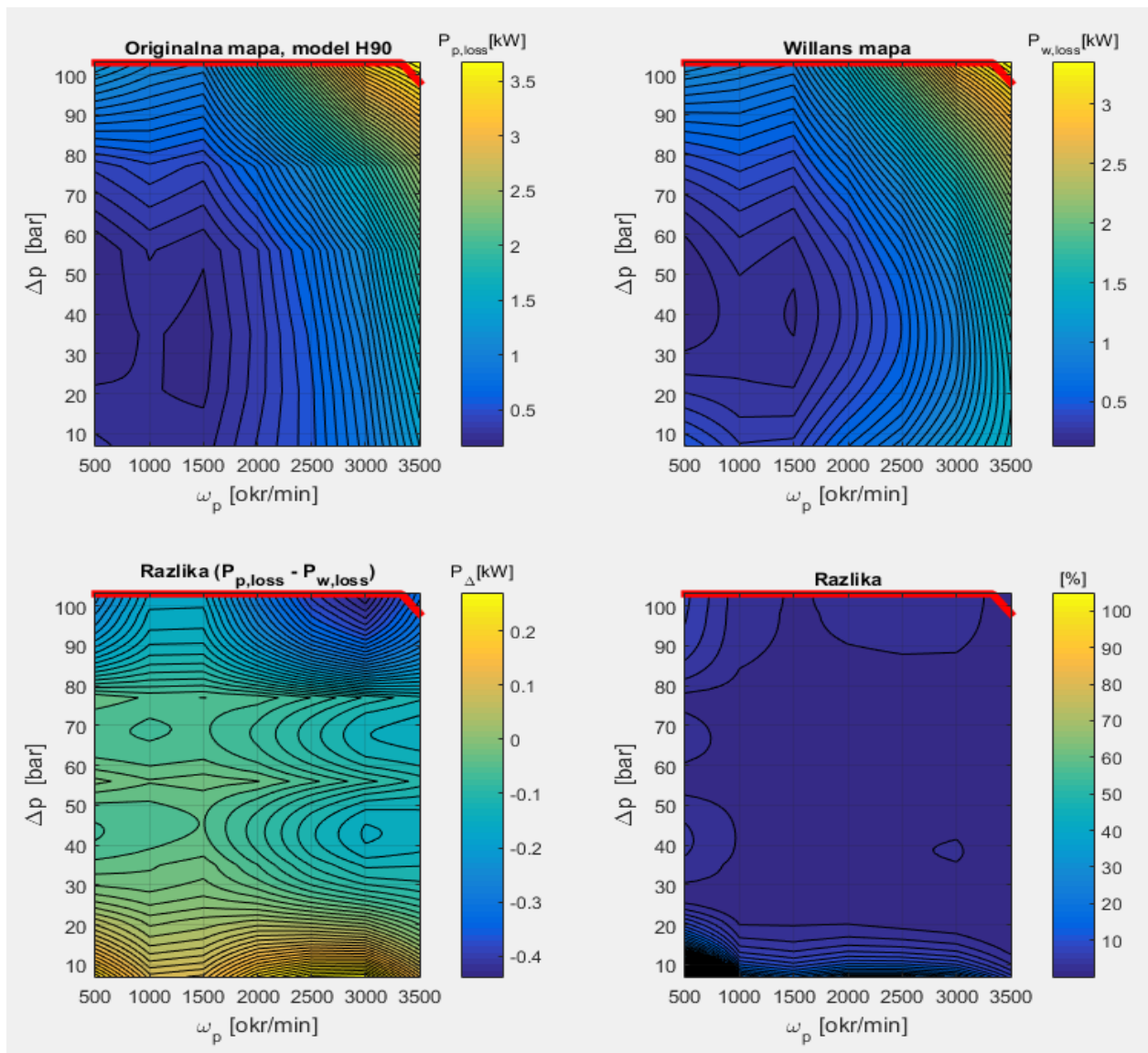
Slika 11.8 Karakteristike gubitaka pumpe H49 uz varijabilne koeficijente brzine



Slika 11.9 Karakteristike gubitaka pumpe H62 uz varijabilne koeficijente brzine



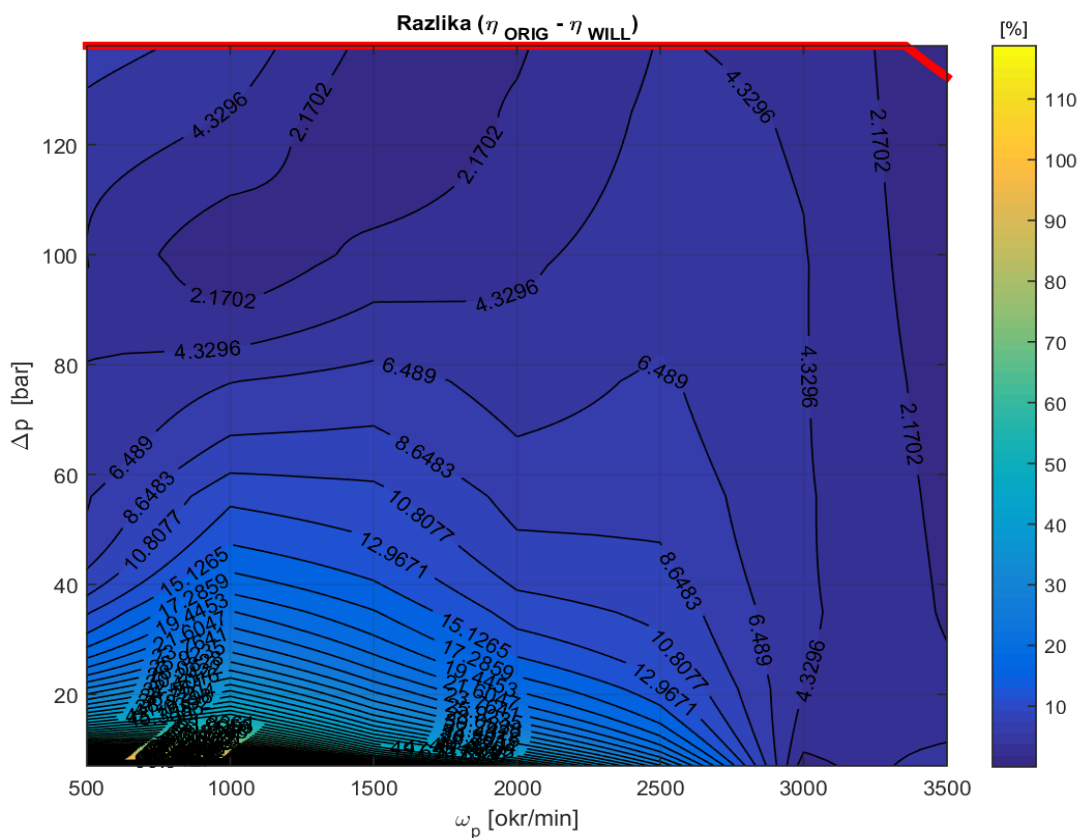
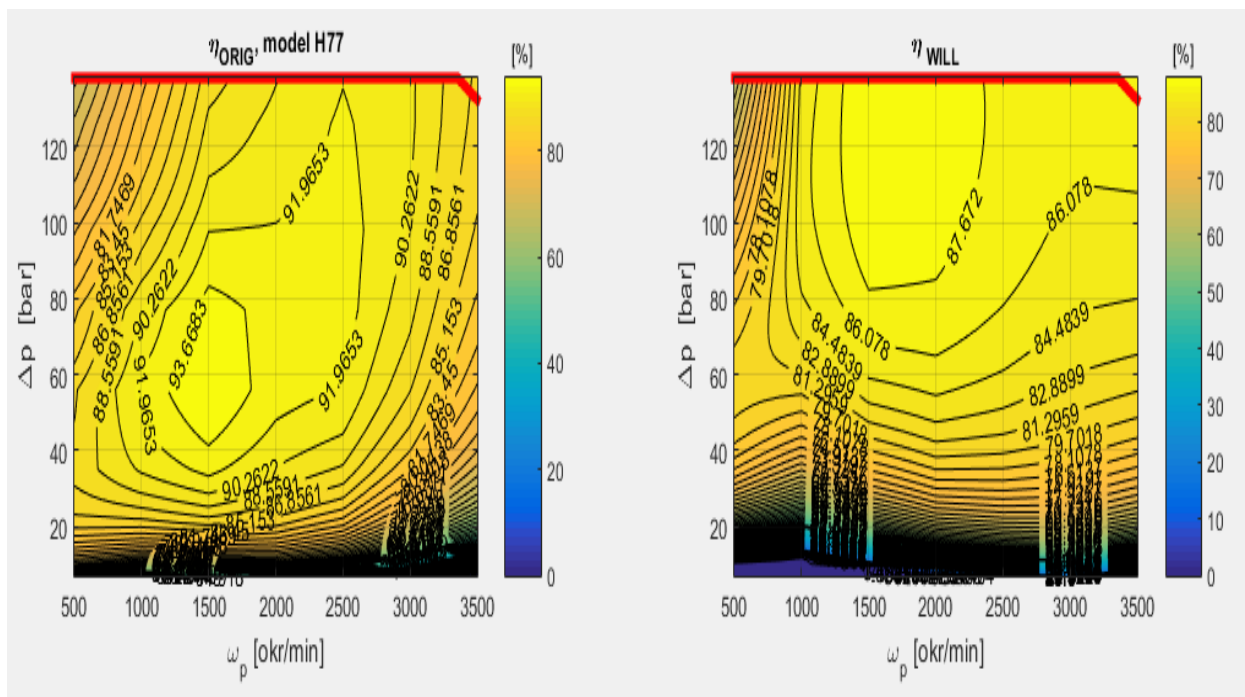
Slika 11.10 Karakteristike gubitaka pumpe H77 uz varijabilne koeficijente brzine



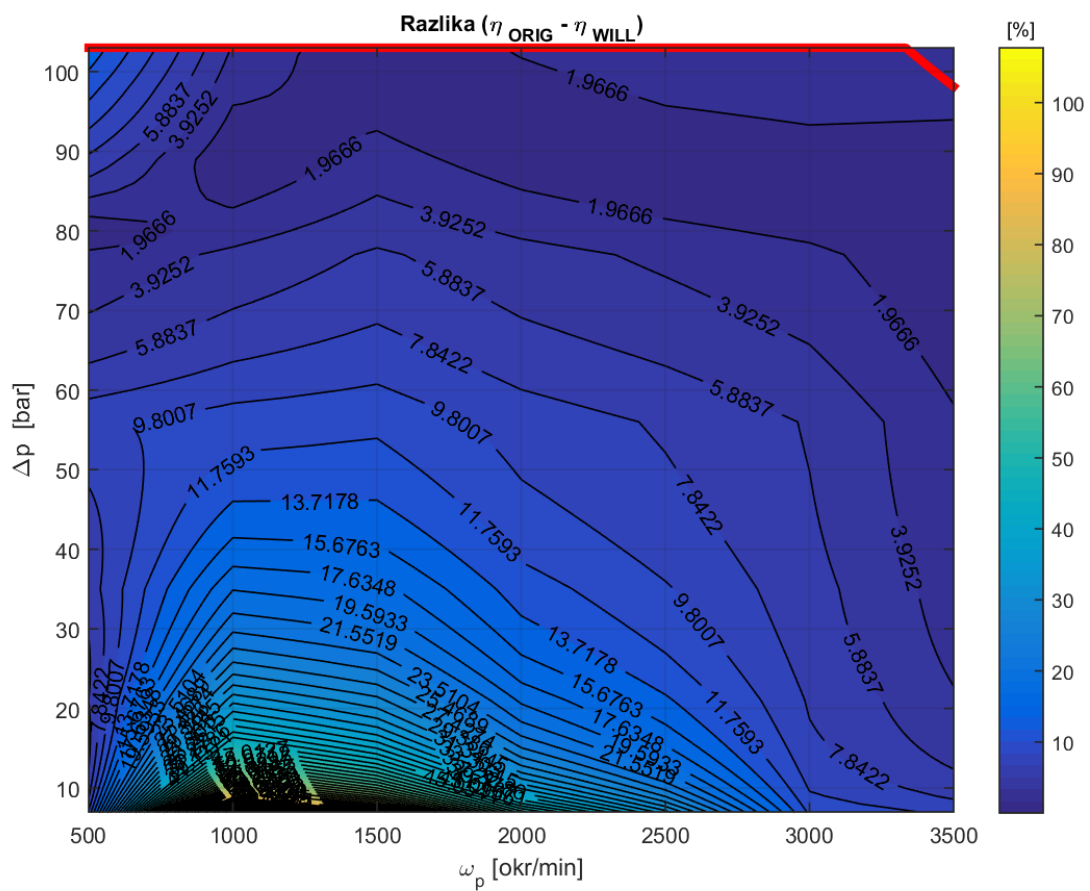
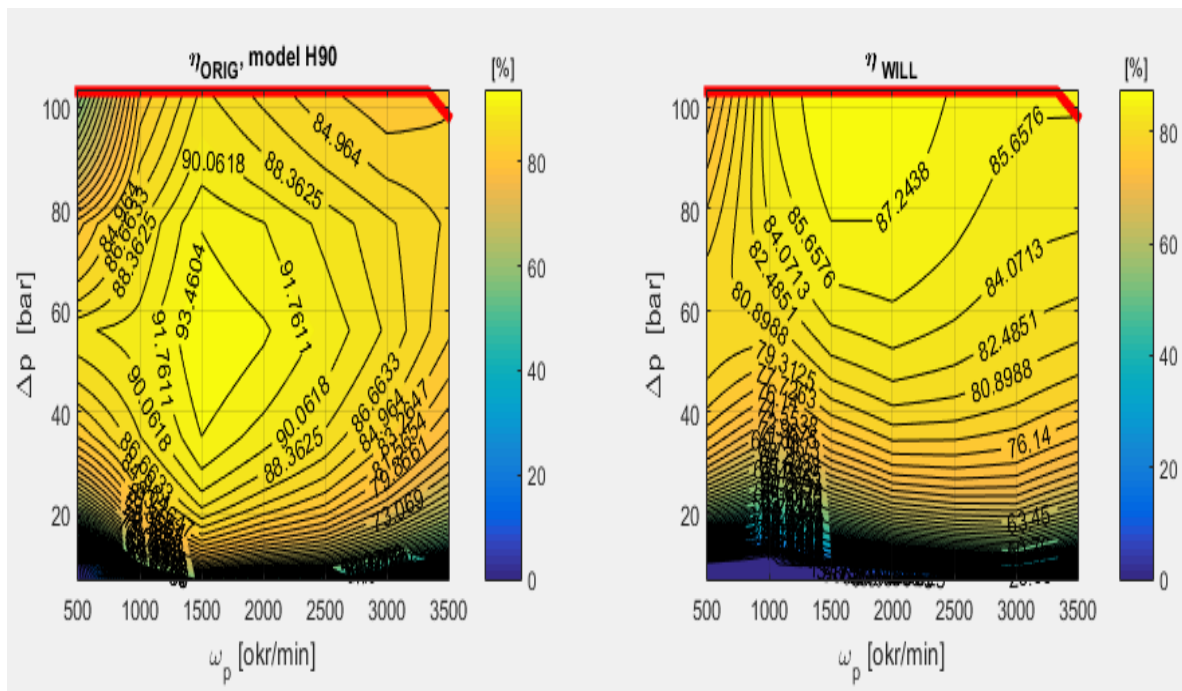
Slika 11.11 Karakteristike gubitaka pumpe H90 uz varijabilne koeficijente brzine

11.3 Usporedba referentnog modela pumpe sa skaliranim vrijednostima

U sljedećem nizu slika može se vidjeti usporedba referentnog modela H49 s preostalim pumpama iz H „familije“, a koje nisu prikazane u poglavlju broj 8.

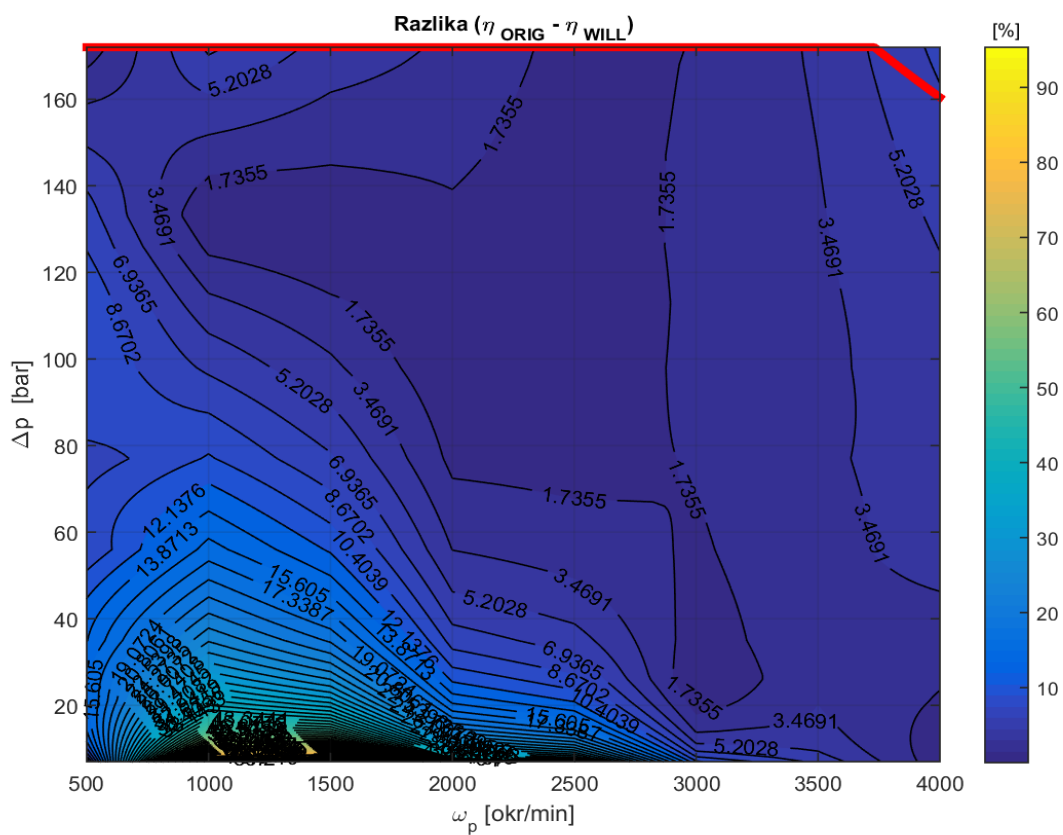
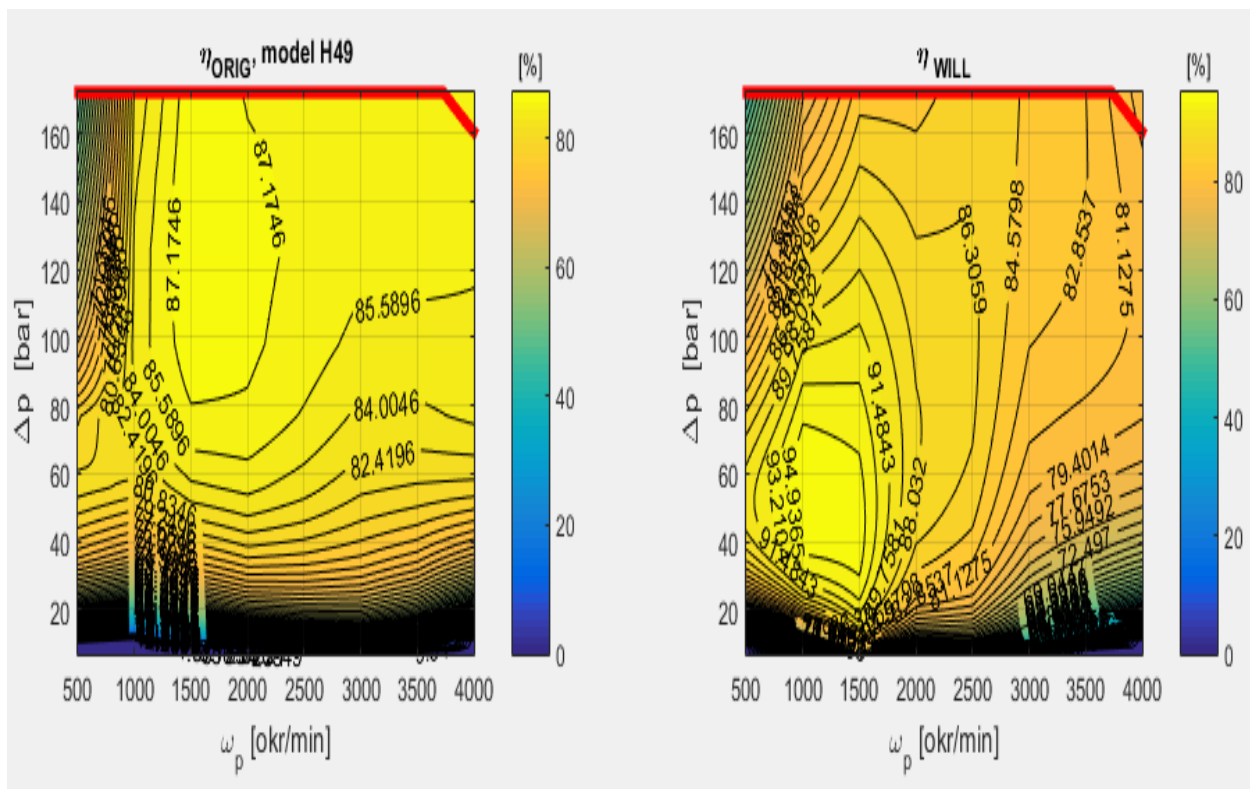


Slika 11.12 Pogreška aproksimacije, model H77 i referentni H49, $s_p = 1.56$

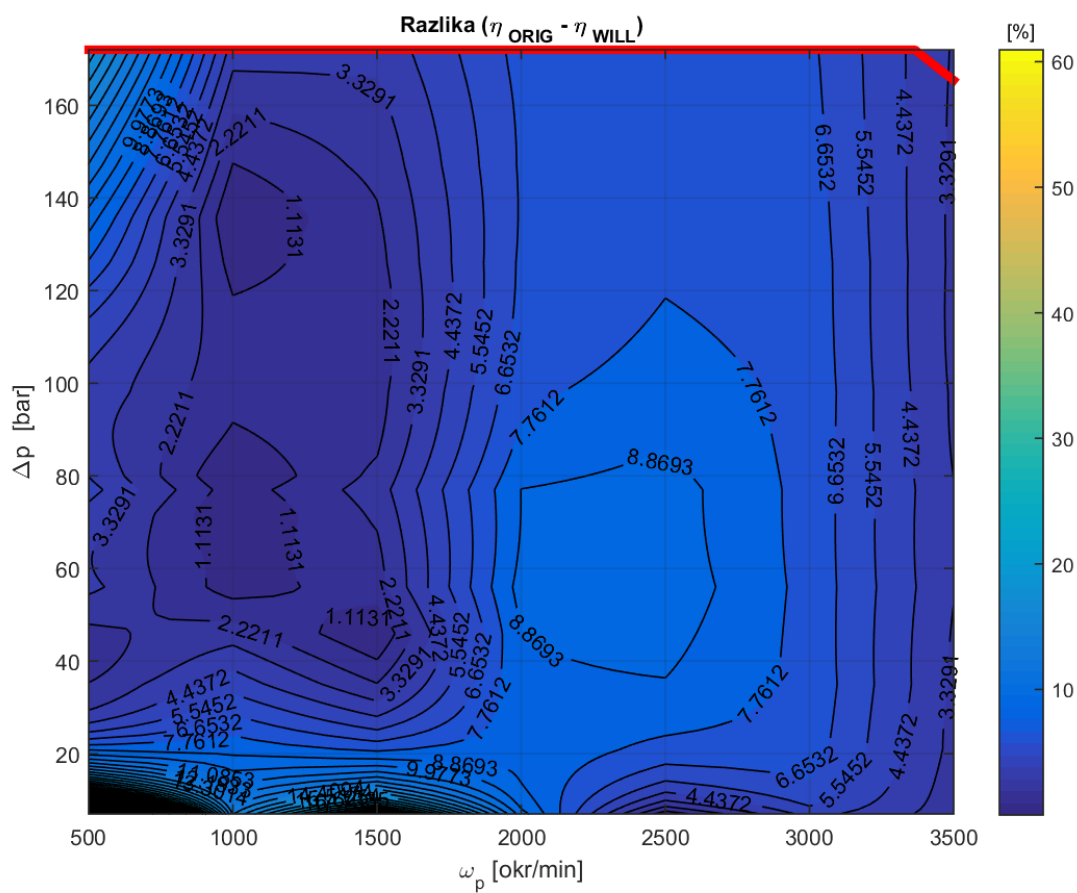
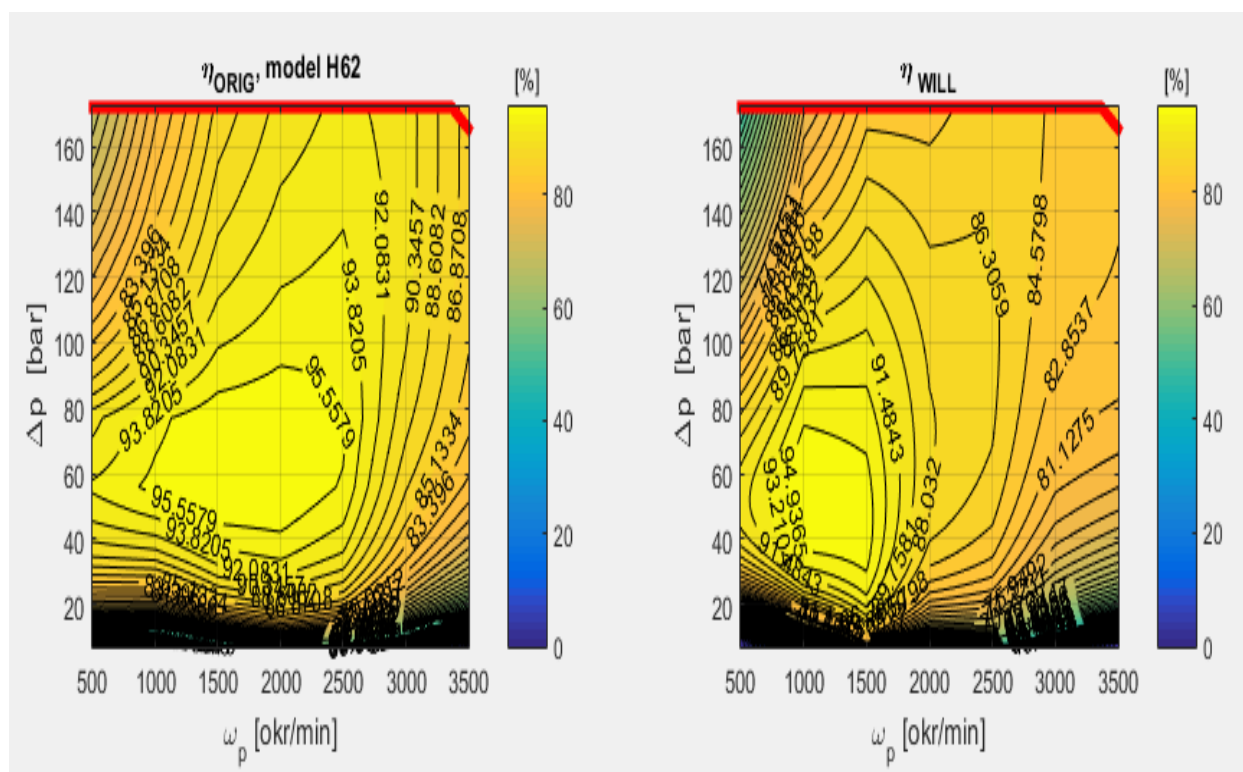


Slika 11.13 Pogreška aproksimacije, model H90 i referentni H49, $s_p = 1.89$

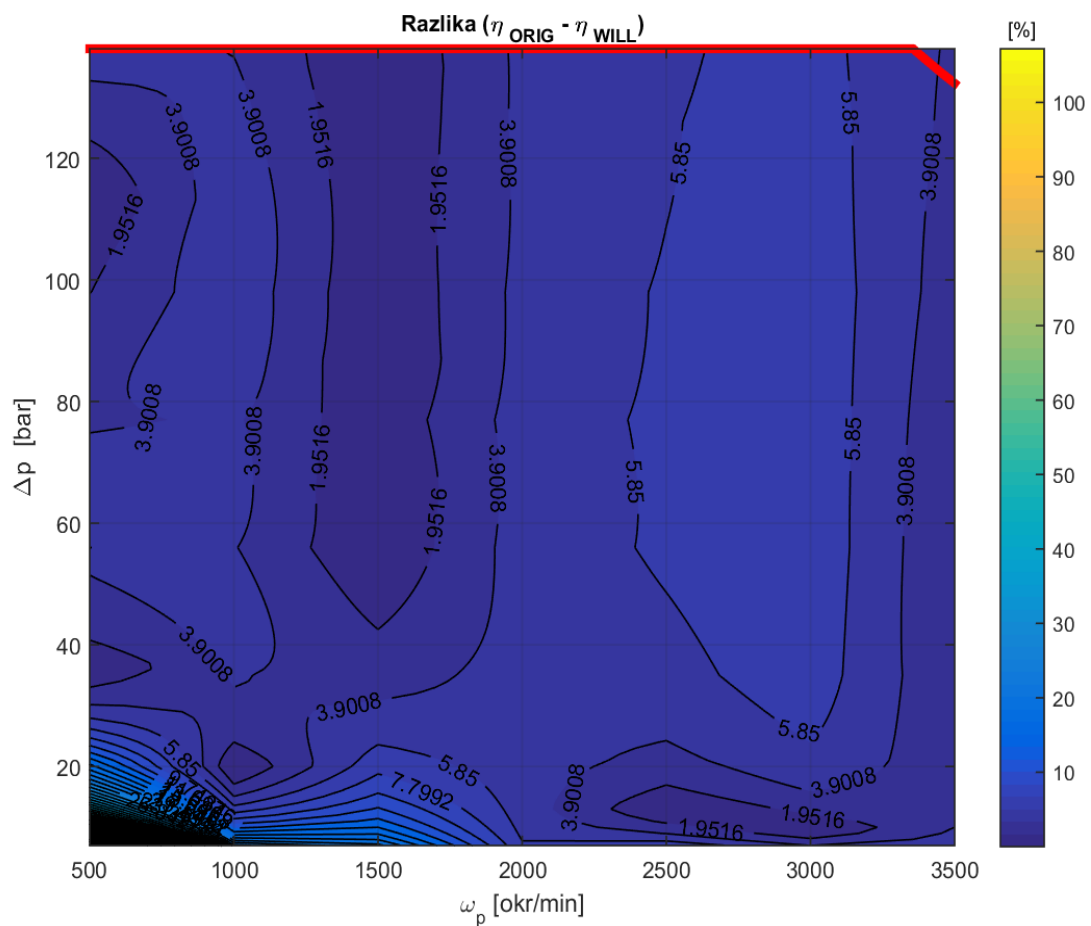
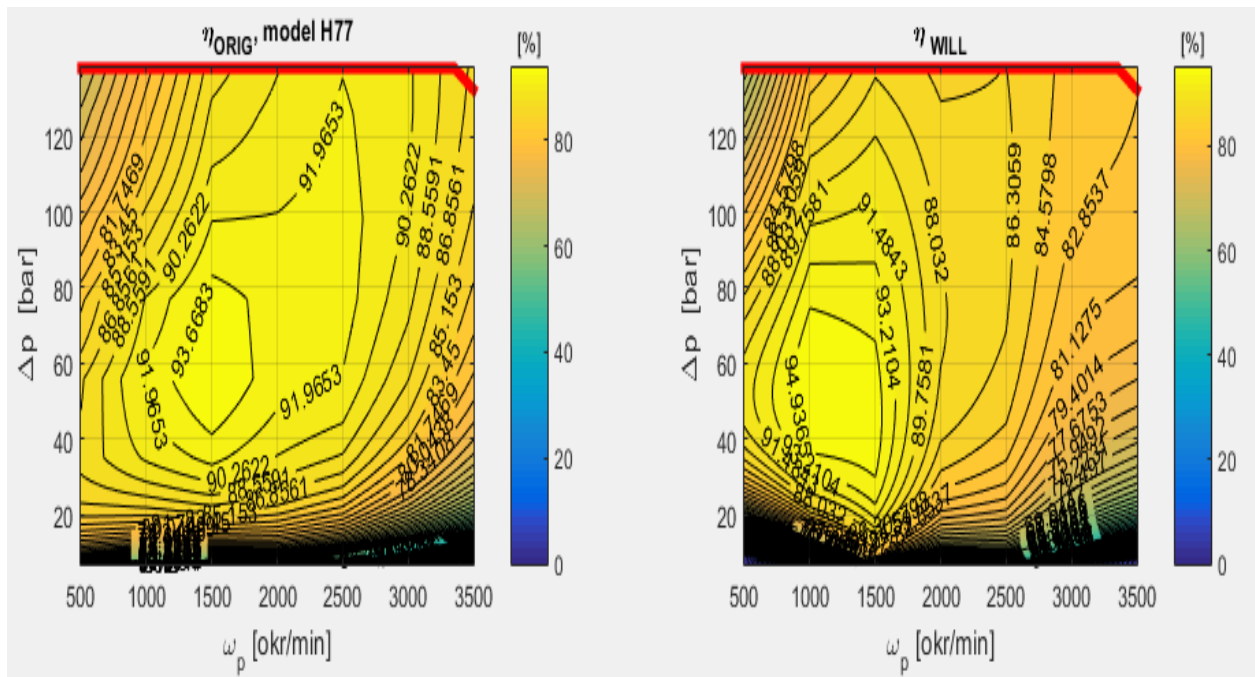
U sljedećem nizu slika može se vidjeti usporedba referentnog modela H25 s preostalim pumpama iz H „familije“, a koje nisu prikazane u poglavlju broj 8.



Slika 11.14 Pogreška aproksimacije, model H49 i referentni H25, $s_p = 1.95$



Slika 11.15 Pogreška aproksimacije, model H62 i referentni H25, $s_p = 2.44$



Slika 11.16 Pogreška aproksimacije, model H77 i referentni H25, $s_p = 3.05$