

# Prilog istraživanju modeliranja hidrostatske transmisije na šumskom vozilu

---

**Gregov, Goran**

**Doctoral thesis / Disertacija**

**2012**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:188:186584>

*Rights / Prava:* [Attribution-NonCommercial-NoDerivatives 4.0 International/Imenovanje-Nekomercijalno-Bez prerada 4.0 međunarodna](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-07-29**



*Repository / Repozitorij:*

[Repository of the University of Rijeka Library - SVKRI Repository](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI  
TEHNIČKI FAKULTET

**PRILOG ISTRAŽIVANJU MODELIRANJA  
HIDROSTATSKE TRANSMISIJE NA ŠUMSKOM VOZILU**

Doktorska disertacija

Goran Gregov

Rijeka, 2012.

SVEUČILIŠTE U RIJECI  
TEHNIČKI FAKULTET

**PRILOG ISTRAŽIVANJU MODELIRANJA  
HIDROSTATSKE TRANSMISIJE NA ŠUMSKOM VOZILU**

Doktorska disertacija

Goran Gregov

Mentor: Red. prof. dr. sc. Dubravka Siminiati, dipl. ing. stroj.

Rijeka, 2012.

# Predgovor

Ovom prigodom se želim zahvaliti svima koji su pomogli u izradi ove doktorske disertacije. U prvom redu mentorici red. prof. dr. sc. Dubravki Siminiati na vodstvu i stručnom usmjeravanju, kao i na korisnim sugestijama na predloženi rukopis disertacije. Ujedno bi se želio zahvaliti svima koju su financijski te savjetima i radom sudjelovali u izvedbi eksperimentalnog dijela doktorske disertacije. Upravi Tehničkog fakulteta i vodstvu Zavoda za konstruiranje u strojarstvu na neophodnoj financijskoj pomoći. Voditelju znanstvenog projekta "Konstrukcija i optimizacija prijenosnika snage" red. prof. dr. sc. Borisu Obsiegeru u sklopu kojeg su izvedena istraživanja. Dodatno bi se zahvalio zaposlenicima tvrtke "3.MAJ-MID"-Rijeka, na strojnoj obradi mehaničke kočnice, gosp. Mili Tomiću iz tvrtke "Hansa Flex"-Zagreb, zaposlenicima tvrtke "Hidel"-Rijeka, te tvrtkama "Balaena"-Rijeka, "Tibo-3.MAJ"-Rijeka i "Hittner"-Bjelovar.

Također se zahvaljujem na suradnji, doc. dr. sc. Marijanu Šušnjaru s Šumarskog fakulteta u Zagrebu, svim profesorima i asistentima s Zavoda za konstruiranje u strojarstvu Tehničkog fakulteta u Rijeci kao i ostalim kolegama s fakulteta.

Veliku zahvalnost dugujem i svojoj obitelji, roditeljima i bratu koji su mi bili potpora kroz školovanje i život. Najveću zahvalnost dugujem svojoj djevojci Irini na dugogodišnjoj potpori i vjeri u mene u svakom životnom trenutku.





## Sažetak

U ovoj doktorskoj disertaciji izrađen je numerički model i sprovedena analiza hidrostatske transmisije za šumsko vozilo tzv. skider. Poznato je da su to vozila s ekstremno teškim uvjetima vožnje po neravnom i nagnutom šumskom tlu te da se danas u skidere pretežito ugrađuje mehanička transmisija. Mogućnost uporabe hidrostatske transmisije temeljena je na opće poznatoj činjenici o ekonomičnosti takvog rješenja. Analiza je provedena na temelju razvijenog numeričkog modela uporabom metoda bijele, crne i sive kutije. Zbog specifičnosti hidrostatske transmisije, analiziranog vozila i mogućnosti kojima se raspolagalo u laboratorijskim uvjetima, metoda bijele kutije omogućila je čisto teorijski pristup. Preciznost metode crne kutije uvelike je ovisila o laboratorijskim mjerenjima, dok je metoda sive kutije dala realne rezultate i omogućila visok stupanj općenitog pristupa rješavanju hidrostatske transmisije. Za numeričku analizu crne i sive kutije uporabljena je metoda umjetnih neuronskih mreža. Ispravnost modela dokazana je na postojećem skideru s mehaničkom transmisijom. Analiza je pokazala da je za pogon hidrostatskom transmisijom na takvom skideru potrebno 40% manje snage. Ušteda energije bila bi i veća da se umjesto uljne koristi vodena hidraulika, što je također dokazano. Ovim je radom dokazana opravdanost uporabe hidrostatske transmisije ne samo zbog uštede energije već i doprinos u zaštiti okoliša sa stajališta emisije štetnih plinova, zagađenja i sabijanja šumskog tla. Ne manje značajno je i činjenica da se razvijeni numerički model može koristiti i za regulaciju hidrostatskog sustava što na vozilu s vrlo zahtjevnom eksploatacijskom tehnologijom znači sigurnost i komfor korisnika.



## Summary

In this dissertation a numerical model was developed and analysis was carried out on hydrostatic transmission for a forest vehicle, the so-called skidder. It is known that these vehicles have extremely difficult driving conditions on uneven and sloping forest terrain and that nowadays mechanical transmissions are predominantly mounted in the skidder. The possibility to apply hydrostatic transmissions is based on the general well-known fact about the economy of such solutions. The analysis was carried out on the basis of the developed numerical model using the methods of the white, black and gray box. Because of the specificity of the hydrostatic transmission, of the analyzed vehicles and opportunities which have been used in laboratory conditions, the method of the white box allowed a purely theoretical approach. The precision of the black box method largely depended on the laboratory measurements, while the gray box method gave accurate results providing a high level of general approach to solving the hydrostatic transmission. For the numerical analysis with black and gray boxes the method of artificial neural networks has been used. The validity of the approach is demonstrated on an existing skidder with mechanical transmission. The analysis has demonstrated that for the hydrostatic drive transmission in such a skidder it is used 40% less power. Energy savings would be greater if the tap water was used instead of oil hydraulics, which is also demonstrated. This work proved the validity of use of hydrostatic transmissions not only to save energy also but to contribute to environment protection in relation to emissions of CO<sub>2</sub>, pollution and compacting of the soils. Not less significant is the fact that the developed a numerical model can be used for the purpose of control of the hydrostatic system, which for the vehicle with very demanding technology exploitation means safety and comfort of the user.



# Sadržaj

1.	Uvod.....	1
2.	Problematika i cilj istraživanja .....	6
2.1	Šumsko vozilo skider .....	6
2.1.1	Razvoj i podjela šumskih vozila .....	7
2.1.2	Razvoj šumskih vozila u Hrvatskoj .....	10
2.1.3	Razvoj hidrostatske transmisije na šumskim vozilima .....	11
2.1.4	Tehničko-tehnološke značajke skidera .....	13
2.2	Prijenosnici snage na mobilnim pogonima .....	16
2.2.1	Prijenosnici/pretvarači snage i gibanja .....	16
2.2.2	Mehanička transmisija .....	19
2.2.3	Hidrostatska transmisija.....	21
2.2.4	Hidrostatsko-mehanička transmisija.....	24
2.3	Dosadašnji načini modeliranja hidrostatske transmisije .....	27
2.4	Cilj istraživanja .....	37
3.	Matematički model hidrostatske transmisije .....	42

3.1	Jednadžba dinamike tlaka .....	42
3.2	Matematički model hidrauličke pumpe .....	47
3.3	Matematički model hidromotora .....	49
3.4	Matematički model hidrauličkih cijevi .....	51
4.	Matematičko modeliranje nelinearnih sustava .....	53
4.1	Model bijele kutije .....	54
4.2	Model crne kutije .....	55
4.3	Model sive kutije .....	56
4.4	Umjetne neuronske mreže .....	57
4.4.1	Biološki neuron .....	59
4.4.2	Umjetni neuron .....	60
4.4.3	Učenje umjetne neuronske mreže .....	62
4.4.4	Vrste umjetnih neuronskih mreža .....	65
4.4.5	Višeslojna unaprijedna neuronska mreža .....	65
4.4.6	Dinamička NARX neuronska mreža .....	67
5.	Eksperimentalna ispitivanja .....	71
5.1	Laboratorijski hidraulički sustav .....	71
5.1.1	Hidraulički agregat .....	72
5.1.2	Hidromotor .....	75
5.1.3	Mehaničko tarna kočnica .....	75
5.2	Mjerna oprema .....	78
5.2.1	Mjerni uređaj .....	78
5.2.2	Osjetnik tlaka i temperature .....	79
5.2.3	Osjetnik brzine vrtnje .....	80
5.3	Metodologija i rezultati mjerenja .....	81
6.	Numeričko modeliranje i simulacija hidrostatske transmisije .....	86

6.1	Numeričko modeliranje hidrostatske transmisije na principu bijele kutije.....	86
6.1.1	Numerički model hidrauličke pumpe .....	89
6.1.2	Numerički model hidromotora.....	90
6.1.3	Numerički model hidrauličkih cijevi .....	91
6.1.4	Simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu bijele kutije .....	93
6.2	Numeričko modeliranje hidrostatske transmisije na principu crne kutije.....	105
6.2.1	Numeričko modeliranje crne kutije pomoću višeslojne unaprijedna neuronske mreže.....	106
6.2.2	Simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu crne kutije pomoću višeslojne unaprijedna neuronske mreže .....	108
6.2.3	Numeričko modeliranje crne kutije pomoću NARX dinamičke neuronske mreže.....	113
6.2.4	Simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu crne kutije pomoću NARX dinamičke neuronske mreže .....	113
6.3	Numeričko modeliranje hidrostatske transmisije na principu sive kutije .....	117
6.3.1	Simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu sive kutije .....	120
7.	Skider s hidrostatskom transmisijom.....	123
7.1	Dinamički model opterećenja skidera.....	124
7.2	Proračun opterećenja skidera ECOTRAC 120V .....	128
7.3	Izbor komponenata hidrostatske transmisije za skider ECOTRAC 120V.....	134
7.4	Simulacija hidrostatske transmisije za skider ECOTRAC 120V.....	138
8.	Zaključak .....	145
9.	Buduća istraživanja.....	149
	Popis literature .....	154
	Popis oznaka i simbola .....	161



Popis slika .....	165
Popis tablica .....	169
Životopis.....	170

# 1. Uvod

Razvitak vozila za radove u šumi datira iz 50-ih godina prošlog stoljeća. Isprva su to bili uglavnom adaptirani traktori kojima se drvena građa izvlačila iz šume i ukrcavala na vozila za transport do mjesta prerade. Zbog loših radnih karakteristika adaptiranih traktora razvijaju se specijalizirani šumski zglobni traktori tzv. skideri. Rad skidera odvija se jednim krajem tovara odignutim od tla i oslonjenim na stražnji kraj vozila, dok se drugi kraj tovara vuče po tlu. Proučavanjem povijesnog razvoja te trenutnog razvoja i proizvodnje skidera u svijetu i Republici Hrvatskoj, dolazi se do zaključka da većina skidera koristi mehaničku transmisiju. Glavni nedostaci mehaničke transmisije su skokovita promjena prijenosnog omjera zbog mjenjača koji radi na principu zupčastog prijenosa, mali omjer snage po jedinici mase, slaba fleksibilnost i nemogućnost regulacije što direktno utječe na proklizavanje kotača skidera te sabijanje šumskog tla. Sabijanje šumskog tla utječe na korijenov sustav biljaka što je glavni uzrok smanjenja rasta biljaka.

Primjena hidrostatske transmisije kod vozila omogućuje postizanje velikih snaga i momenata s uređajima malih dimenzija. Također se ostvaruje kontinuirano varijabilna transmisija unutar cijelog radnog područja, pri čemu daje najbolje prijenosne omjere između pogonskog motora i kotača što povećava dinamičke performanse i smanjuje potrošnju goriva. Naglasak na toj činjenici je upravo danas u vrijeme povećane skrbi o uštedi energenata te zaštite okoliša smanjenjem emisije štetnih plinova ( $\text{CO}_2$  i  $\text{NO}_x$ ).

Hidrostatskom transmisijom se mogu ostvariti veliki momenti pri malim brzinama vrtnje što utječe na smanjenje proklizavanja kotača skidera te rezultira manjim sabijanjem šumskog tla.

Skider je uglavnom namijenjen za vožnju šumskim tlom što predstavlja najveći izazov kod konstruiranja hidrostatske transmisije iz čega proizlazi osnovna motivacija istraživanja ove disertacije. Razlog tome je što osim nagiba koje vozilo mora svladati postoji neravna površinska struktura šumskog tla s udubinama, izbočinama i preprekama. Zbog toga se javlja nejednoliki moment opterećenja na kotačima skidera što direktno utječe na nejednoliko opterećenje hidrostatske transmisije. Kao rezultat toga, javljaju se velike vršne vrijednosti tlaka radne tekućine što utječe na pojavu buke u radu te oštećenja komponenata što bitno smanjuje njihovu pouzdanost u radu i trajnost. Pojava nejednolikog momenta opterećenja zahtijeva izradu numeričkog modela hidrostatske transmisije kao nelinearnog sustava. Takav zahtijevan režim rada moguće je optimirati, a numerički model potom implementirati na elektronički sustav za regulaciju. Prema tome rezultati simulacije različitih režima rada, omogućili bi da se za kritične režime rada s optimiranim parametrima (npr. tlak i protok) spriječe neželjeni efekti kao što su vršni tlakovi.

Metodologija istraživanja započinje izradom numeričkog modela koristeći poznate matematičke jednadžbe koje opisuje dinamiku hidrostatske transmisije tzv. model bijele kutije. Cilj izrade ovakvoga modela je ostvariti teorijsku simulaciju hidrostatske transmisije te dokazati prednosti i mane ovakvog modela. Nedostaci modela bijele kutije proizlaze iz potrebe poznavanja svih parametara i veličina sustava što je kod nelinearnih sustava kao što je hidrostatska transmisija vrlo komplicirano. Zbog toga slijedi izrada numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu crne kutije. Model crne kutije se promatra kao potpuno nepoznat sustav, a nepoznati parametri modela se predviđaju koristeći podatke dobivene eksperimentalnim mjerenjima. Model se predviđa za odnos ulaznih i izlaznih podataka što kod modela hidrostatske transmisije predstavlja razliku tlaka (ulazni) i brzine vrtnje (izlazni) hidromotora. Za rješavanje modela crne kutije hidrostatske transmisije odabire se metoda umjetnih neuronskih mreža koja podrazumijeva kreiranje modela sposobnog da procesuiru informacije, analogno aktivnostima čovjekovog mozga. Prednost neuronskih

mreža je njihova sposobnost učenja koja im daje prirodna svojstva pri modeliranju realnih sustava u odnosu na klasične sustave koje je potrebno programirati te velika brzina rada i točnost. Nakon izrade numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu bijele i crne kutije proizlazi pretpostavka da bi se njihovom kombinacijom ostvarili bolji rezultati i realnija dinamika sustava. Kod modela sive kutije poznati se dijelovi modeliraju na principu bijele kutije, dok se nepoznati dijelovi modela (model opterećenja hidromotora) modeliraju ili bolje rečeno predviđaju na principu crne kutije.

Za validaciju numeričkih modela hidrostatske transmisije koriste se laboratorijska eksperimentalna mjerenja. Laboratorijski hidraulički sustav sastavljen je od hidrauličkog agregata spojenog s hidromotorom preko elastičnih cijevi te ventila za ograničenje tlaka s kojim je definiran maksimalni tlak sustava. Opterećenje hidromotora se ostvaruje pomoću mehaničko tarne kočnice, koja ima mogućnost nejednolikog kočenja. Mjerna oprema se sastoji od osjetnika za mjerenje tlaka, temperature i brzine vrtnje te mjernog uređaja. Promjena režima rada odnosno dinamike hidromotora ostvaruje se pomoću nejednolikog kočenja hidromotora. Ovakvim načinom provođenja eksperimenta želi se simulirati moment opterećenja koji se javlja na kotaču skidera kod vožnje neravnim šumskim tлом čime se ostvaruje veza između laboratorijskog hidrostatskog sustava i stvarnog hidrostatskog sustava skidera.

Izrađeni numerički model hidrostatske transmisije se primjenjuje kod simulacije hidrostatske transmisije skidera ECOTRAC 120V proizvođača "Hittner"-Bjelovar. Skider ECOTRAC 120V ima mehaničku transmisiju te se njegovi tehnički podaci i radne karakteristike koriste kod proračuna opterećenja skidera. Na temelju dobivenih rezultata predlažu se komponente hidrostatske transmisije. Nakon odabira hidrauličkih komponenti provodi se simulacija hidrostatske transmisije s novo dobivenim parametrima i uspoređuju se dobiveni rezultati snage s eksperimentalno izmjerenim rezultatima snage skider ECOTRAC 120V. Pretpostavilo se da bi za iste parametre skidera hidrostatskom transmisijom bilo potrebno uložiti manje energije iz čega proizlazi manja potrošnja goriva pogonskog motora i manja količina ispušnih plinova.

Rad je tematski podijeljen na devet poglavlja. Prvim poglavljem se uvodi u problematiku šumskih vozila i hidrostatske transmisije kako bi se ukazalo na motivaciju autora za istraživanje u tom području.

U drugom poglavlju detaljno je opisana podjela šumskih vozila te princip rada šumskog vozila skider i njegov razvitak u svijetu i Hrvatskoj. Opisane su njegove tehničko-tehnološke značajke te uporaba hidrostatske transmisije na šumskom vozilu. U nastavku su opisane vrste prijenosnika snage i gibanja te princip rada od čega su se detaljnije obradili mehanički, hidrostatski i mehanički-hidrostatski prijenosnici. Dane su prednosti i nedostaci mehaničke transmisije iz čega proizlazi zaključak korištenja hidrostatske transmisije umjesto mehaničke. Hidrostatska transmisija je detaljno opisana: njen princip rada, regulacija te ugradnja u vozila. Zbog određenih nedostataka hidrostatske transmisije proizlazi rješenje kombinacije mehaničke i hidrostatske transmisije što je također opisano. U nastavku poglavlja je dan pregled dosadašnjih način modeliranja hidrostatske transmisije te cilj istraživanja.

U trećem poglavlju detaljno je opisan matematički model sustava hidrostatske transmisije. Sustav se raščlanjuje na podsustave te su zasebno opisani matematički modeli hidrauličke pumpe, hidromotora i hidrauličkih cijevi.

Četvrto poglavlje sadrži prikaz matematičkog modeliranja nelinearnih sustava. Opisane su tri vrste modeliranja na principu bijele, crne i sive kutije. Navedene su prednosti i nedostaci za svaki model te je opisana metoda umjetnih neuronskih mreža koja se koristi za rješavanje crne kutije. Dana je usporedba biološkog i umjetnog neurona, vrste umjetnih neuronskih mreža te princip učenja mreža. U nastavku je još opisana višeslojna unaprijedna neuronska mreža i dinamička NARX neuronska mreža.

Peto poglavlje opisuje eksperimentalno ispitivanje u Laboratoriju za hidrauliku i pneumatiku Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci. Opisan je princip rada laboratorijskog sustava te korištena mjerna oprema. Na kraju poglavlja je opisana metodologija mjerenja te su dani rezultati mjerenja.

U šestom poglavlju detaljno je opisan način izrade numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu bijele, crne i sive kutije. Korišten je programski paket Simulink i MATLAB (programiranje neuronskih mreža). Simulacijom izrađenih numeričkih modela se može zaključiti da se modelom bijele kutije dobivaju dobri rezultati ali je potrebno poznavanje svih parametara sustava što nije bilo moguće. Iz te činjenice proizlazi potreba za izradom modela crne kutije koji daje bolje rezultate ali su neki dijelovi dinamike sustava neprecizni. Zbog toga se razvija model sive kutije kojim se eliminiraju prethodni nedostaci te se dobiva realna dinamika modela hidrostatske transmisije.

U sedmom poglavlju napravljena je simulacija hidrostatske transmisije za skider ECOTRAC 120V. Slijedi opis dinamičkog modela opterećenja skidera na temelju kojeg se proračunavaju momenti opterećenja skidera. Iz dobivenih momenta opterećenja proračunava se sustav hidrostatske transmisije te se odabiru komponente sustava. Proveden je simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije skidera iz čega proizlazi 40% veća snaga u odnosu na rezultate snage iz eksperimentalnih mjerenja na skideru ECOTRAC 120V [1]. Također je provedena simulacija s promjenjivim momentom opterećenja kotača i simulacija regulacije brzine vrtnje ovisno o promjeni volumena pumpe i hidromotora.

Osmo poglavlje donosi zaključak u kojem je dan osvrt na izrađene numeričke modele hidrostatske transmisije i dobivene rezultate simulacije. U posljednje devetom poglavlju opisani su smjerovi budućih istraživanja te su spomenute prednosti i nedostaci vodene hidraulike. Proveden je i simulacija numeričkog modela s hidrostatskom transmisijom na skideru uporabom vode kao radne tekućine te je dokazana ušteda energije.

## **2. Problematika i cilj istraživanja**

Naslov rada "Prilog istraživanju modeliranja hidrostatske transmisije na šumskom vozilu" odredio je problematiku istraživanja hidrostatske transmisije za vozilo koje ima jedno od najzahtjevnijih režima rada kombiniran s brojnim ograničenjima. Cilj istraživanja bio je izrada numeričkog modela koji bi bio univerzalan pristup modeliranju hidrostatske transmisije općenito, a pri tome bio i baza za automatizaciju sustava.

### **2.1 Šumsko vozilo skider**

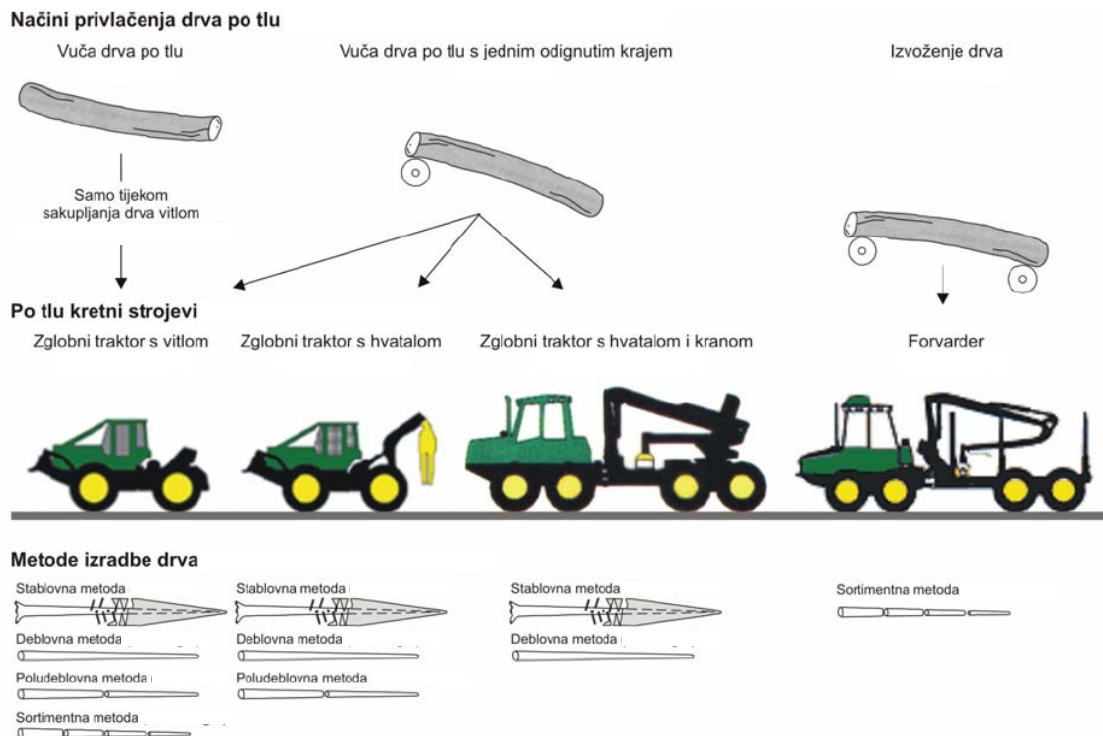
Šume su najveće prirodno bogatstvo na svijetu. Čovjeku je za život potreban kisik, a šuma sa svojim drvećem i ostalim biljkama najveći je proizvođač kisika na svijetu. Stoga, šume zaslužuju da im se posveti velika pozornost.

Čovjek je vezan uz šumu od samih početaka ljudske civilizacije. Šuma mu je služila za zadovoljavanje osnovnih životnih potreba kao što su drvo za ogrjev i građevni materijal. Razvoj društvene zajednice doveo je do povećanja potreba za drvom što je utjecalo na svijest o potrebi održavanja šumskih ekosustava, pošumljavanja novih površina i gospodarenja šumama. Na osnovu navedenih potreba društva, razvija se

šumarstvo s ciljem očuvanja šuma i njene ekološke stabilnosti kao i sustavnog organiziranja, reguliranja korištenja šuma te razvoja tehnike i tehnologije izvođenja šumskih radova [1].

### 2.1.1 Razvoj i podjela šumskih vozila

Eksploatacijom šuma naziva se radni proces koji obuhvaća skup djelatnosti vezanih za dobivanje drva. Sastoji se od sječe i izradbe te transporta drva s polufazama privlačenja i prijevoza drva [2]. Pod privlačenjem smatra se micanje cijelih stabala ili dijelova (deblo, drvni sortiment) od mjesta sječe i izrade do pomoćnog stovarišta. Privlačenje se može izvršiti na razne načine i različitim sredstvima. U prošlosti privlačenje se obavljalo uporabom ljudske ili životinjske snage te korištenjem vodotokova i sile gravitacije na nagnutim terenima. Razvoj tehnike koji je napredovao u 20. stoljeću, omogućio je razvoj mehaničkih sredstava za privlačenje drva (sl. 2.1) [1].



Slika 2.1 Tehnologija privlačenja drva po tlu [1]



Mehaniziranje privlačenja drva u šumama započinje 50-ih godina prošlog stoljeća primjenom velikoserijskih poljoprivrednih traktora. U početku su radili bez prilagodbi za privlačenje jednostavnim prihvatnim napravama. Zbog tehničkih zahtjeva za izvođenje radova privlačenja u šumskim terenskim uvjetima, poljoprivredni traktori dodatno se opremaju zaštitnim konstrukcijama i vitlima za rad u brdskim uvjetima ili prikolicama s dizalicama za privlačenje u proredima nizinskih predjela. Prednost opremanja traktora vitlima je njihovo kretanje samo po traktorskim vlakama čime se smanjuje oštećenje šumskog tla i mladih stabala. Traktor sa postavljenim vitlom na stražnjem kraju ne mora zauzeti položaj uz posječeno stablo ili izrađene drvene sortimente prilikom formiranja tovara jer radom vitla postoji mogućnost privlačenja stabla, debla ili drvnog sortimenta od mjesta sječe i izrade do traktora na vlaci. Ovako opremljeni poljoprivredni traktori za šumske radove nazivaju se adaptirani poljoprivredni traktori [3].

Adaptirani poljoprivredni traktori za privlačenje drvnih sortimana pokazali su nezadovoljavajuće radne karakteristike kao što su: velike dimenzije i veliki polumjer kruga okretanja vozila, slaba uzdužna stabilnost te veliko opterećenje stražnje osovine pri privlačenju tovara. Poljoprivredni traktori imaju 2/3 ukupne mase praznog traktora na stražnjoj osovini što se dodatno povećava ugradnjom vitla na stražnji kraj traktora. Pri privlačenju drva, prevelika opterećenja na stražnjoj osovini uzrokuju poremećaj stabilnosti adaptiranih poljoprivrednih traktora i smanjenje njihove vučne sposobnosti.

Zbog navedenih nedostataka adaptiranih poljoprivrednih traktora za potrebe privlačenja drva razvijaju se specijalizirani šumski zglobni traktori – skideri (eng. *skidder*). Skider se prema normi ISO 6814:2000 (*Machinery for forestry – Mobile and self-propelled machinery – Terms, definitions and classification*) definira kao šumsko zglobno samohodno vozilo za privlačenje stabala ili dijelova stabala. Rad privlačenja drva odvija se jednim krajem tovara odignutim od tla i oslonjenim na stražnji kraj vozila, dok se drugi kraj tovara vuče po tlu. Osnovne značajke svih šumskih zglobnih traktora su zglobna konstrukcija vozila, četiri pogonska kotača i opterećenje prednje osovine oko s 2/3 ukupne mase praznog skidera. Navedene tehničke značajke skidera su omogućile njihovu bolju okretljivost te bolje radne značajke u uvjetima eksploatacije šuma.

Osim opremanja šumskog zglobnog traktora vitlom (eng. *cable skidder*) razvijaju se i različite konstrukcije prihvata (utovara) drva: s hvatalom okrenutim prema dolje (eng. *grapple skidder*) i s hvatalom okrenutim prema gore te dizalicom za utovar drva (eng. *clam-bunk skidder*) (sl. 2.1) <sup>1</sup>. Dogradnjom dizalice i poluprikolice s tovarnim prostorom iza zgloba nastaje forvarder (eng. *forwarder*). Primjenom forvardera nastaje novi način privlačenja drva. Za razliku od skidera koji vuče drvo po tlu s jednim odignutim krajem, kod forvardera drvo se nalazi utovareno na vozilu pa se tada govorio o izvoženju drva [1].

Povijesni razvoj skidera započinje već 1881. godine i to razvojem skidera na parni pogon. "Dolber i Carson Lumber Co. (Kalifornija)", prvi patentiraju skider s parnim pogonom, po imenu "Gypsy". Skider je sastavljen od vertikalnog cilindričnog kotla za proizvodnju pare koji se zagrijavao loženjem drva pri čemu je para opskrbljivala cilindre za pokretanje kotača skider, a drva su se privlačila pomoću užeta. Razvojem motora s unutrašnjim izgaranjem započinje njihova ugradnja i u skidere. Godine 1924. napravljen je prvi skider s pogonom na sva četiri kotača tzv. "Duplex" koji je na stražnjem kraju ima dodatno uže za pomoć pri vožnji u skliskim uvjetima. Godine 1943. "Hyster" razvija skider "Caterpillar D7" s vitlom za privlačenje. Prvi značajan uspjeh upotrebe skidera pri privlačenju drva iz šume do ceste, postigao je "Harrison Pulpwood" 1950. godine. Prvi skider s prednjim pogonom bio je "Blue Ox", 1952. godine kanadske tvrtke "KVP" s vitlom i "A-frame" konstrukcijom. Tvrtka "Timberland Machines" godine 1956. proizvodi skider imena "Timberskidder". Bio je to najpopularniji skider u svijetu za privlačenje drva. Pokretao ga je "Chrysler-ov" V8 benzinski motor s 200 KS, a bio je vrlo efikasan za privlačenje drva na velike udaljenosti. "Osa" i "Volvo" proizvode seriju skidera, 1960. godine imena "Little Bear" s kabinom i hidrauličkim amortizerima. Skider "Log All Feller" iz 1968. godine je prvi skider koji osim privlačenja ima funkciju sječe drva pomoću pile koja je bila sastavni dio vozila dok je model "Timberjack 480" iz 1990. godine prvi skider s hvatalom koji je uz hvatanje drva mogao svladavati neke od najstrmijih terena [4]. Do 1990. godine, svi skideri su imali mehaničku transmisiju, od kada započinje razvoj skidera s hidrostatskom transmisijom, te tako nastaju skideri "Tigercat" i "Morgan Silva".

---

<sup>1</sup> U daljnjem tekstu ovog rada nazivom skider će se podrazumijevati šumski zglobni traktor s vitlom.

Današnji najpoznatiji svjetski proizvođači skidera su: "John Deer", "Tigercat Forestry", "Caterpillar", "Franklin Equipment", "Allied Systems", "KMC", "Komatsu Forest", "Silvatech (Morgan Skidder)", "Prentice", itd.

### **2.1.2 Razvoj šumskih vozila u Hrvatskoj**

Korištenje skidera u Hrvatskoj započinje 1968. godine. U prigrorskim i brdskim predjelima Hrvatske za privlačenje drva prvenstveno se upotrebljavaju skideri s kotačima opremljeni vitlom. Već 1971. godine i prvi forvarderi ulaze u hrvatsko šumarstvo. Prema brojnosti skidera, vrijeme njihove primjene možemo podijeliti na razdoblje intenzivnog mehaniziranja do 1986. godine te razdoblje održavanja potrebnog broja skidera. U Hrvatskoj je 1995. godine drvo privlačilo 188 adaptiranih poljoprivrednih traktora, 270 zglobnih traktora, 23 forvardera te 43 traktora s poluprikolicom. Danas u Hrvatskoj radi oko 300 skidera, veći dio u vlasništvu "Hrvatskih šuma" d.o.o Zagreb, a preostali u vlasništvu privatnih poduzetnika [5]. Od ukupnog broja skidera, pedesetak pripada u skupinu srednjih skidera do 5 tona. Srednji skideri su namijenjeni za privlačenje drva iz prorednih sastojina te se odlikuju malim dimenzijama i velikom okretljivošću. Krajem 80-ih godina prošlog stoljeća zajedničkim radom šumarskih stručnjaka i znanstvenika, započela je konstrukcija prorednog skidera s ciljem zamjene adaptiranih poljoprivrednih traktora prikladnim mehaniziranim sredstvom za radove privlačenja drva. Proizvodnja domaćeg prorednog skidera ECOTRAC V započela je u tvornici "Tomo Vinković"-Bjelovar, a nakon prestanka proizvodnje u 90-im, obnovljena je njihova proizvodnja u tvornici "Metalservis"-Bjelovar, koja se danas naziva "Hittner"-Bjelovar. "Hittner" danas uspješno proizvodi dva modela skidera: model ECOTRAC 55V ukupne mase 3,6 t koji spada u skupinu srednjih skidera i model ECOTRAC 120V ukupne mase 7,2 t koji spada u skupinu velikih skidera (sl. 2.2a).

U Hrvatskoj su konstruirana i proizvedena još dva modela skidera. Tijekom 80-ih godina u mehaničarskoj radionici tadašnjeg šumskog gospodarstva Vrbovsko, proizvedeno je 10 komada skidera SILVA S-101 koji spadaju u skupinu velikih skidera. Godine 1999. započinje razvoj srednjeg skidera u tvrtki "3. MAJ – TIBO"-Rijeka, kao

unaprjeđenje dotadašnji srednjeg skidera ECOTRAC V. Godine 2002. proizveden je skider TIBOTRAC, a njegova sljedeća generacija predstavljena je 2005. godine [6]. Uz to TIBOTRAC je prvi hrvatski skider na biodizelsko gorivo (sl. 2.2b).



(a)



(b)

**Slika 2.2.** Skideri ECOTRAC 120V i 55V (a) i Skider TIBOTRAC (b)

### 2.1.3 Razvoj hidrostatske transmisije na šumskim vozilima

Danas na svjetskom tržištu skidera dominiraju tri velika proizvođača: "John Deere" i "Timberjack" u Sjevernoj Americi te "Caterpillar" u Europi. Svi njihovi modeli skidera koriste mehaničku transmisiju isto kao i skideri proizvedeni u Hrvatskoj ECOTRAC i TIBOTRAC. Korištenje mehaničke transmisije u navedenim skiderima proizlazi iz tradicionalnog inženjerskog pristupa pri konstruiranja transmisije iako je poznato da bolje radne karakteristike skideri postižu korištenjem hidrostatske transmisije. Prvenstveno se to odnosi na smanjenje oštećenja šumskog tla, manju potrošnju goriva pogonskog motora te smanjenje emisije ispušnih plinova. Novi zakonski propisi biti će izazov za skidere s mehaničkom transmisijom.

Glavni nedostaci mehaničke transmisije su skokovita promjena prijenosnog omjera zbog mjenjača koji radi na principu zupčastog prijenosa te mali omjer snage po jedinici mase. Navedeni nedostaci se mogu eliminirati korištenjem hidrostatske transmisije pomoću koje se ostvaruju velike snage/momenti s uređajima malih dimenzija te kontinuirano varijabilna transmisija unutar cijelog radnog područja, pri

čemu pogonski motor radi u optimalnim uvjetima čime se postiže manja potrošnja goriva te smanjenje emisije ispušnih plinova. Sljedeća prednost korištenja hidrostatske transmisije kod šumskih vozila je manje proklizavanja kotača što bitno smanjuje sabijanje tla, a time i manje oštećivanje korijenovog sustava biljaka. Arnup [7] navodi da je kod klizanja kotača dodirni tlak na tlo do pet puta veći nego nominalni tlak. Veće sabijanje tla kod pojave klizanja kotača se može objasniti dugotrajnim djelovanjem pritiska na istoj površini tla. Smanjenje klizanja kotača postiže se uporabom lanaca na kotačima, sustavom protiv proklizavanja ili pomoću hidrostatske transmisije [8] pri čemu se usklađuje zakretni moment i brzina vrtnje svakog kotača. Kod hidrostatske transmisije moguća je preciznija regulacija brzine vrtnje s obzirom na zahtijevani moment na kotačima nego što je to slučaj kod mehaničke transmisije.

Skidere s hidrostatskom transmisijom počinju razvijati dvije kanadske tvrtke. Prva je "Tigercat Industries of Brantfors (Ontario)" sa svojim prvim modelom skidera 620 s hidrostatskim pogonom na sva četiri kotača. Model 620 pokreće Cummins 6CT 8.3 dizelski motor od 215 KS s Bosch Rexroth hidrostatskim sustavom. Današnji Tigercat skideri (sl. 2.3a) koriste hidrostatsku transmisiju s elektroničkom regulacijom te na principu hibridnih vozila akumuliraju energiju prilikom kočenja [9]. Druga Kanadska tvrtka koja se bavi razvojem skidera s hidrostatskom transmisijom je "Morgan Silva Com (British Columbia)" današnjeg naziva "International Silvatech Industries". Silvatech skideri koriste hidrauličku transmisiju s patentiranim računalnim upravljanjem (*hydraulic logic box*). Takvi skideri imaju pogon na sva četiri kotača pri čemu svaki kotač ima zasebnu varijabilnu hidrauličku pumpu koja opskrbljuje hidromotor što reducira klizanje kotača te osigurava dobar kontakt kotača i tla pri svim vremenskim uvjetima [10]. Osim navedenih tvrtki hidrostatska transmisija se koristi i u skiderima tvrtke "Kootenay Manufacturing" te harvesterima tvrtke "Komatsu Forest" [11].

U Hrvatskoj se trenutno proizvode samo dva modela skidera tvrtke "Hittner", i to oba s mehaničkom transmisijom. Iako se u Hrvatskoj ne proizvode skideri s hidrostatskom transmisijom, u susjednoj Sloveniji je razvijen i proizveden skider WOODY s hidrostatskom transmisijom i daljinskim upravljanjem [12, 13]. Hidrostatskom transmisijom se upravlja pomoću računala koje omogućuje kontrolu i regulaciju pedeset različitih parametara. Računalo za vrijeme vožnje samostalno

kontrolira brzinu, ubrzanje i kočenje skidera ovisno o broju okretaja motora i položaju papučice gasa što daje idealni omjer brzine i momenta opterećenog skidera (sl. 2.3b).



(a)



(b)

**Slika 2.3.** Skider Tigercat 630D (a) i Skider WOODY 110 (b)

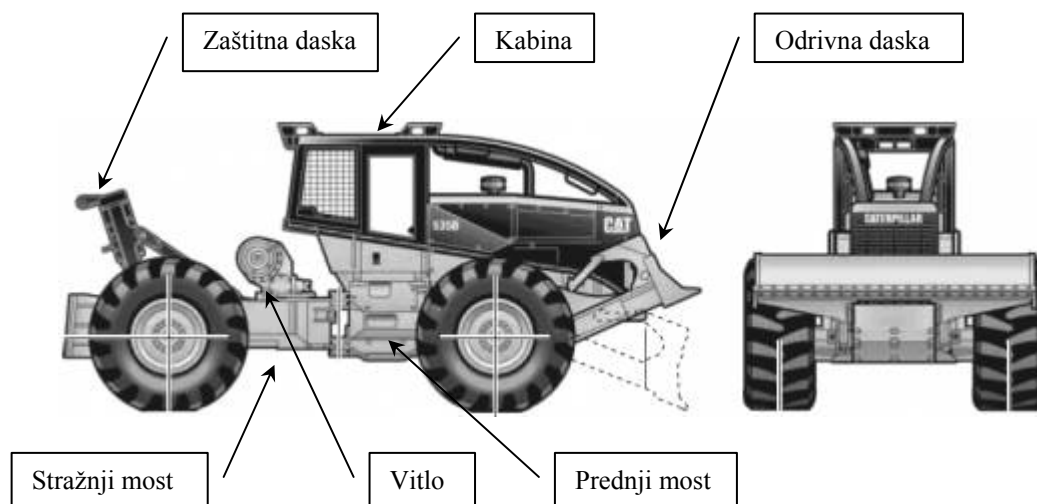
#### 2.1.4 Tehničko-tehnološke značajke skidera

Danas u svijetu postoje mnogobrojni proizvođači skidera, ali ovu obitelj vozila možemo definirati određenim tehničkim i konstrukcijskim značajkama te načinom rada koji su istovjetni za većinu tipova. Osnovni podaci o skideru su: masa vozila, dimenzije vozila, način upravljanja, vrsta prijenosa snage, broj i dimenzije kotača, tlak u gumama i težina tovara.

Osnovna masa skidera je ukupna masa potpuno opremljenog skidera s punim spremnikom goriva i vozačem prosječne mase od 75 kg. Konstrukcijska rješenja su takva da je prednja osovina skidera opterećena s  $2/3$  ukupne mase. Takva raspodjela mase skidera je potrebna zbog načina rada i osiguravanja dobre uzdužne stabilnosti skidera. Pri privlačenju drva, odignuti kraj tovara se oslanja na stražnji dio skidera te se dinamička opterećenja prednje i stražnje osovine izjednačavaju ili su veća na stražnjoj osovini, što ovisi o položaju i veličini drva u tovaru te nagiba terena. Granični tovar koji će skider moći privlačiti je stoga određen dopuštenim opterećenjem stražnje osovine, kutom uzdužne stabilnosti i ostvarivom vučnom silom [14].

Podvozje skidera je sastavljeno od dva odvojena okvira. Prednji dio skidera ima ugrađen prednji most s kotačima, motor, mjenjač, razvodnik pogona i kabinu, sve

učvršćeno na prednji dio okvira podvozja. Na stražnjem su okviru podvozja također preko poluosovina postavljeni kotači, ali i potrebna šumska nadogradnja – vitlo, zaštitna daska, horizontalni i vertikalni valjci vitla (sl. 2.4). Prednji i stražnji okvir su spojeni zglobno s mogućnošću gibanja zgloba pomoću hidrauličkih cilindara samo u horizontalnoj ravnini. Zglobom se ostvaruje lakše upravljanje skiderom u terenskim uvjetima te manji polumjer kruga okretanja čime se poboljšava kretnost vozila. Kinematika hodnog mehanizma skidera je takva da u zaokretu stražnji kotači prate prednje kotače. Povećanje bočne stabilnosti skidera pri radu na nagibu ili prelaskom preko površinskih prepreka, omogućeno je kutnim zakretanjem prednje osovine. [1].



**Slika 2.4.** Prikaz skidera Caterpillar 535B [15]

Pogonski dio čini motor s unutrašnjim izgaranjem, najčešće četverotaktni dizelski motor. Sustavom transmisije (mehanička ili hidrostatska) prenosi se snaga od motora na sve kotače pri čemu se ostvaruje povećanje zakretnog momenta. Sustav mehaničke transmisije se sastoji od spojke, mjenjača, razdjelnika pogona, diferencijala na svakoj osovini te planetnog ili završnog reduktora na svakom kotaču. Ovisno o masi skidera, ugrađuje se ili tarna spojka ili hidrodinamička spojka. Sustav hidrostatske transmisije se sastoji od spojke, hidrostatskog sustava (mjenjača) različitih izvedbi te planetnog reduktora na svakom kotaču.

Kabina skidera se izvodi sa zaštitnom konstrukcijom (zaštitni okvir i zaštitna mreža) koja u svrhu sigurnosti vozača pri prevrtanju vozila ili udaru predmeta (grana, trupac) mora zadovoljiti stroge kriterije određene ISO normama. Na prednjem dijelu vozila se nalazi odzivna daska koja služi za uhrapavanje drvnih sortimenata na stovarištu, uklanjanje prepreka ili za popravak traktorskih vlaka. Na stražnjem dijelu skidera se ugrađuje vitlo. Vitlo se odabire na osnovu potrebne nazivne vučne sile i ukupne težine vozila. Nazivna vučna sila vitla u pravilu nije veća od težine vozila. Spuštanjem u tlo stražnje daske (sidrenje skidera) moguće je ostvariti veće vučne sile vitla od težine skidera. Pogon vitla može biti mehanički ili hidraulički. Osnovni dijelovi vitla su bubanj, vodilice užeta (horizontalni i vertikalni valjci ili koloture) i kućište vitla. Zaštitna daska se naziva prihvatno-zaštitna daska jer se na kraju privitlavanja na njoj prihvaćaju trupci i odiže se prednji kraj trupaca od tla, a pri privlačenju štiti kotače i stražnje osovine skidera.

Radni ciklus skidera čini vožnja od pomoćnog stovarišta do sječine, okretanje vozila i vezanja tovara te privlačenje trupaca vozilom do stovarišta. Skideri imaju ograničenu primjenu jer se racionalno mogu upotrijebiti u sječinama s velikom sječnom gustoćom. Zbog manjeg obujma tovara, skiderima je potreban veći broj turnusa za privlačenje cjelokupnog izrađenog drvnog obujma sa sječine što bi slobodnim kretanjem vozila dovelo do velikih oštećenja tla. Prednost skidera s vitlom je da vozilo ne treba doći do svakog izrađenog sortimenta već s određene udaljenosti može privitlavati po tlu drveni sortiment do stražnje zaštitno-prihvatne daske. Ovom tehnologijom rada, omogućeno je kretanje skidera isključivo po sekundarnim šumskim prometnicama. Ta tehnologija zahtijeva dobru gustoću šumskih cesta kako bi se omogućila prihvatljiva udaljenost privlačenja, ali i da izvozni pravci omogućavaju izbjegavanje velikih nagiba terena i omogućavajući dobru nosivost tla za prolaz vozila. Sekundarne šumske prometnice se ovisno o stanju tla i terenskim uvjetima moraju izgraditi strojevima za zemljane radove (traktorski putevi) ili nastati višekratnim prolaskom skidera (traktorske vlake). S druge strane, kretanje skidera po traktorskim putovima i vlakama dovodi do znatnih oštećenja tla na samim vlakama uslijed velikog broja prolazaka te gubitka proizvodne površine i oštećenja stabala uz vlak. Oštećenja tla šumske vlake se očituju u nastanku kolotruga i sabijanju tla što može utjecati na razvoj i rast biljaka [1].



## 2.2 Prijenosnici snage na mobilnim pogonima

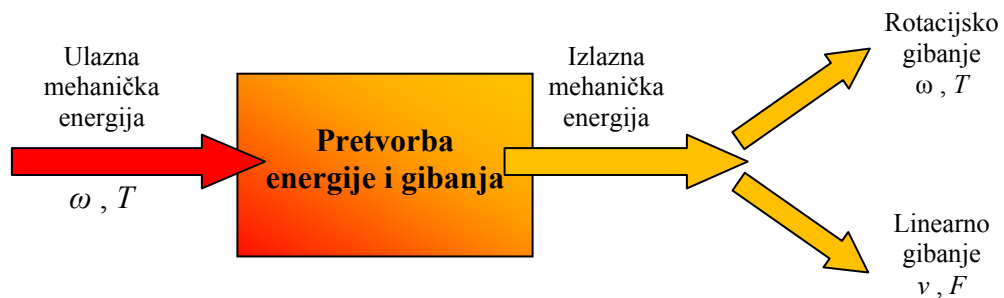
### 2.2.1 Prijenosnici/pretvarači snage i gibanja

Pod pojmom prijenosnika snage prema [16] podrazumijeva se strojni sklop između pogonskog i radnog stroja sastavljen od najmanje tri člana koji obavljaju transformaciju gibanja i energije pogonskog stroja, prilagođenih radnom stroju, a na čije sve glavne članove djeluju konačni okretni momenti.

Pogonski strojevi su takvi strojevi koji pretvaraju jednu vrstu energije u drugu. Tipični primjer ove grupe strojeva jesu: elektromotori, vodene, plinske i parne turbine, vjetrenjače, parni strojevi te motori s unutrašnjim izgaranjem. Radni strojevi su takvi strojevi koji dobivenu snagu od pogonskih strojeva ili živih bića pretvaraju u rad. Tipični primjeri za ovu grupu strojeva jesu: vozila, valjaonički stanovi, pumpe, alatni strojevi itd. Pogonski stroj bilo koje vrste karakterizira sposobnost davanja neke snage  $P$ , odnosno okretnog momenta  $T$  pri određenoj kutnoj brzini  $\omega$  tj. produkt okretnog momenta i brzine vrtnje jest raspoloživa snaga pogonskog stroja potrebna radnom stroju da bi određenom brzinom obavio neki rad.

Ako je pogonski stroj motor s unutrašnjim izgaranjem, maksimalni je okretni moment ograničen količinom zraka koja se može usisati za jedan okretaj motora da bi pritom izgorjela određena količina goriva. Time je potpuno ograničen maksimalni okretni moment za neku konstrukciju i sustav napajanja motora. Također je ograničena i brzina vrtnje ovakvih strojeva. Sličnom analizom može se i kod drugih vrsta pogonskih strojeva konstatirati ograničenost područja veličina okretnog momenta i brzine vrtnje, bez obzira na maksimalno raspoloživu snagu izvedene konstrukcije pogonskog stroja. Radni strojevi s druge strana trebaju imati na raspolaganju okretni moment i brzinu vrtnje u širokim granicama, a to im pogonski strojevi ili uopće ne mogu dati ili im daju u vrlo uskim granicama. Zbog toga proizlazi potreba ugradnje uređaja između pogonskog i radnog stroja koji bi omogućio da pogonski stroj radi u optimalno uskim područjima momenta i brzina, a da se ove veličine radnom stroju daju u mnogo širim

područjima (granicama). Takve uređaje zovemo prijenosnicima snage i gibanja ili pretvaračima (momenta i brzine) [16].



Slika 2.5. Pretvorba energije i gibanja u mehaničkim prijenosnicima snage

Prijenosnici se mogu podijeliti s više aspekata:

1. Prema načinu prijenosa okretnog momenta razlikujemo sljedeće prijenosnike:

**mehanički prijenosnici** kod kojih se moment prenosi mehanički na dva osnovna načina, trenjem i oblikom s neposrednim i posrednim dodirom pogonskog i gonjenog člana, **hidraulički i pneumatski prijenosnici** kod kojih se okretni moment prenosi uz pomoć tekućina odnosno plinova (većinom pod tlakom) i **električni prijenosnici** kod kojih se okretni moment prenosi električnim putem.

2. S obzirom na promjenjivost prijenosnog omjera razlikuju se:

prijenosnici s **konstantnim prijenosnim omjerom** koji su konstruirani za samo jedan prijenosni omjer i prijenosnici s **promjenjivim prijenosnim omjerom** gdje se promjena prijenosnog omjera može obavljati stupnjevano ili kontinuirano. U ovu grupu spadaju i prijenosnici s vremenskim i stalno promjenjivim prijenosnim omjerom, s unaprijed određenim zakonitostima toka promjene koji mogu biti različiti prema načinu prijenosa okretnog momenta.

3. Prema tome dominira li prijenos snage i gibanja ili samo gibanja postoje: prijenosnici **snage** i prijenosnici **gibanja**.

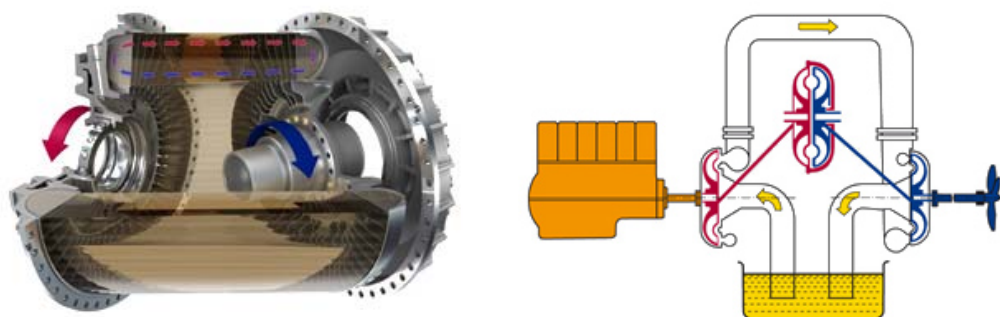
Također postoje i kombinirani prijenosnici (npr. kombinacija mehaničkih i hidrauličkih ili mehaničkih i električnih prijenosnika) koji se u novije vrijeme sve više ugrađuju u hibridna vozila.

Kad se radi o prijenosnicima s konstantnim prijenosnim omjerom, gotovo isključivu primjenu imaju mehanički prijenosnici jer su ekonomski najpovoljniji, kako pri projektiranju i proizvodnji tako i u eksploataciji. Robusni su i jednostavni za

održavanje u svim uvjetima okoline. Ukoliko je način prijenosa obodne sile oblikom kao kod zupčanih, lančanih i remenskih zupčastih prijenosnika, prijenosni omjer je jednoznačno određen brojem zubi ozubljenih elemenata dok se kod remenskih i tarnih prijenosnika sila prenosi trenjem, a prijenosni omjer ovisi o omjeru njihovih promjera.

Svi spomenuti mehanički prijenosnici mogu se naći i u izvedbi prijenosnika s promjenjivim prijenosnim omjerom koji za određenu konstantnu brzinu vrtnje pogonskog stroja opskrbljuju radni stroj različitim brzinama vrtnje. To se odvija na dva osnovna načina: skokovito i kontinuirano. Kada se radi o skokovitoj promjeni prijenosnog omjera (vozila, alatni strojevi) u pravilu se radi o mehaničkim prijenosnicima, najčešće sa zupčanicima (prijenos obodne sile oblikom). Često ih zovemo i mjenjači. Kontinuirana promjena prijenosnog omjera postiže se primjenom mehaničkih tarnih prijenosnika koji se još zovu i varijatori, električnih prijenosnika te hidrauličkih (hidrostatski i hidrodinamičkih) prijenosnika koji se još često nazivaju i pretvaračima [16].

Hidraulički prijenosnici razlikuju se ovisno o načinu pretvorbe energije. Tako razlikujemo hidrostatske (volumetričke) prijenosnike koji prenose snagu putem potencijalne energije te hidrodinamičke prijenosnike koji prenose snagu putem kinetičke energije tekućine. Hidrodinamički (hidrokinetički) prijenosnik se sastoji od pumpe vezane na pogonski stroj, turbine vezane na radni stroj te kućišta kao reakcijskog člana. Sva tri glavna elementa konstruktivno se nalaze u kompaktnoj izvedbi kao što je prikazano na sl. 2.6.



**Slika 2.6.** Hidrodinamički prijenosnik [17]

Hidrostatski prijenosnici (sustavi) prenose energiju posredstvom potencijalne energije radne tekućine (promjena tlaka radne tekućine koja se ostvaruje neprestanom promjenom volumena radnih komora hidrostatskih komponenti). Udio kinetičke energije pri tome je vrlo mali (manji od 0,5%). U daljnjem radu, analiziraju se samo hidrostatski sustavi i prijenosnici za koje se često upotrebljava i naziv hidraulički sustavi odnosno hidraulički prijenosnici [18, 19]. Također se pod nazivom hidrostatski ili hidraulički sustavi podrazumijevaju sustavi koji za radnu tekućinu koriste ulje (uljna hidraulika).

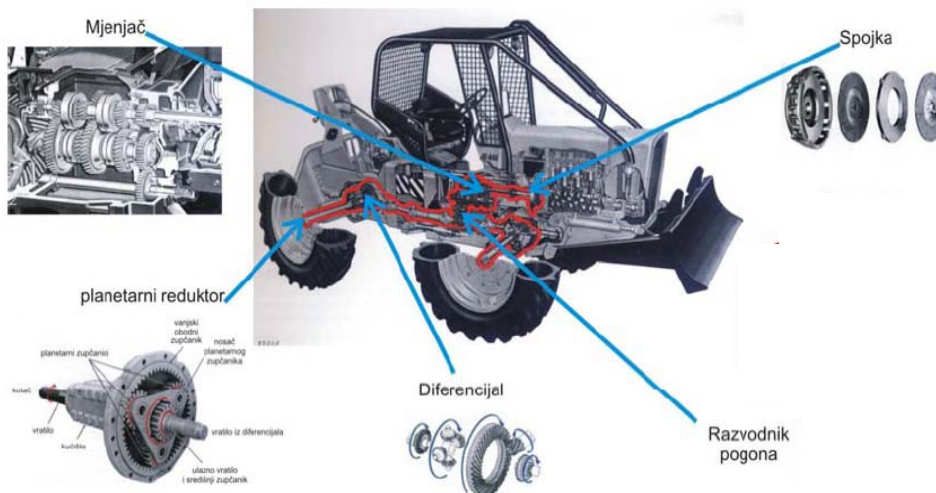
Ugradnjom prijenosnika snage u vozila ostvaruje se optimalan rad motora s unutrašnjim izgaranjem u svim režimima vožnje vozila odnosno promjenom prijenosnog omjera između izlaznog vratila pogonskog motora i kotača vozila ostvaruje se potreban moment i brzina vrtnje na kotaču uz optimalni moment i brzinu vrtnje motora s unutrašnjim izgaranjem. Sustav prijenosa momenta i brzine vrtnje od pogonskog motora na kotače vozila naziva se transmisija. Ovisno o vrsti prijenosnika snage, razlikuju se i vrste transmisije (mehanička, hidrostatska, itd.).

### **2.2.2 Mehanička transmisija**

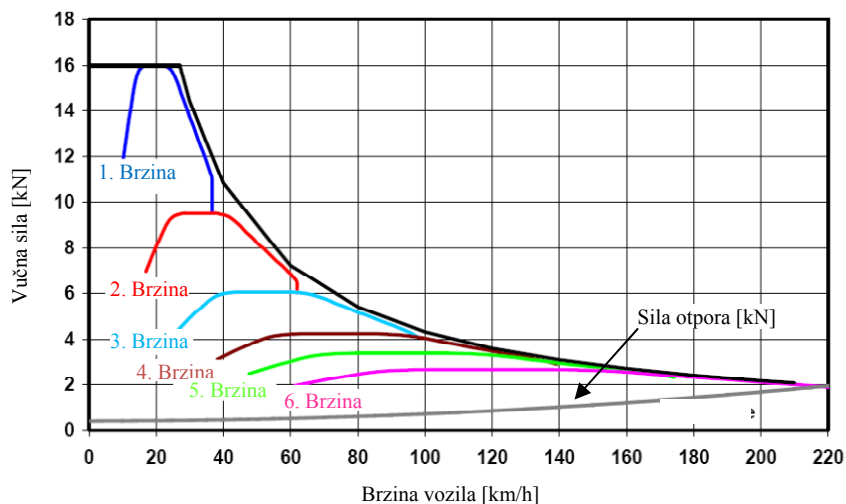
Klasična mehanička transmisija sastavljen je od (sl. 2.7) mehaničke spojke, mjenjača, pogonske osovine, razvodnika pogona i diferencijala koji služi za prijenos momenta pogonskog motora na kotače vozila. Promjena prijenosnog omjera mjenjača može biti ručna ili automatska. Kod klasičnog ručnog mjenjača, vozač odvaja pogonski motor od mjenjača pomoću spojke pritiskom na papučicu, pomicanjem ručice mjenjača odabire određeni prijenosni omjer (brzinu) te otpuštanjem papučice spojke opet spaja pogonski motor i mjenjač. Osim mjenjača moment se pogonskog motora još mijenja pomoću diferencijala i planetnih reduktora ugrađenih u kotačima vozila.

Zbog mjenjača koji radi na principu zupčastog prijenosa, kod mehaničke transmisije javlja se skokovita promjena prijenosnog omjera. Ovisnost vučne sile i brzine vozila o prijenosnom omjeru mjenjača prikazan je u dijagramu na sl. 2.8, za osobni automobil marke Volkswagen Passat sa šest stupnjeva prijenosa [20]. Iz

dijagram je vidljivo da se pri nižim stupnjevima prijenosa, gdje je prijenosni omjer veći, ostvaruju veći momenti na kotačima vozila pri manjim brzinama vozila dok se kod viših stupnjeva prijenosa postižu veće brzina vozila i manji moment na kotačima. Vidljiva je nemogućnost postizanja konstantne krivulje vučne sile i brzine vrtnje već je potrebna stalna promjena prijenosnog omjera što je najveći nedostatak mehaničke transmisije.



Slika 2.7. Sustav mehaničke transmisije skidera [1]



Slika 2.8. Vučna sila i brzina vozila u ovisnosti o prijenosnom omjeru [20]

Ako se mehanička transmisija usporedi s drugim vrstama transmisije tada ima prednosti kao što su relativno jednostavna konstrukcija, lagano održavanje i upravljanje te relativno nisku cijenu. Nedostaci mehaničke transmisije su mali omjer snage po jedinici mase, dimenzije su joj ograničene te ima vrlo slabu mogućnost regulacije .

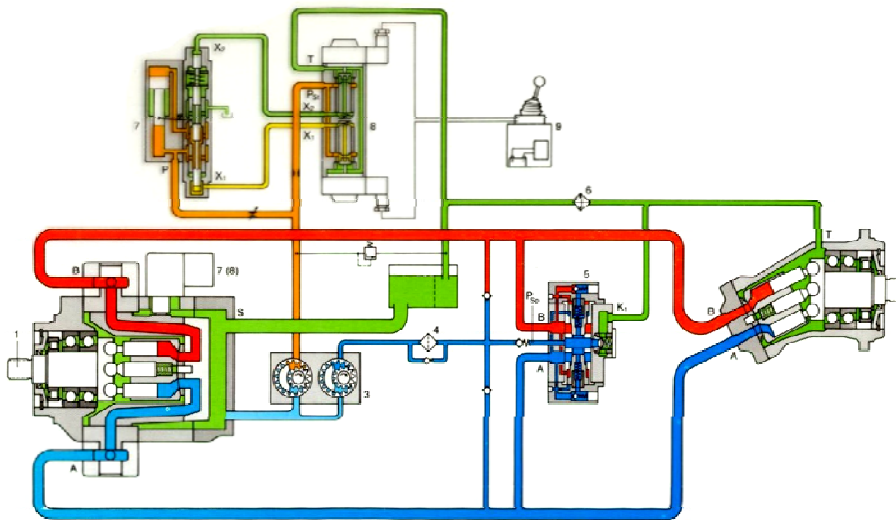
### 2.2.3 Hidrostatska transmisija

Uređaji pomoću kojih se prenosi snaga od pogonskog do radnog stroja, a koji rade na principima hidrostatičke zovu se hidrostatski prijenosnici. Hidrostatski prijenosnici se koriste kod mobilnih, industrijskih i zrakoplovnih sustava gdje je potrebno ostvariti velike snage s uređajima malih dimenzija. Ovakvi sustavi su jednostavni, imaju pouzdanu kontrolu, fleksibilnost, izvrsne dinamičke karakteristike i dobru učinkovitost te mogućnost linearnog/rotacijskog gibanja s velikim silama/momentima. Iz ovog je vidljiva jasna prednost u odnosu na druge vrste prijenosa kao što su mehanički ili električni. Kao transmisija na vozilima hidrostatski prijenosnik ima brojne prednosti. Promjena brzine je kontinuirana, jednostavno je upravljanje ima jednostavnu promjenu smjera gibanja, brzina je za oba dva smjera gibanja ista, a elementi se podmazuju pomoću radne tekućine. Nadalje, postoji konstrukcijska sloboda kod slaganja hidrauličkih elemenata u prostoru jer se veza između pumpe i hidromotora u kotačima ostvaruje pomoću krutih ili elastičnih cijevi, bez obzira na njihov relativni položaj. Također je moguće ostvariti kontinuirano varijabilnu transmisiju (HCVT) <sup>2</sup> unutar cijelog radnog područja pri čemu se ostvaruju optimalni prijenosni omjeri između pogonskog motora i kotača što smanjuje potrošnju goriva i povećava dinamičke performanse. Nedostaci HCVT su nešto niži stupnjevi iskoristivosti u odnosu na mehaničke prijenosnike što je posebno izraženo kod maksimalnog tlaka sustava te minimalnog volumena hidromotora ili pumpe. Nedostaci svih hidrostatskih sustava su kompresibilnost radne tekućine, promjena viskoziteta radne tekućine s promjenom temperature i tlaka te visoki zahtjevi za čistoćom radne tekućine. Iz navedenih nedostataka se može zaključiti da je većina negativnih karakteristika hidrostatskih sustava vezana uz radnu tekućinu (ulje).

Hidrostatska transmisija se kao i svi ostali hidrostatski sustavi temelji na Pascalovom zakonu. Kod transmisije vozila najčešće se koristi zatvorena izvedba hidrostatskog sustava (hidrostatski mjenjač) koji je prikazan na sl. 2.9.

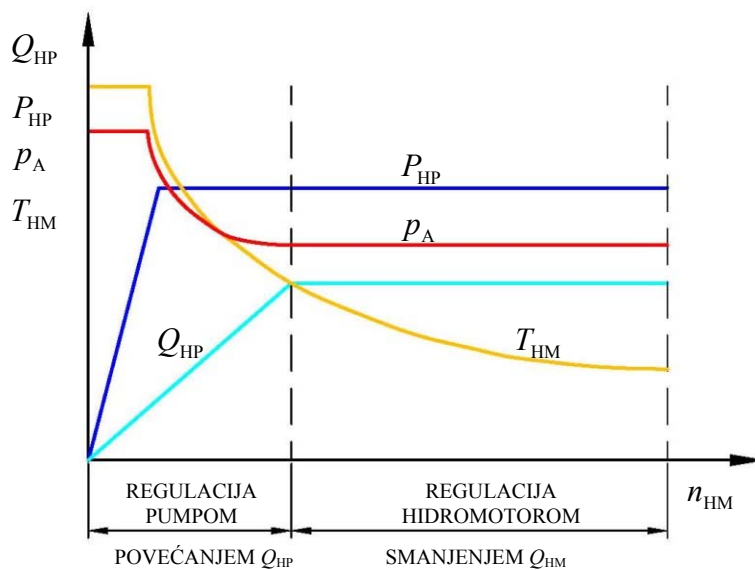
---

<sup>2</sup> HVCT – Hydraulics Continuously Variable Transmission



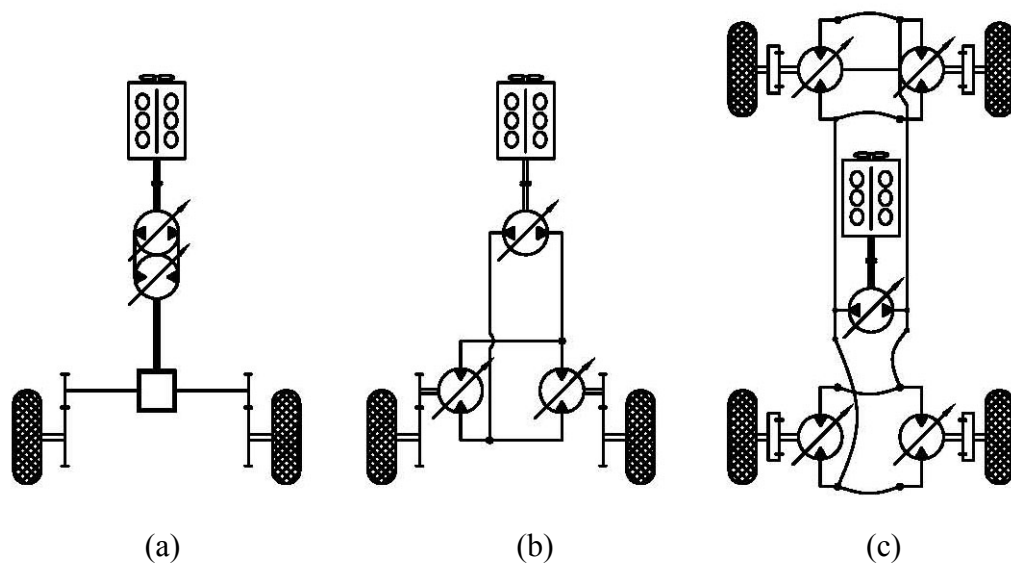
**Slika 2.9.** Hidrostatski mjenjač [21]

Hidrostatska transmisija se uglavnom izvodi s pumpom i hidromotorom promjenjiva protoka koji imaju mogućnost promjene volumena radnih komora, a što direktno utječe na protok radne tekućine. Iz toga slijedi i nekoliko načina regulacije brzine vrtnje hidromotora (sl. 2.10). Prva je s promjenom volumena pumpe, druga s promjenom volumena hidromotora, a treća s promjenom volumena i pumpe i hidromotora. Kod regulacije brzine vrtnje hidromotora s promjenom volumena pumpe i hidromotora, brzina se prvo povećava, povećanjem protoka kroz pumpu, a onda smanjenjem protoka kroz hidromotor.



**Slika 2.10.** Regulacija brzine vrtnje hidromotora

Pogon kotača vozila s hidrostatskom transmisijom konstrukcijski se može izvesti na nekoliko načina. Prvi način, a ujedno i najjednostavniji je konstrukcija pumpe i hidromotora u istom kućištu (sl. 2.11a) pri čemu se pogonski moment odvodi na kotače preko diferencijala s dodatnom redukcijom u kotačima. Drugi način je s pumpom koja pogoni dva hidromotora vezanih na reduktore kotača (pogon vozila na dva kotača), (sl. 2.11b) a treći način je onaj koji se koristi za pogon vozila na sva četiri kotača pri čemu pumpa pogoni hidromotore ugrađene u kotače vozila s planetnim reduktorom (sl. 2.11c).



**Slika 2.11.** Izvedbe pogona kotača vozila s hidrostatskom transmisijom

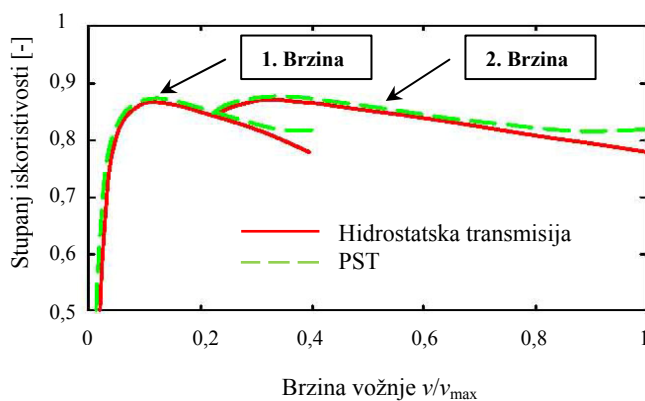
Iz navedenih konstrukcijskih varijanti pogona kotača s hidrostatskom transmisijom, vidljiva je kombinacija hidrostatskog prijenosnika s mehaničkim prijenosnicima. Kod hidrostatske transmisije, hidrostatski prijenosnik je skoro uvijek u kombinaciji s nekim mehaničkim prijenosnikom. Razlog tome je dodatno povećanje prijenosnog omjera između pogonskog motora i kotača te povećanje iskoristivosti, a iz čega proizlaze razna konstrukcijska rješenja hidrostatsko-mehaničke transmisije, što je opisano u sljedećem poglavlju.



## 2.2.4 Hidrostatsko-mehanička transmisija

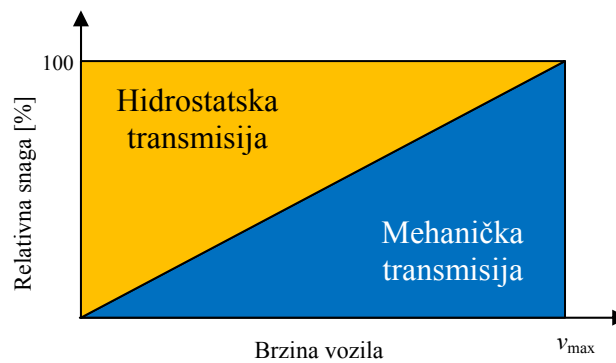
Kod radnih vozila kao što su vozila za zemljane radove, poljoprivredna vozila, šumska vozila te industrijske i rudarske dizalice, zahtijeva se visoka produktivnost s visokim stupnjem iskoristivosti pri širokom rasponu brzina vrtnje. Navedene kriterije najbolje ispunjava hidrostatska transmisija pomoću koje se ostvaruju veliki momenti pri malim brzinama vrtnje te kontinuirana promjena prijenosnog omjera. Međutim, kod većih brzina vrtnje, hidrostatska transmisija ima manji stupanj iskoristivosti zbog viskoznog trenja, pada tlaka kroz hidrauličke elemente te relativno malog momenta. [22, 23].

U cilju povećanja ukupne učinkovitosti pri većim brzinama vrtnje razvija se hidrostatsko-mehanička transmisija s grananjem snage (eng. *Power Split Transmission* – PST ili *Power Split Drive*). Usporedba učinkovitosti obične hidrostatske transmisije i hidrostatsko-mehaničke transmisije (PST) prikazana je u dijagramu (sl. 2.12).



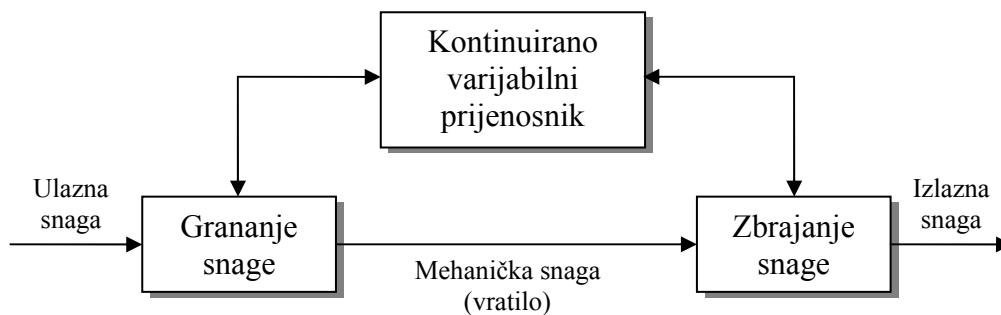
**Slika 2.12.** Ukupna učinkovitost obične hidrostatske i PST transmisije [22]

Povećanje ukupne učinkovitosti transmisije, ostvaruje se pomoću grananja snage (momenta) kroz hidrostatski i mehanički prijenosnik. Pri nižim brzinama vrtnje snaga se prenosi preko hidrostatskog prijenosnika zbog njegove dobre upravljivosti, a kod viših brzina vrtnje koristi se mehanički prijenosnik zbog njegovog velikog stupnja iskoristivosti. Idealni prijenos snage kroz hidrostatski i mehanički dio, hidrostatsko-mehaničke transmisije (PST) prikazan je u dijagramu (sl. 2.13).



**Slika 2.13.** Prijenos snage kod hidrostatsko mehaničke transmisije

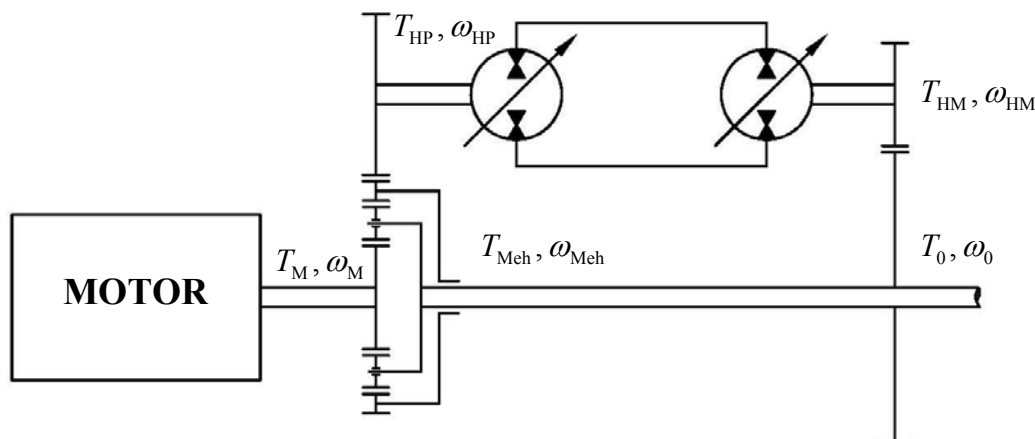
Prema James Kress-u [24] definicija hidrostatsko-mehaničke transmisije s grananjem snage (PST) glasi: prijenosnik snage ulaznu mehaničku energiju pretvara u mehaničku i hidrostatsku energiju koju prije izlaza iz prijenosnika zbraja i pretvara u mehaničku energiju (sl. 2.14).



**Slika 2.14.** Grananje snage hidrostatskog mehaničkog prijenosnika

Osnovna ideja je grananje ulazne snage u dva dijela pri čemu se jedan dio prenosi pomoću varijabilnog hidrostatskog prijenosnika, a ostali dio snage pomoću mehaničkog prijenosnika s konstantnim prijenosnim omjerom koji ima veći stupanj iskoristivosti [24]. Nakon grananja, dijelovi snage se zbrajaju u diferencijalnom ili planetnom prijenosniku. Za ulaznu brzinu  $\omega_{in}$  na planetnom prijenosniku se javljaju dvije brzine, jedna je konstantna a druga je varijabilna iz čega proizlazi varijabilna izlazna brzina  $\omega_{out}$ . U skladu s konstrukcijom PST samo se dio snage pretvara u hidrostatskom prijenosniku [25] pa je ukupna učinkovitost veća od učinkovitosti samog hidrostatskog prijenosnika [26]. Pretpostavi li se da je omjer grananja snage 70% kroz mehanički prijenosnik i 30% kroz hidrostatski prijenosnik s učinkovitosti mehaničkog prijenosnika

od 95% i učinkovitosti hidrostatskog prijenosnika od 80%, proizlazi ukupna učinkovitost od  $0,7 \cdot 0,95 + 0,3 \cdot 0,8 = 0,905 = 90,5\%$ . Hidrostatsko- mehaničke transmisije s grananjem snage se može podijeliti na tri osnovne izvedbi: *Input coupled*, *Output coupled*, (sl. 2.15) i *Bridge type*. Postoje još mnogobrojne konstrukcijske izvedbe PST koje se razlikuju od proizvođača do proizvođača.



**Slika 2.15.** Hidrostatsko mehanička transmisija s grananjem snage (*Output coupled*)

Princip rada hidrostatsko-mehaničke transmisije s grananjem snage, konstrukcije izvedbe kao *Output coupled*, (sl. 2.15) započinje od pogonskog motora koji pokreće sunčani zupčanik planetnog prijenosa te prenosi moment na planetne zupčanike spojene s izlaznim vratilom preko vodila što predstavlja mehanički prijenosnik. U isto vrijeme se preko planetnih zupčanika prenosi dio momenta na vijenac s unutarnjim ozubljenjem koji pokreće hidrauličku pumpu tj. hidrostatski prijenosnik. Nakon toga, slijedi zbroj momenta preko para zupčanika od kojih je manji spojen s vratilom hidromotora a veći s izlaznim vratilom.

Hidrostatsko-mehanička transmisija s grananjem snage se počinje koristiti devedesetih godina prošlog stoljeća kod poljoprivrednih traktora. Korištenjem PST smanjuje se proklizavanje kotača zbog kontinuirane promjene prijenosnog omjera, a ujedno se postiže i veći stupanj iskoristivosti. Godine 1995. tvrtka "Fendt" predstavlja prvi veliki traktor s PST transmisijom i to model 926 Vario. Osim Fendt Vario, danas na tržištu postoje još dva konstrukcijska rješenja PST za standardne poljoprivredne

traktore. To su "S-Matic" CVT/CVX prijenosnik tvrtke "Steyr" i "Eccom" tvrtke "ZF". Ove transmisije trenutno se ugrađuju u traktore Case-IH i Case-Steyr kao i u traktore "John Deere" i "Deutz-Fahr" [27].

### 2.3 Dosadašnji načini modeliranja hidrostatske transmisije

Numeričko modeliranje hidrostatske transmisije, tema je mnogih istraživanja u zadnja četiri desetljeća. Razvijanje prvih numeričkih modela hidrostatske transmisije započinje kasnih četrdesetih godina prošlog stoljeća. U ranim sedamdesetim godinama, osnovni model je bio izveden kao sustav u cjelini te nije postojao način za objašnjenje dinamike pojedinačnih elemenata sustava. Ovakvi modeli se mogu naći u klasičnim hidrauličkim udžbenicima kao što su Merritt [28] i Watton [29]. Pri tome se nisu uzimale u obzir dvije komponente sustava, dinamika pogonskog motora (motor s unutrašnjim izgaranjem) i dinamika kose ploče varijabilne hidrauličke pumpe. Iako se pogonski stroj ne smatra dijelom hidrostatske transmisije njegov utjecaj na sustav je vrlo bitan jer oscilacije brzine pogonskog motora direktno utječu na hidrauličku pumpu.

Razvoj numeričkog modela motora s unutrašnjim izgaranjem započinje kasnih šezdesetih godina. Feit 1966. godine razvija model dizelskog motora. Numerički model benzinskog motora napravljen je 1975. godine iako se značajan doprinos razvijanju njegovog modela dali Moskwa i Hedrich 1987. godine. Numerički model dinamike kose ploče pumpe prvi razvijaju Zeiger i Aker 1985. godine radi čega se mogu smatrati pionirima tog područja [30].

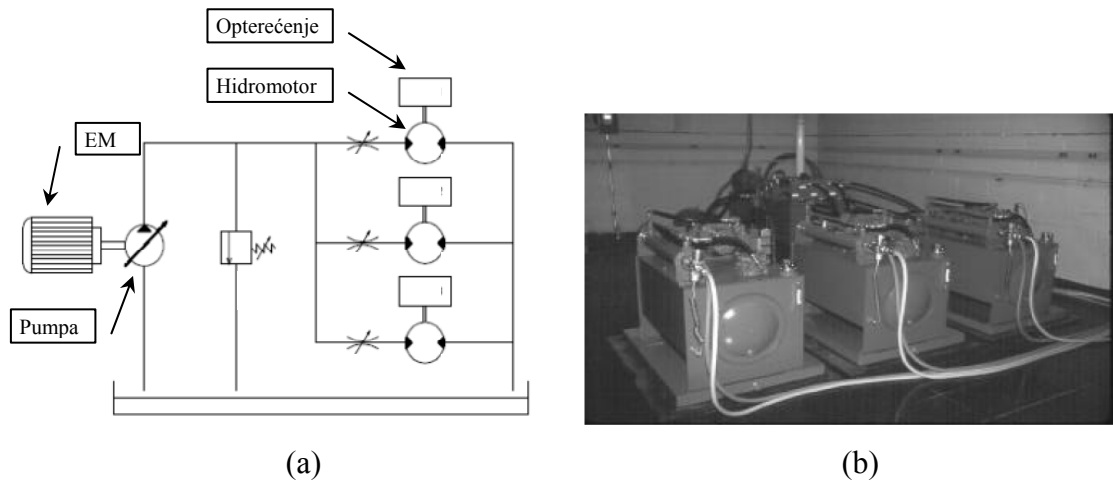
Uključivanje dinamike pogonskog motora i kose ploče u hidrostatsku transmisiju tek se odnedavno koristi. Značajan rad objavljuje Huhtala [31] 1996. godine kojim predstavlja model hidrostatske transmisije sastavljen od dizelskog motora, varijabilne pumpe i varijabilnog hidromotora. Za numerički model dizelskog motora autor koristi Feitov model koji predstavlja sustav drugog reda. Dinamika kose ploče pumpe i hidromotora je također uključena ali kao sustav prvog reda. Osim toga, autor također uzima u obzir i gubitke nastale unutarnjim i vanjskim curenjem radne tekućine. Kao i

kod tradicionalnog modela, tlak u elastičnoj cijevi koja spaja pumpu i hidromotor modelira se kao volumen s određenim modulom elastičnosti. Huhtala također uključuje interakciju kotača i ceste te dinamički model vozila pri simulaciji vožnje vozila. Usporedbom rezultata simulacije i eksperimentalnih mjerenja može se zaključiti dobro podudaranje. Kako god, ovakav model se temelji na pojednostavljenom dinamičkom modelu koji uzima u obzir empirijski dobivene vrijednosti za određivanje dinamike dizelskog motora te promjenu volumena pumpe i hidromotora bez opisa ponašanja takvog sustava.

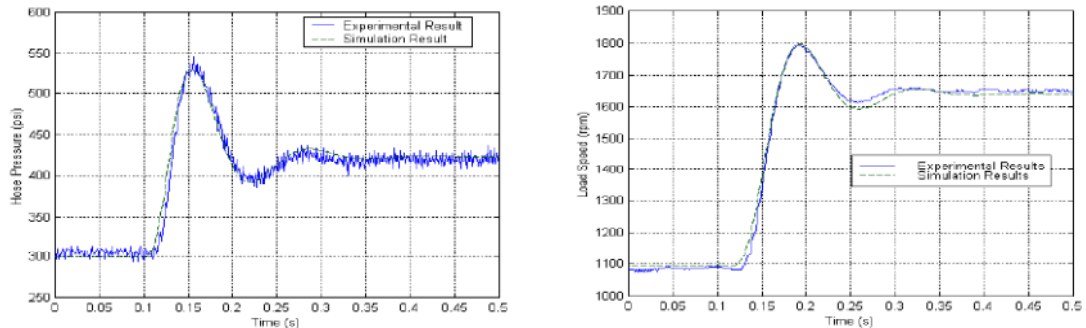
Razvoju numeričkog modela hidrostatske transmisije uvelike su pridonijeli Manring i Luecke [32] 1998. godine koji razvijaju model hidrostatske transmisije sa zatvorenim kružnim tijekom. Model je definiran kao sustav trećeg reda, a uzima u obzir dinamiku pumpe i hidromotora te tlaka u elastičnoj cijevi. Model daje bolji uvid u dinamiku kose ploče pumpe nego Huhtalov model. Nadalje, ovakav model ne zahtijeva empirijske vrijednosti te se gotovo svi parametri modela mogu odrediti iz geometrije elemenata u sustavu. Međutim, model pretpostavlja konstantni broj okretaja pumpe iz čega proizlazi da pogonski stroj ima konstantan broj okretaja bez obzira na opterećenje. Osim toga, autori ne daju nikakvu validaciju modela tako da se ne može zaključiti opisuje li dobro njihov model stvarni sustav hidrostatske transmisije.

Daljnem istraživanju hidrostatske transmisije doprinose Prasetiawan [30] 2001. godine sa Sveučilišta u Illinoisu (SAD) te Lennevi [33] sa Sveučilišta Linköping (Švedska). Istraživanja na Sveučilištu u Illinoisu [34, 35, 36] i Linköpingu [37, 38] rezultirala su mnogim disertacijama i znanstvenim radovima. Laboratorij u Illinoisu razvija simulator transmisije vozila za zemljane radove (eng. *Earthmoving Vehicle Powertrain Simulator* - EVPS). EVPS je sastavljen od elektromotora koji predstavlja pogonski stroj te od tri hidromotora (sl. 2.16). Varijabilna hidraulička pumpa opskrbljuje hidromotore konstantnog volumena pri čemu su između pumpe i hidromotora ugrađeni ventili za regulaciju protoka. Opterećenje hidromotora simulira hidraulička pumpa koja tlači radnu tekućinu kroz tlačni ventil, pa se njegovom regulacijom postiže promjena opterećenja. Dobra poklapanja rezultata i simulacije eksperimentalnih mjerenja dobivenih Prasetiawanovim modelom prikazana su na sl. 2.17.

Slična laboratorijska istraživanja provedena su i na Sveučilištu Linköping. Razlika je u tome što se koristi varijabilni hidromotor umjesto tri fiksna hidromotora kao u opisanom slučaju. Elektromotor je također pogonski stroj koji pomoću servo-ventila simulira rad dizelskog motora dok je hidromotor spojen na simulator opterećenja.



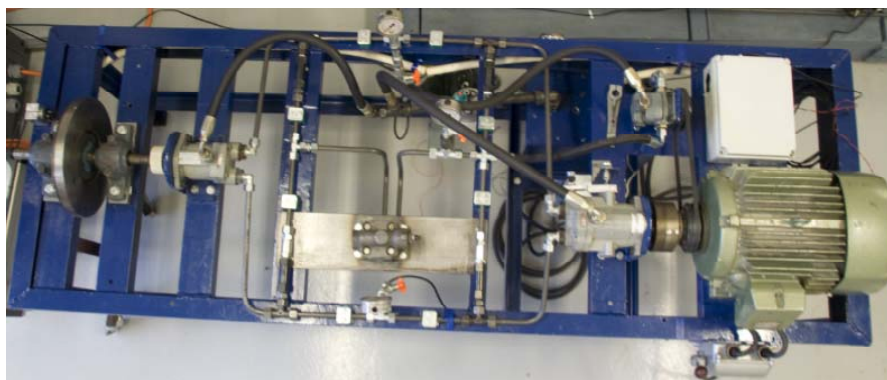
**Slika 2.16.** Shematski prikaz EVPS-a (a) i laboratorijski simulator EVPS-a (b) [30]



**Slika 2.17.** Usporedba simulacijskih rezultata i eksperimentalnih mjerenja prema Prasetiawanovom modelu hidrostatske transmisije [30]

Numeričkim modeliranjem hidrostatske transmisije još se bavi Jdrzykiewicz [39, 40] koji razvija numerički model u programu Simulink koristeći osnovne matematičke jednadžbe koje opisuju hidrostatsku transmisiju. Lauvli i Lund [41], 2010. godine u svom magistarskom radu (Sveučilište Agder) simuliraju rad hidrostatske transmisije koristeći komercijalne programske pakete SimulationX i SimHydraulics te razvijaju vlastiti numerički model u Simulinku. Eksperimentalna mjerenja su provedena na

laboratorijskom sustavu prikazanom na sl. 2.18. Iz dobivenih rezultata zaključiti da se programom SimulationX dobivaju puno bolji rezultati nego programom SimHydraulics. Rivas (Sveučilište Linköping) [42] 2009. godine je u svojoj disertaciji koristio gotovi komercijalni programski paket AMESim za simulaciju rada vozila s hidrostatskom transmisijom od pogonskog motora do kotača pri čemu simulira i sustav regulacije za takvo vozilo. Korištenjem gotovih programskih paketa dobiva se dobro poklapanje simulacijskih i eksperimentalnih rezultata. Njihova prednost je u jednostavnom korištenju jer korisnik ne mora poznavati matematičke jednadžbe koje opisuju hidraulički sustav. Nedostaci su što od korisnika zahtijeva poznavanje realnih parametara hidrauličkih komponenti i što programski paketi ne objašnjavaju dobro ponašanje pojedinačnih hidrauličkih elemenata u sustavu.

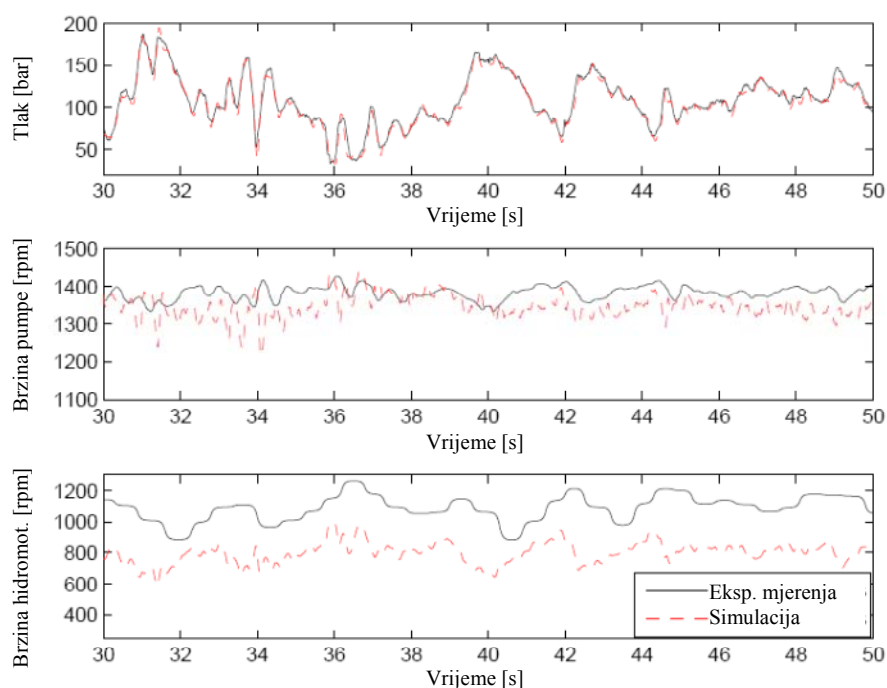


**Slika 2.18.** Laboratorijski sustav hidrostatske transmisije prema Lauvi i Lundu [41]

Osim navedenih autora, numeričkim modeliranjem hidrostatske transmisije još se bave Sang Gyum Kim [43] koji razvija model hidrostatske transmisije s upravljanjem za asfaltno vozilo s valjkom (*eng. Tire Roller*) te Zavadinka i Kriššák [44] koji simuliraju rad vozila za zemljane radove s hidrostatskom transmisijom koristeći Simulink. Rad se temelji na osnovnim matematičkim jednadžbama koje opisuju dinamiku vozila bez eksperimentalne validacije dobivenih rezultata. Razvoju numeričkog modela vozila s hidrostatskom transmisijom za zemljane radove pridonijeli su i Carter [45], Wu [35], Kiencke, Nielsen [46] i Rill [47].

Većina navedenih autora pri modeliranju hidrostatske transmisije koristi poznate matematičke jednadžbe koje opisuju dinamiku hidrauličkih komponenti. Takav model

se još naziva i bijela kutija za čiju je simulaciju potrebno poznavanje svih parametara i veličina sustava što predstavlja određene probleme jer je sustav hidrostatske transmisije nelinearan. Razvojem računala te numeričkih algoritama počinje se koristiti modeliranje hidrostatske transmisije kao modela crne kutije koji se temelji na ulaznim i izlaznim vrijednostima odnosno radnih parametara realne hidrostatske transmisije. Takav način numeričkog modeliranja koristi Nevala [48] koji razvija regulacijski sustav protiv proklizavanja kotača šumskog vozila koristeći Fuzzy logiku<sup>3</sup>.



**Slika 2.19.** Rezultat usporedbe simulacijskih i eksperimentalnih mjerenja [11]

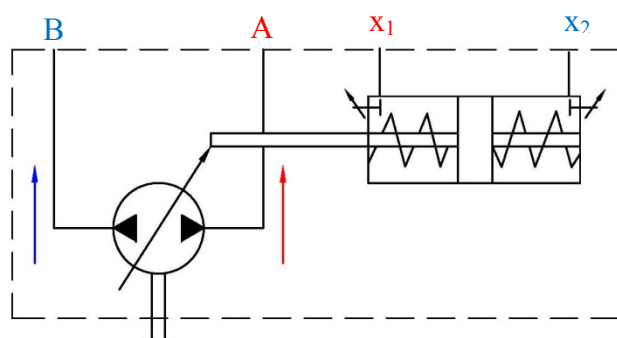
Isti princip koristi i Carlsson [11] 2006. godine pri modeliranju hidrostatske transmisije šumskog vozila forvarder tvrtke "Komatsu Forest". Carlsson mjeri brzinu vrtnje i pad tlaka na pumpi i hidromotoru te upravljački signal na pumpi i hidromotoru pomoću kojega određuje kut kose ploče za vrijeme vožnje vozila po šumskom tlu. Sustav prvo modelira kao crnu kutiju pri čemu mu se javlja loše poklapanje simulacijskih i eksperimentalnih podataka. Nakon toga razvija model na principu sive kutije s procjenom momenta na kotačima, a ostale komponente sustava izračunava

<sup>3</sup> Fuzzy logika (eng. *Fuzzy Logic*) – Neizrazita logika ili "zamućena logika" – služi za opis nepouzdanih podataka i znanja, autor Lofty Zadeh, Univ. of California, Berkeley, 1965.



pomoću osnovnih matematičkih jednadžbi. Takvim modelom dobiva poklapanje rezultata simulacije i eksperimentalnih mjerenja tlaka u cijevi, dok za brzine vrtnje pumpe i hidromotora ima odstupanja (sl. 2.19). Razlog tome je uporaba linearne metode (ARX model) pri rješavanju nelinearnog sustava kao što je to hidrostatska transmisija te određenih problema kod eksperimentalnih mjerenja.

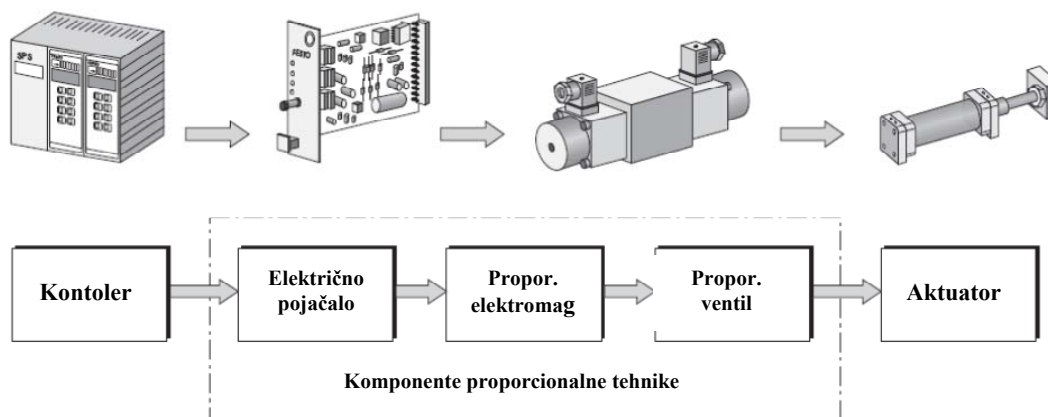
Razvojem numeričkih modela hidrostatske transmisije te elektrohidrauličkih sustava dolazi do razvoja numeričkog upravljanja i regulacije putem elektroničkih komponenti. Prvi upravljačko regulacijski sustavi hidrostatske transmisije bili su hidrauličko mehanički sustavi. Česti primjer koji se i danas koristi je regulacija protoka hidrauličke pumpe pomoću hidrauličkog cilindra ovisno o tlaku u cijevima (sl. 2.20). Dovođenjem upravljačkog ulja na priključak  $x_1$ , usisna strana pumpe je B, a tlačna A. Kada se upravljačko ulje dovede na priključak  $x_2$  situacija je obrnuta. Kada su tlakovi  $x_1$  i  $x_2$  isti, klip regulacijskog cilindra je rasterećen, a protok pumpe jednak je nuli. Regulacijskim vijcima podešava se najveći protok pumpe.



**Slika 2.20.** Hidrauličko mehanički regulator protoka pumpe

Razvojem elektrohidraulike dolazi do razvoja proporcionalnih i servo hidrauličkih sustava. Prednost korištenja ovakvih sustava je mogućnost regulacije tlaka, protoka i smjera protoka električnim putem. Elektrohidraulički proporcionalni/servo-sustavi su nelinearno-dinamički sustavi koji su pojednostavljeno rečeno sastavljeni od hidrauličkog proporcionalnog/servo ventila, hidrauličkog cilindra i vanjskog opterećenja (sl. 2.21). Servoventilom se upravlja pomoću kontrolnog signala (strujnog signala) s čime se definira smjer i količina protoka radne tekućine odnosno hidraulički proporcionalni/servo-ventil je veza između kontrolera i aktuatora.

Proporcionalna/servo hidraulika nije tema ovoga rada, ali je također treba spomenuti jer u današnje vrijeme predstavlja vrlo važno područje hidraulike. Sustavi hidrostatske transmisije se izvode bez razvodnog ventila pa se ne može reći da su to proporcionalni ili servo sustavi, iako se upravljanje hidrostatske transmisije odvija putem elektronike.

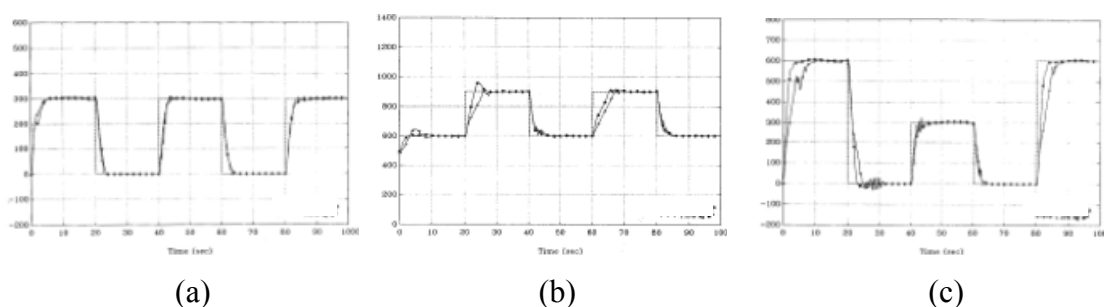


**Slika 2.21.** Elektrohidraulički proporcionalni sustav [49]

Zbog nelinearne dinamike hidrauličkog servo sustava, razvijeni su razni numerički modeli samog sustava te modeli sustava regulacije. Neki od autora koji su pridonijeli razvoju numeričkog modeliranja servo-sustava su Reuter [50] koji koristi rekurzivnu metodu procjene greške za određivanje parametara u bilinearnom kanoničkom obliku. Ovakav princip ima određene probleme kod konvergencije ako početne vrijednosti nisu dovoljno dobre. Da bi se izbjegao ovakav problem Jelali i Schwarz [51] koriste modificirani rekurzivni varijabilni algoritam s linearnim integracijskim filtrom za obradu vrijednosti mjerenja. Završni model hidrauličkog servo sustava je predstavljen u kanonskom obliku. Drugi način rješavanja nelinearnih sustava je korištenje neuronskih mreža s čime se bave Anyi [52]. Park i Lee [53] kod modela s jednoradnim cilindrom koriste metodu modificiranog signala koja eliminira efekt histereze. U području regulacije servo-sustava uvelike su dali svoj doprinos Dutton i Groves [54] koristeći adaptivnu kontrolu kod regulacije valjaoničkog stroja te Kugi [55] i Pedersen [56].

Većina publikacija vezanih za regulaciju hidrostatske transmisije, usmjereni su na regulaciju brzine aktuatora odnosno hidromotora. Da bi se postigao ovaj cilj koriste se različite izvedbe upravljačkih sustava. U počecima se koristio klasični PID (eng. *Proportional-Integral-Differential*) kontroler i lead-lag kompenzator. Nakon toga, slijedi korištenje adaptivnih i robusnih upravljačkih sustava pa sve do korištenja fuzzy logike i neuronskih mreža.

Lee i Wu [57] razvijaju samopodesivi adaptivni upravljački sustav za regulaciju brzine vrtnje za tri različita sustava hidrostatske transmisije. Prvi sustav se sastoji od pumpe varijabilnog volumena te hidromotora konstantnog volumena (PVMF)<sup>4</sup>, drugi sustav od pumpe konstantnog volumena i hidromotora varijabilnog volumena (PFMV)<sup>5</sup>, a treći sustav gdje su i pumpa i hidromotor s varijabilnim volumenom (PVMV)<sup>6</sup>. Samopodesivi adaptivni upravljački sustav kombinira parametre procjene i tehnike *pole-placement*. Za parametre procjene koristi se rekurzivni algoritam najmanjeg kvadratnog odstupanje (eng. *Recursive Least Square* – RLS) s promjenjivim vremenskim faktorima. Rezultati simulacije i eksperimenta se dobro poklapaju za regulacijski sustav varijabilne pumpe i hidromotora konstantnog volumena dok se za druga dva sustava rezultati ne poklapaju (sl. 2.22).



**Slika 2.22.** Usporedba simulacijskih i eksperimentalnih rezultata a adaptivnim upravljačkim sustavom za: PVMF (a), PFMV (b) i PVMV (c) s dva različita opterećenja hidromotora [57]

---

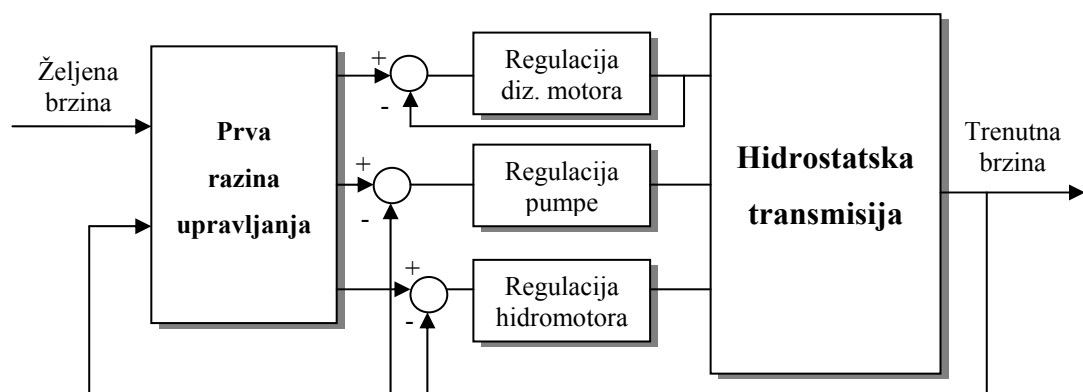
<sup>4</sup> PVMF (eng. *Pump Variable Motor Fixed*) – Pumpa s promjenjivim volumenom, a hidromotor s konstantnim volumenom

<sup>5</sup> PFMV (eng. *Pump Fixed Motor Variable*) – Pumpa s konstantnim volumenom, a hidromotor s promjenjivim volumenom

<sup>6</sup> PVMV (eng. *Pump Variable Motor Variable*) – Pumpa s promjenjivim volumenom i hidromotor s promjenjivim volumenom

Lennevi i Palmberg [58] koriste-linearno kvadratnu Gaussovu (eng. *Linear Quadratic Gaussian* – LQG) metodu za regulaciju brzine kotača vozila s hidrostatskom transmisijom. Sustav se sastoji od pumpe varijabilnog volumena pogonjene pogonskim strojem i hidromotora s varijabilnim volumenom. Regulator je napravljan za praćenje referentne brzine i eliminiranje vanjskih smetnji. Usporedbom simulacijskih i eksperimentalnih rezultata dokazala se prednost korištenje LQG metode pomoću kojom se ostvaruje optimalna regulacija sustava za sve režime rada ali pod uvjetom da je sustav linearan. Unaprjeđenju ovakvog sustava pridonose Anderson i Moore [59] koristeći Loop Transfer Recovery (LTR) metodu.

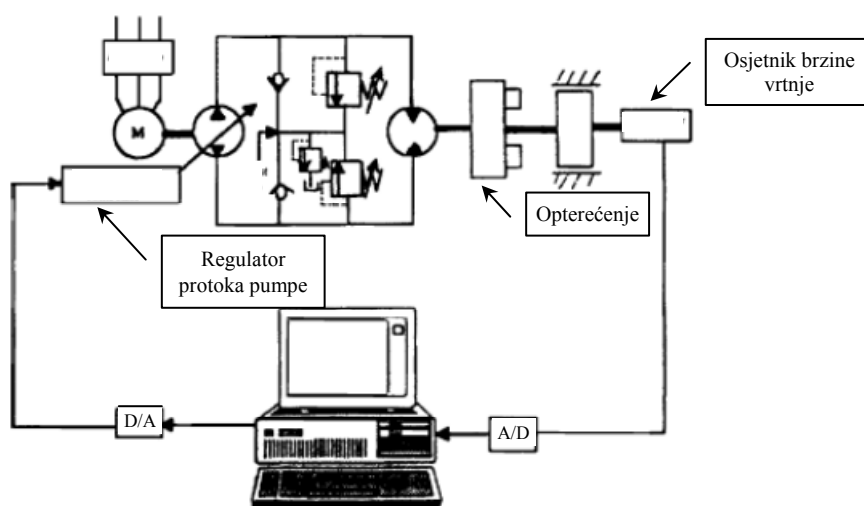
Del Re [60] predlaže sustav nelinearne regulacije za varijabilnu pumpu i hidromotor. Zaključuje da je poželjno koristiti regulaciju volumena pumpe ovisno o opterećenju hidromotora. U slučaju da se sustav sastoji od više aktuatora odnosno hidromotora, ovakav način regulacije ne bi bio moguć. Kod sustava s više aktuatora Huhtala [31] predlaže upravljanje s više ulaznih vrijednosti u sustav. Upravljanje je podijeljeno u dvije razine kao što je prikazao na sl. 2.23. Prva razina (gornja) određuje upravljačke vrijednosti za drugu razinu (donju) koja regulira rad dizelskog motora, pumpe i hidromotora. To se postiže pomoću metode fuzzy logike koja klasificira povratni signal i trenutnu brzinu hidromotora u funkciju trokutastog oblika nakon čega se upravljački signali predviđaju za svaki aktuator ovisno o njihovoj brzini. To znači da sustav upravljanja mora osigurati referentnu brzinu neovisno o opterećenju. Za ovakav sustav regulacije autor predlaže PI regulator koji su definirani putem fuzzy logike. Međutim, autor ne predstavlja usporedbu simulacijskih rezultata s eksperimentalnim mjerenjima tako da je upitna ispravnost ovakvog regulacijskog sustava.



**Slika 2.23.** Shematski prikaz regulacijskog sustava prema Huhtalu [31]

Doprinos razvoju regulacijskog sustava hidrostatske transmisije dao je i Njabeleke [61] koji koristi  $H_\infty$  metodu za regulaciju brzine vrtnje hidromotora pomoću hidrauličkog ventila. Slično, kao i kod drugih sustava hidrostatske transmisije, autor je dokazao da dinamika sustava značajno ovisi o uvjetima rada, zbog čega sustav regulacije mora biti vrlo robustan da bi mogao izračunati razlike nastale promjenom režima rada sustava. Rezultati prikazani u radu dokazuju da ovakav regulacijski sustav ostvaruje vrlo dobre rezultate tj. vrlo dobro poklapanje kontrolnog signala i dobivene brzine vrtnje hidromotora. Njabeleke u svom radu [62] također primjenjuje metodu fuzzy logike koristeći programsku aplikaciju SOFLC pomoću kojeg regulira brzinu vrtnje hidromotora.

Prasetiawan u svojoj disertaciji koristi LQG metodu za regulaciju brzine vrtnje hidromotora odnosno kotača vozila za zemljane radove. Razvojem sustava upravljanja vozila za zemljane radove bave se i Zhang i Alleyne [63]. Za kraj još treba spomenuti rad Rabboa i Tutunjia [64] koji lineariziraju model hidrostatske transmisije kao ARMA<sup>7</sup> model te koriste rekurzivni identifikacijski model kao regulacijski sustav. Dobivaju dobro poklapanje simulacijskih i eksperimentalnih rezultata, čiji je shematski laboratorijski sustav prikazan na sl. 2.24.



**Slika 2.24.** Shematski prikaz laboratorijskog sustava hidrostatske transmisije [64]

<sup>7</sup> ARMA (eng. *Autoregressive moving average*) model je statički pristup rješavanju problema

## 2.4 Cilj istraživanja

Cilj doktorske disertacije je razviti numerički model hidrostatske transmisije za šumsko vozilo tipa skider. Proučavanjem povijesnog razvoja te trenutnog razvoja i proizvodnje skidera u svijetu i Republici Hrvatskoj, dolazi se do zaključka da većina skidera koristi mehaničku transmisiju. Glavni nedostaci mehaničke transmisije su skokovita promjena prijenosnog omjera zbog mjenjača koji radi na principu zupčastog prijenosa, mali omjer snage po jedinici mase, slaba fleksibilnost i mogućnost regulacije što izravno utječe na proklizavanje kotača skidera te sabijanje šumskog tla. Znanstvenici iz područja šumarstva su dokazali da sabijanje šumskog tla utječe na korijenov sustav biljaka što je glavni uzrok smanjenja rasta biljaka [1]. Eliminiranje navedenih štetnih utjecaja skidera na okoliš može se ostvariti korištenje hidrostatske transmisije umjesto mehaničke.

Hidrostatska transmisija se najviše koristi kod vozila gdje je potrebno ostvariti velike snage/momente s uređajima malih dimenzija. Također se ostvaruje kontinuirana promjena momenta i brzine unutar cijelog radnog područja, pri čemu se dobivaju najbolji prijenosni omjeri između pogonskog motora i kotača. Time se smanjuje potrošnja goriva i povećavaju dinamičke performanse. Smanjenjem potrošnje goriva direktno se utječe na smanjenje zagađenja okoliša ispušnim plinovima što je vrlo važno za vozila koja rade u šumi. Hidrostatskom transmisijom se mogu ostvariti veliki momenti pri malim brzinama vrtnje što utječe na smanjenje proklizavanja kotača skidera, a što rezultira manjim sabijanjem šumskog tla. Na smanjenje proklizavanje kotača utječe i sustav regulacije hidrostatske transmisije sastavljen od osjetnika i centralne jedinice za upravljanje koja za svoj rad koristi numerički model.

Činjenica da je skider namijenjen za vožnju šumskim tlom, predstavlja najveći izazov kod konstruiranja hidrostatske transmisije što je ujedno i jedna od osnovnih motivacija ove disertacije. Razlog tome je što osim nagiba koje vozilo mora svladati postoji neravna površinska struktura šumskog tla s udubinama, izbočinama, preprekama kao što su grane stabala, posječeni panjevi i dr. Zbog toga se javlja nejednolik moment opterećenja na kotačima skidera što direktno utječe na nejednoliko opterećenje

hidrostatske transmisije. Rezultat toga je pojava velikih vršnih vrijednosti tlaka radne tekućine što utječe na pojavu buke u radu te oštećenja komponenata čime se smanjuje njihova pouzdanost u radu i trajnost. Većina vozila s hidrostatskom transmisijom obavlja rad na asfaltnim ili zemljanim površinama koje nisu previše neravne te se kod njih može predvidjeti linearni ili linearno rastući moment opterećenja što je kod šumskih vozila, a pogotovo skidera nemoguće. Pojava nejednolikog momenta opterećenja zahtijevat će izradu numeričkog modela hidrostatske transmisije kao nelinearnog sustava te provođenje eksperimentalnih mjerenja pri promjenjivom opterećenju hidromotora.

Ekperimentalna mjerenja se provode u Laboratoriju za hidrauliku i pneumatiku na Zavodu za konstruiranje u strojarstvu pri Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci. Laboratorijski hidraulički sustav se sastoji od hidrauličkog agregata spojenog s hidromotorom preko elastičnih cijevi te ventila za ograničenje tlaka s kojim se definira maksimalni tlak sustava. Opterećenje hidromotora se ostvaruje pomoću mehaničke tarne kočnice, koja ima mogućnost nejednolikog kočenja. Mjerna oprema se sastoji od osjetnika za mjerenje tlaka, temperature i brzine vrtnje te mjernog uređaja. Koristeći navedenu laboratorijsku opremu simulira se rad hidrostatske transmisije skidera uz određene razlike između stvarne i laboratorijske hidrostatske transmisije. Kod laboratorijske hidrostatske transmisije, pumpa i hidromotor su konstantnog volumena, pogonski stroj je elektromotor s konstantnim brojem okretaja što znači da se mora zanemariti dinamika kose ploče i dinamika dizelskog motora a što uvelike pojednostavljuje simulaciju dinamike hidrostatske transmisije. Laboratorijski eksperiment se bazira na analizi dinamike rada hidromotora pri čemu se mjeri pad tlaka kroz hidromotor te njegova brzina vrtnje. Promjena režima rada odnosno dinamike hidromotora ostvaruje se pomoću nejednolikog kočenja hidromotora. Ovakvim načinom provođenja eksperimenta želi se simulirati moment opterećenja koji se javlja na kotaču skidera kod vožnje neravnim šumskim tlom pa se na taj način ostvaruje veza između laboratorijskog hidrostatskog sustava i stvarnog hidrostatskog sustava skidera.

Numerički model hidrostatske transmisije skidera omogućuje simulaciju rada takvog sustava te analizu radnih parametara (npr. tlak, protok, itd.) ovisno o režimu rada. To nadalje omogućuje optimiranje sustava, smanjivanje neželjenih pojava kao što

su vršni tlakovi te mogućnost korištenja numeričkog modela za regulaciju radnih parametara (npr. brzina vrtnje hidromotora) hidrostatske transmisije. Počeci numeričkog modeliranja hidrostatske transmisije započinju opisivanjem dinamike rada hidrauličkih komponenti matematičkim formulama i fizikalnim zakonitostima. Razvojem ovakvoga modela bavili su se razni znanstvenici iz područja hidraulike kao što su Merritt, Huhtala, Manring, Prasetiawan, Lennevi i Carlsson, a svi su došli do zaključka da je za simulaciju takvog modela potrebno dobro poznavanje parametara i dimenzijskih veličina sustava. Obzirom da je sustav hidrostatske transmisije nelinearan, javljaju se problemi pri određivanju određenih parametara (npr. momenta opterećenja, modula elastičnosti radne tekućine, itd.). Takvi parametri se pretpostavljaju, a to direktno utječe na ispravnost rezultata simulacije. Slijedeći način izrade numeričkog modela hidrostatske transmisije se temelji na ideji da je sustav potpuno nepoznat tzv. model crne kutije za koji nije potrebno koristiti model koji je opisan fizikalnim vrijednostima i formulama. Umjesto toga se koristi numerički model iz porodice standardnih modela čija je ispravnost već dokazana. Na taj su način nepoznati parametri modela eliminirani, a koriste se samo vrijednosti dobivene eksperimentalnim mjerenjima, te se model predviđa za odnos ulazno-izlaznih podataka.

Izrada numeričkog modela u ovom radu započinje korištenjem poznatih matematičkih jednadžbi koje opisuje dinamiku hidrostatske transmisije tzv. model bijele kutije. Cilj izrade ovakvoga modela je ostvariti čisto teorijsku simulaciju hidrostatske transmisije te dokazati prednosti i mane ovakvog modela. Matematičke jednadžbe koje opisuju rad sustava su nelinearne diferencijalne jednadžbe te se za njihovo rješavanje koristi računalni program Simulink. Numerički model hidrostatske transmisije raščlanjuje se na podsustave (pumpa, cijevi i hidromotor) koji se zasebno modeliraju, a nakon toga se spajaju u jednu cjelinu odnosno ukupni model.

Nakon izrade modela bijele kutije slijedi izrada numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu crne kutije. Sustav hidrostatske transmisije se promatra kao potpuno nepoznati sustav s ulaznim (pad tlaka kroz hidromotor) i izlaznim vrijednostima (brzina vrtnje hidromotora) koje ovise o promjenjivom opterećenju hidromotora. Model crne kutije se temelji na nelinearnoj funkciji  $g$  pri čemu postoji mnoštvo metoda za njeno rješavanje. Za rješavanje modela crne kutije hidrostatske



transmisije odabire se metoda umjetnih neuronskih mreža koja podrazumijeva kreiranje modela sposobnog da procesira informacije analogno aktivnostima čovjekovog mozga. Prednost neuronskih mreža je njihova sposobnost učenja <sup>8</sup> koja im daje prirodna svojstva pri modeliranju realnih sustava u odnosu na klasične sustave koje je potrebno programirati te visoka brzina rada, točnost i mogućnost izmjene parametara mreže. Pri izradi numeričkog modela hidrostatske transmisije koriste se dvije vrste neuronskih mreža: prvo višeslojna unaprijedna neuronska mreža koja je statička, a koristi se zbog svoje jednostavnosti i brzine rada te drugo dinamička NARX neuronska mreža koja služi za rješavanje nelinearnih problem kao što je hidrostatska transmisija šumskog vozila. Neuronske mreže se kreiraju pomoću kompjuterskog programa MATLAB.

Na kraju se još izrađuje model sive kutije koji predstavlja kombinaciju bijele i crne kutije. Poznati dijelovi modela (poznati parametri, dokazane fizikalne zakonitosti, itd.) se modeliraju na principu bijele kutije, dok se nepoznati dijelovi modela modeliraju ili preciznije rečeno predviđaju na principu crne kutije. Cilj izrade ovakvoga modela je pretpostavka da bi ovakav model trebao dati bolje rezultate od modela crne kutije.

Ekperimentalno potvrđenim numeričkim modelom hidrostatske transmisije dobiva se univerzalni numerički model koji može poslužiti za simulaciju rada hidrostatske transmisije za šumsko vozilo, ali i za ostala vozila s hidrostatskom transmisijom. Time bi se dokazale prednosti i mane modeliranja sustava na principu bijele, crne i sive kutije. Također bi se dokazale prednosti korištenja metode umjetnih neuronskih mreža zbog realnije dinamike sustava i točnijeg modela hidrostatske transmisije. Premda se model temelji na laboratorijskim mjerenjima, sam način provedbe eksperimenta s unaprijed poznatim režimima rada trebao bi funkcionirati i na stvarnom skideru.

Za potvrdu ispravnosti modela hidrostatske transmisije napravljena je analiza na skideru ECOTRAC 120V. Na temelju dinamičkog modela opterećenja skidera, provodi se proračun opterećenja skidera te se na temelju dobivenih rezultata predlažu komponente hidrostatske transmisije. Nakon odabira hidrauličkih komponenti provodi

---

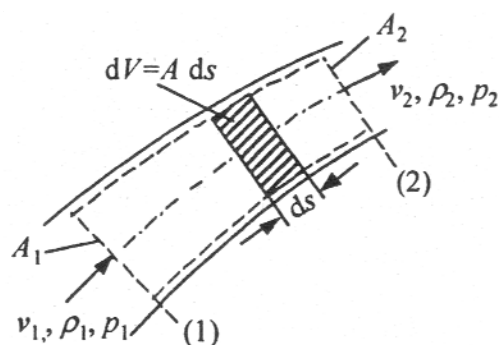
<sup>8</sup> Učenje neuronske mreža pogledati pod točkom 4.4.3

se simulacija s parametrima predložene hidrostatske transmisije. Dobiveni rezultati simulacije se uspoređuju s eksperimentalno izmjerenim rezultatima za skider ECOTRAC 120V s mehaničkom transmisijom [1]. Uspoređuju se dobiveni rezultati obodne snaga, pri čemu se očekuje da će snaga dobivena hidrostatskom transmisijom biti veća od izmjerene snage skidera s mehaničkom transmisijom. Isto tako simulira se rad hidrostatske transmisije s promjenjivim momentom opterećenja hidromotora koji je uobičajen kod skidera. Na kraja je još napravljena analiza promjena brzine vrtnje hidromotora pomoću regulacije protoka i pumpe i hidromotora.

## 3. Matematički model hidrostatske transmisije

### 3.1 Jednadžba dinamike tlaka

Matematički model hidrostatske transmisije temelji se na osnovnim jednadžbama očuvanja mase. U mehanici fluida postoji nekoliko pristupa za određivanje jednadžbi očuvanja mase kao što su pristup promatranja kontrolnih masa, kontrolnih volumena te pristup kontrolne cijevi [65].



Slika 3.1. Pojednostavljeni prikaz kontrolne cijevi

Ako se promatra kontrolna cijev, prikazana na sl. 3.1 integralna forma jednadžbe za očuvanje mase može se izraziti kao jednadžba kontinuiteta:

$$\int_{(1)}^{(2)} \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} ds + \rho_2 v_2 A_2 - \rho_1 v_1 A_1 = 0 \quad , \quad (3.1)$$

gdje je  $\rho$  gustoća fluida. Gustoća hidrauličkog ulja u prosjeku iznosi između 850 i 910 kg/m<sup>3</sup> te je funkcija tlaka i temperature tj.  $\rho = \rho(p, v)$ . Radi jednostavnosti se pretpostavlja konstantna temperatura fluida te se gustoća može računati kao:

$$\rho = \rho_i + \frac{\rho_i}{E} p \quad , \quad (3.2)$$

gdje je  $\rho_i$  gustoća pri nultom relativnom tlaku. Za nestlačive fluide gustoća je konstantna ( $\rho = \text{const.}$ ) te predstavlja standardnu pretpostavku u hidraulici tako da se jednačba (3.1) može reducirati u oblik:

$$v_1(t) A_1 = v_2(t) A_2 \quad , \quad (3.3)$$

ili se može prikazati još općenitije pa je jednačba za volumni protok:

$$Q = v(t) A = \text{const.} \quad (3.4)$$

Jednačba za maseni protok tada glasi:

$$\dot{m} = \rho v A = \text{const.} \quad (3.5)$$

Razmotri li se jednačba očuvanja mase za kontrolni volumen  $V$  u kojem se akumulira masa fluida  $m$  sa gustoćom  $\rho$ , akumulirani maseni protok mora biti jednak razlici ulaznog i izlaznog masenog protoka i može se zapisati:

$$\sum \dot{m}_{\text{in}} - \sum \dot{m}_{\text{out}} = \frac{d(\rho V)}{dt} = \rho \dot{V} + V \dot{\rho} \quad . \quad (3.6)$$

Uzevši u obzir jednačbu (3.2) i podijeljenu jednačbu (3.6) s  $\rho$ , proizlazi:

$$\sum Q_{in} - \sum Q_{out} = \dot{V} + \frac{V}{E} \dot{p} . \quad (3.7)$$

Uz pretpostavku nepromijenjenog volumena ( $V=V_0$ ), jednačba (3.7) postaje:

$$\dot{p} = \frac{E}{V_0} (\sum Q_{in} - \sum Q_{out}) . \quad (3.8)$$

Na taj način jednačba (3.8) predstavlja osnovu za opis dinamike tlaka u hidrauličkim sustavima. Vrijednost  $E$  predstavlja modul elastičnosti fluida i značajno utječe na dinamiku hidrauličkih sustava. Za mineralna ulja pri uobičajenim tlakovima i temperaturama (-40 do 120) °C i  $p \leq 450$  bar može se pretpostaviti prosječna vrijednost modula elastičnosti:

$$E_{min\ ulje} = 1400 \div 1600 \text{ MPa} . \quad (3.9)$$

Modul elastičnosti fluida je značajno manji zbog mjehurića zraka u fluidu i elastičnosti hidrauličkih elemenata. Prema Merrittu [28], količina mjehurića zraka u hidrauličkom sustavu povećava se za 20 % kada je fluid pri atmosferskom tlaku. Ako tlak poraste, većina se zraka otapa u tekućini i ne utječe značajno na modul elastičnosti. Hidraulički elementi elastičnih karakteristika su prvenstveno hidrauličke cijevi. Istraživanjem temeljem laboratorijskih mjerenja [65] se došlo do empirijskih formula za izračunavanje efektivnog modula elastičnosti  $E'$  uključujući utjecaj mjehurića zraka i elastičnosti hidrauličkih cijevi. Često se koristi jednačba za izračunavanje efektivnog modula elastičnosti  $E'$  prema Lee-u, koja glasi:

$$E'(p) = a_1 E_{max} \log \left( a_2 \frac{p}{p_{max}} + a_3 \right) , \quad (3.10)$$

s parametrima  $a_1=0,5$ ,  $a_2=90$ ,  $a_3=3$ ,  $E_{max} = 18000$  bar i  $p_{max} = 280$  bar. Hoffman je pretpostavio formulu, gdje se  $p$  uvrštava u Pa:

$$E'(p) = E_{\max} (1 - \exp(-0,4 - 2 \cdot 10^{-7} p)) \quad (3.11)$$

Prema Eggerthu efektivni modul elastičnosti se može izračunati kao:

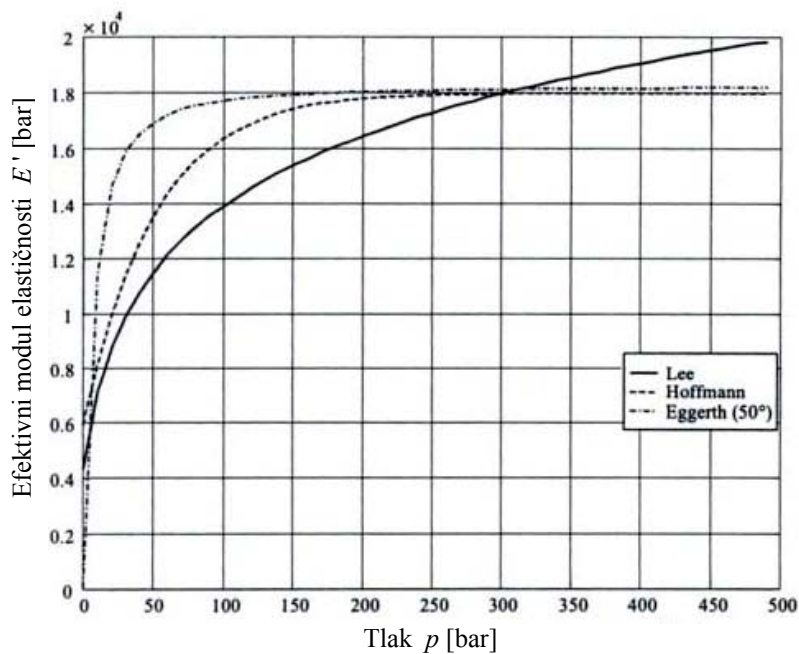
$$E'(p) = \frac{1}{k_1 + k_2 (p/p_0)^{-\lambda}} \quad (3.12)$$

sa parametrima  $k_1$  i  $k_2$  danim u tablici 3.1 dok je  $p_0 = 10$  bar.

**Tablica 3.1.** Parametri Eggerthove formule

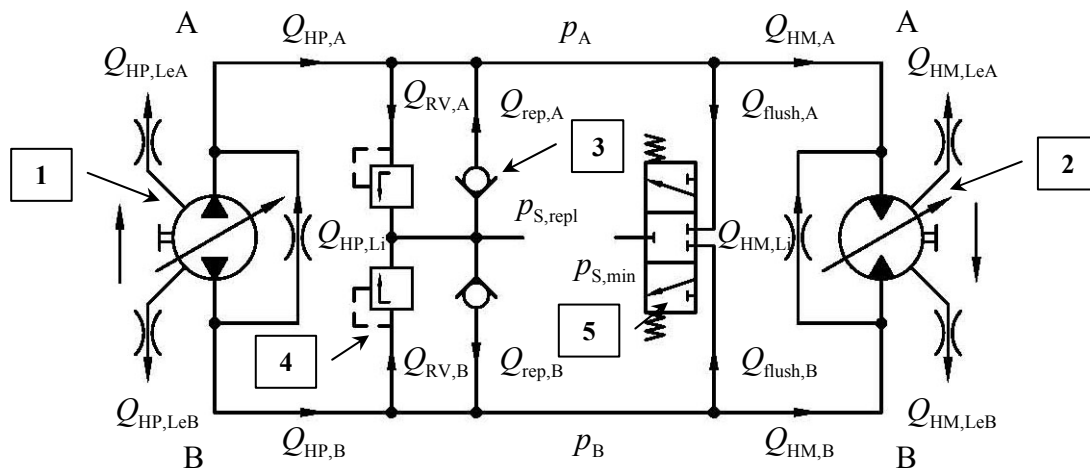
Temperatura [°C]	$k_1 [10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}]$	$k_2 [10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}]$	$\lambda$
20	4,943	1,9540	1,480
50	5,469	3,2785	1,250
90	5,762	4,7750	1,100

Usporedba navedenih formula za izračunavanje efektivnog modula elastičnosti  $E'$  prikazana je u dijagramu na sl. 3.2.



**Slika 3.2.** Usporedba različitih jednačbi za izračunavanje  $E'$  [65]

Sustav hidrostatske transmisije shematski se može prikazati kao na sl. 3.3, pri čemu pumpa (1) tlačí radnu tekućinu prema hidromotoru (2) te se može definirati tlačna strana A i povratna strana B. Nepovratni ventili (3) služe za nadopunjavanje radne tekućine, a ventili za ograničenje tlaka (4) za definiranje maksimalnog tlaka pumpe. Šok ventil prikazan je simbolom (5), a služi za zaštitu hidromotora.



Slika 3.3. Shematski prikaz hidrostatske transmisije

Iz shematskog prikaza može se postaviti jednadžba očuvanja protoka za tlačni/povratni vod (A/B) kao:

$$Q_{cA/B} = Q_{HP,A/B} - Q_{HM,A/B} - Q_{RV,A/B} + Q_{rep,A/B} - Q_{flush,A/B}, \quad (3.13)$$

gdje je  $Q_{RV}$  protok kroz ventil za ograničenje tlaka,  $Q_{rep}$  protok od pumpe za nadopunjavanje radne tekućine i  $Q_{flush}$  protok kroz šok ventil. Jednadžba očuvanja protoka za hidrauličku pumpu i hidromotor se može zapisati kao:

$$Q_{HP,A} = Q_{HP,th} - Q_{HP,LeA} + Q_{HP,Li}, \quad (3.14)$$

$$Q_{HM,A} = Q_{HM,th} + Q_{HM,LeA} - Q_{HM,Li}. \quad (3.15)$$

Odnosno protok za B vod je:

$$Q_{HP,B} = -Q_{HP,th} - Q_{HP,LeB} - Q_{HP,Li} \quad (3.16)$$

$$Q_{HM,B} = -Q_{HM,th} + Q_{HM,LeB} + Q_{HM,Li} \quad (3.17)$$

Protok (laminarni) zbog curenja radnog medija se može izraziti kao:

$$Q_{LeA} = C_{Le} p_A \quad (3.18)$$

$$Q_{LeB} = C_{Le} p_B \quad (3.19)$$

$$Q_{Li} = C_{Li} (p_B - p_A) \quad (3.20)$$

Uzimajući u obzir jednažbu (3.8) može se definirati jednažba dinamike tlaka za tlačni i povratni vod:

$$\dot{p}_{A/B} = \frac{E'_{A/B}}{V_{A/B}} Q_{c,A/B} \quad (3.21)$$

U svrhu izrade numeričkog modela sustav hidrostatske transmisije se raščlanjuje na podsustave: hidraulička pumpa, hidromotor te hidrauličke cijevi.

### 3.2 Matematički model hidrauličke pumpe

Matematički model hidrauličke pumpe temelji se na jednažbi za očuvanja momenta koja se definira koristeći drugi Newtonov zakon [65]:

$$J_{HP} \ddot{\phi}_{HP} + T_{f,HP} (\dot{\phi}_{HP}) = T_{mover} - \eta_{HP,vol} T_{HP,th} - T_{aux} \quad (3.22)$$

gdje je:

$J_{HP}$  – moment inercije pumpe,



$T_{\text{mover}}$  – pogonski moment pumpe,

$T_{\text{aux}}$  – moment podsustava (npr. moment pumpe za nadopunjavanje gubitaka curenja),

$T_f$  – moment trenja.

Jedna od standardnih metoda modela trenja je određivanje Stribeckove krivulja trenja:

$$T_f(\dot{\phi}_{\text{HP}}) = T_v(\dot{\phi}_{\text{HP}}) + T_c(\dot{\phi}_{\text{HP}}) + T_s(\dot{\phi}_{\text{HP}}) = T_v \dot{\phi}_{\text{HP}} + \text{sign}(\dot{\phi}_{\text{HP}}) \left[ T_{c0} + T_{s0} \exp\left(-\frac{|\dot{\phi}_{\text{HP}}|}{c_c}\right) \right], \quad (3.23)$$

gdje je:

$T_v$  – moment viskoznog trenja,

$T_c$  – moment Coulombovog trenja,

$T_s$  – moment statičkog trenja,

$c_c$  – Stribeckova brzina.

Idealni protok kroz pumpu  $Q_{\text{HP,th}}$  se izračunava prema:

$$Q_{\text{HP,th}} = \frac{V_{\text{HP,th}}}{2\pi} \dot{\phi}_{\text{HP}}, \quad (3.24)$$

gdje  $V_{\text{HP,th}}$  predstavlja teorijski volumen pumpe.

Volumen pumpe ovisi o konstrukciji pumpe te se za aksijalnu klipnu pumpu može izračunati kao:

$$V_{\text{HP,th}} = z d_c A_p \tan \alpha_{\text{HP}}, \quad (3.25)$$

gdje je:

$\alpha_{\text{HP}}$  – kut nagiba kose ploče,

$z$  – broj klipova,

$A_p$  – efektivna površina klipa,

$d_c$  – diobeni promjer bloka cilindra.

Stvarni protok koji daje pumpa je manji od teorijskog zbog unutarnjih curenja. Efektivni volumen pumpe se može izračunati koristeći volumetrijski stupanj iskoristivosti  $\eta_{HP,vol}$ :

$$V_{HP,eff} = V_{HP,th} \eta_{HP,vol} , \quad (3.26)$$

$\eta_{HP,vol} = 0,85 - 0,96$  za zupčaste pumpe

$\eta_{HP,vol} = 0,85 - 0,93$  za krilne pumpe

$\eta_{HP,vol} = 0,95 - 0,98$  za klipne pumpe.

Teorijski moment koji daje pumpa može se izračunati kao:

$$T_{HP,th} = \frac{V_{HP,th}}{2\pi} \Delta p_{HL} , \quad (3.27)$$

gdje  $\Delta p_{HL}$  predstavlja razliku tlaka između visokotlačne i niskotlačne cijevi odnosno pad tlaka kroz pumpu.

Efektivni moment se dobiva uzimajući u obzir mehanički stupanj iskoristivosti  $\eta_{HP,meh}$ :

$$T_{HP,eff} = \frac{V_{HP,th}}{2\pi \eta_{HP,meh}} \Delta p_{HL} . \quad (3.28)$$

Za poznati moment i brzinu vrtnje pumpe, snaga pumpe je:

$$P_{HP,eff} = \dot{\phi}_{HP} T_{HP,eff} = \frac{Q_{HP,th} \Delta p_{HL}}{\eta_{HP,vol} \eta_{HP,meh}} . \quad (3.29)$$

### 3.3 Matematički model hidromotora

Drugi Newtonov zakon također se koristi za određivanje jednadžbe ravnoteže momenta hidromotora [65]:

$$J_{HM} \ddot{\phi}_{HM} + T_{f, HM}(\dot{\phi}_{HM}) = \frac{1}{\eta_{HM}} T_{HM, th} + T_{HM, L} \text{ ,} \quad (3.30)$$

gdje je:

$J_{HM}$  – moment inercije hidromotora

$T_{HM, th}$  – teorijski moment hidromotora

$T_{HM, L}$  – moment opterećenja hidromotora

$T_{f, HM}$  – moment trenja u hidromotoru

Moment trenja se također određuje kao Stribeckova krivulja trenja iz čega proizlazi:

$$T_f(\dot{\phi}_{HM}) = T_v \dot{\phi}_{HM} + \text{sign}(\dot{\phi}_{HM}) \left[ T_{c0} + T_{s0} \exp\left(-\frac{|\dot{\phi}_{HM}|}{c_c}\right) \right] \text{ .} \quad (3.31)$$

Idealni protok kroz hidromotor se izračunava kao:

$$Q_{HM, th} = \frac{V_{HM, th}}{2\pi} \dot{\phi}_{HM} \text{ ,} \quad (3.32)$$

gdje  $V_{HM, th}$  predstavlja teorijski volumen hidromotora.

Efektivni volumen hidromotora izračunava se za poznati volumetrijski i mehanički stupanj iskoristivosti pri čemu je ukupan stupanj iskoristivosti  $\eta_{HM} = \eta_{HM, vol} * \eta_{HM, meh}$ :

$$V_{HM} = \frac{1}{\eta_{HM}} V_{HM, th} \text{ .} \quad (3.33)$$

Teorijski moment hidromotora je:

$$T_{HM, th} = \frac{V_{HM, th}}{2\pi} \Delta p_{HL} \text{ .} \quad (3.34)$$

Snaga hidromotora je tada:

$$P_{\text{HM,eff}} = \dot{\phi}_{\text{HM}} T_{\text{HM,eff}} = Q_{\text{HM,th}} \Delta p_{\text{HL}} \eta_{\text{HM}} . \quad (3.35)$$

### 3.4 Matematički model hidrauličkih cijevi

Iz izraza za očuvanje protoka (kroz cijev konstantnog promjera), jednačba (3.8), može se odrediti dinamika tlaka u visokotlačnoj A i niskotlačnoj B cijevi što ujedno predstavlja i tlakove u tlačnoj i povratnoj komori hidromotora:

$$\dot{p}_A = \frac{E'_A}{V_0} \left[ Q_A - \frac{V_{\text{HM}}}{2\pi} \dot{\phi}_{\text{HM}} + C_{\text{Li}} (p_B - p_A) \right] , \quad (3.36)$$

$$\dot{p}_B = \frac{E'_B}{V_0} \left[ Q_B - \frac{V_{\text{HM}}}{2\pi} \dot{\phi}_{\text{HM}} - C_{\text{Li}} (p_B - p_A) \right] . \quad (3.37)$$

$Q_A$  i  $Q_B$  su protoci u hidrauličkom kontrolnom elementu (npr. pumpa ili ventil), a  $V_0$  je volumen hidrauličkih cijevi i komora hidromotora. Vanjska curenja su zanemarena (npr. curenje u drenažnom vodu). Uvede li se novi izraz  $p_L$ , koji predstavlja pad tlaka kroz hidromotor, tj. tlak nastao zbog opterećenja vratila hidromotora:

$$p_L = p_A - p_B , \quad (3.38)$$

dobiva se pojednostavljena jednačba dinamike tlaka:

$$\dot{p}_L = \frac{E'}{V_0} \left[ Q_L - \frac{V_{\text{HM}}}{2\pi} \dot{\phi}_{\text{HM}} + C_{\text{Li}} p_L \right] , \quad (3.39)$$

gdje je  $Q_L = Q_A - Q_B$ , a predstavlja razliku protoka.

Temeljem jednadžbi kojima se modeliraju komponente hidrostatske transmisije uočljivo je da sustav nelinearan. Razlog tome je:

- viskozitet radne tekućine,
- kompresibilnost radne tekućine,
- modul elastičnosti radne tekućine,
- moment trenja pumpe i hidromotora,
- moment opterećenja hidromotora i
- momenti inercije.

Za izradu matematičkog modela hidrostatske transmisije koriste se dosadašnja iskustva u njihovom istraživanju [66] te se uvodi analiza pomoću umjetnih neuronskih mreža koje se široko primjenjuju, ali prema dosadašnjim podacima nije se koristila za analizu hidrostatskih sustava na vozilima.

## 4. Matematičko modeliranje nelinearnih sustava

Kod matematičkog modeliranja nelinearnih sustava razlikuju se dva osnovna principa. Prvi je korištenje vrlo općenitih saznanja za modeliranje nelinearnih sustava, a drugi je korištenje detaljnih saznanja za određenu vrstu nelinearni sustava koji se modeliraju [65].

Ovisno o tome jesu li saznanja o nelinearnom sustavu općenita ili detaljna, postoje tri različita načina njihovog matematičkog modeliranja. Ukoliko su saznanja detaljna, sustav se modelira modelom bijele kutije (eng. *white-box model*). Model bijele kutije se uglavnom koristi kao teorijski model. Poznavanjem eksperimentalnih podataka bez poznavanja detalja o sustavu modelira se crna kutija (eng. *black-box model*). Između modela crne i bijele kutije postoji tzv. "siva zona" gdje su određene fizikalne veličine poznate, no neke je parametre potrebno odrediti eksperimentalnim mjerenjima. U takvim slučajevima se koristi model sive kutije (eng. *grey-box model*). To znači da model crne kutije zahtijeva eksperimentalna mjerenja, model bijele kutije fizikalni model sustava dok model sive kutije zahtijeva i jedno i drugo. Stoga prije odluke o modeliranju sustava treba temeljem dostupnih saznanja odlučiti koja će se vrsta modela koristiti.

## 4.1 Model bijele kutije

Najčešći način izrade matematičkog modela nelinearnih sustava je model bijele kutije. On se temelji na pretpostavci da se cijeli model može opisati pomoću prethodnih znanja o fizikalnim veličinama kao što su matematičke formule bilo u obliku diferencijalnih jednadžbi, algebarskih jednadžbi ili logičkih odnosa. Model bijele kutije je vrlo raširen u području hidraulike i pneumatike. Jedan od uobičajih načina zapisa modela je sljedeći:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), \Theta) \quad x(t_0) = x_0, \quad (4.1)$$

$$y(t) = h(x(t), u(t), \Theta), \quad (4.2)$$

gdje je:

$t$  – vrijeme,

$x$  – vektor stanja,

$u$  – ulazni vektor,

$\Theta$  – vektor nepoznatih parametara,

$y$  – izlazni vektor.

Vektor nepoznatih parametara sadrži vektor parametara modela  $\beta$  i nepoznati vektor početnog stanja  $x_0$  :

$$\Theta \equiv [\beta^T \quad x_0^T]^T. \quad (4.3)$$

Prednosti ovakvog modela je bolji uvid u ponašanje sustava, parametri i varijable su fizikalno interpretirani, odstupanja sustava se relativno lako mogu ispitati te faza modeliranja ne zahtijeva dodatne podatke. Nedostaci su visoka cijena (poteškoće i dugo trajanje) izrade ovakvog modela. Kao kompromis kod izrade ovakvog matematičkog modela je korištenje eksperimentalnih mjerenja u svrhu povećavanja točnosti modela te postizanje pouzdanog modela za daljnju upotrebu kod regulacijskih sustava i sl.

## 4.2 Model crne kutije

Slijedeći način izrade matematičkog modela nelinearnih sustava temelji se na pretpostavci da je sustav potpuno nepoznat, i ne opisuje se fizikalnim vrijednostima i formulama. Umjesto toga se koristi model iz porodice standardnih modela koji imaju dobru fleksibilnost i čija je ispravnost već dokazana. Nepoznati parametri modela predviđaju odnos ulaznih – izlaznih podataka (SISO – eng. *Single Input Single Output*), korištenjem rezultat dobivenih eksperimentalnim mjerenjima (sl. 4.1). Model crne kutije se obično koristi za sustave gdje su osnovni fizikalni odnosi komplicirani i/ili nejasni a u takve se sustave mogu svrstati i hidraulički sustavi. Često se model crne kutije koristi kod regulacijskih i upravljačkih sustava.



Slika 4.1. Pojednostavljeni prikaz modela crne kutije

Izlazne vrijednosti bilo kojega SISO dinamičkog sustava u određenom vremenskom razdoblju se mogu matematički opisati kao funkcija prošlih ulaznih i izlaznih vrijednosti:

$$y(k) = \Gamma(\varphi, \Theta) + e(k) , \quad (4.4)$$

gdje je:

$y(k)$  – izlazna vrijednost,

$\varphi$  – vektor prošlih vrijednosti (određuje se kao regresijski vektor),

$\Theta$  – vektor nepoznatih parametara (uobičajeno se označava kao parametarski vektor),

$e(k)$  – šum (sljedeća izlazna vrijednost  $y(t)$  neće biti ista funkcija prošlih podataka).

Cilj je aproksimacija stvarnih ulazno – izlaznih podataka pomoću predviđajućeg modela koji smanjuje grešku između promatrane i predviđene izlazne vrijednosti:



$$\hat{y}(k+j) = g(\varphi, \Theta). \quad (4.5)$$

Koristeći jednadžbu (4.5) buduće izlazne vrijednosti  $y(k+j)$  se predviđaju pomoću informacija dostupnih do trenutka  $k$  pretpostavljajući za deterministički slučaj da smetnje neće imati utjecaja na sustav u budućnosti.

Općenito, kod odabira modela treba riješiti dva zadatka, odabir regresijskog vektora  $\varphi$  iz prošlih vrijednosti i odabir nelinearne funkcije  $g$ . Postoji više vrsta nelinearne funkcije  $g$ . Najčešće korištene su: klasična polinomna, umjetne neuronske mreže, radial base mreža, B-spline, fuzzy model i dr. Sve navedene funkcije pripadaju porodici parametarskih funkcija  $g(\varphi, \Theta)$ , i imaju značajnu ulogu kod rješavanja nelinearnih modela crne kutije.

### 4.3 Model sive kutije

Za mnoge industrijske procese kao što su hidraulički sustavi nisu poznate sve karakteristike i/ili parametri sustava. Prema tome, model sive kutije je jedino pogodan za rješavanje takvih sustava. Budući da model sive kutije zahtijeva i fizikalni model i procjenu parametra biti će skuplji u odnosu na model crne kutije te je potrebno mnogo više vremena za njegovu izradu. S druge strane, modelom sive kutije ostvaruje se bolje fizikalno interpretirani model, kvalitetniji je te ima bolju iskoristivost što se osobito očituje kod modeliranja regulacijskih sustava.

Problemi nelinearne identifikacije u hidrauličkim sustavima su tipični primjer korištenja modela sive kutije gdje su fizikalne karakteristike poznate, ali nekoliko parametara je potrebno odrediti eksperimentalnim putem. Treba razlikovati dva slučaja:

1. **Cjeloviti fizikalni model.** Prvi korak modeliranja sive kutije je rekonstrukcija temeljnih fizikalnih vrijednosti iz utvrđenih parametara koji se mogu fizikalno interpretirati
2. **Djelomični fizikalni model.** Fizikalno poznavanje modela se koristi kao preporuka određenim kombinacijama i/ili transformacija eksperimentalnih mjerenja .

## 4.4 Umjetne neuronske mreže

Za rješavanje matematičkog modela crne i sive kutije koristi se metoda umjetnih neuronskih mreža. Umjetne neuronske mreže (eng. *Artificial Neural Networks*) ili skraćeno neuronske mreže razvijaju se iz niza pokušaja modeliranja biofiziologije mozga čovjeka s ciljem razumijevanja i objašnjenja kako isti funkcionira. Ta ideja podrazumijeva kreiranje modela sposobnog da procesira (prihvaća, obrađuje, pohranjuje i prenosi) informacije analogno aktivnostima čovjekovog mozga [67]. Prve znanstvene radove iz područja umjetnih neuronskih mreža objavili su znanstvenici iz područja biofizike i psihologije u 19. stoljeću. William James 1890. godine postavlja sljedeću tvrdnju: aktivnost bilo koje točke čovjekova mozga predstavlja zbroj tendencija svih ostalih točaka da utječu na nju. Ove tendencije proporcionalne su:

- broju točaka (broju veza) koje djeluju na promatranu točku
- intenzitetu tih uzbuđa (težini veza)
- odsutnosti suprotne točke koja nije u funkcionalnoj vezi s promatranom točkom, a na koju bi djelovanje ostalih točaka moglo utjecati.

Ove temeljne tvrdnje poslužile su izgradnji osnovne strukture umjetnog neurona. Ako se određena točka u mozgu čovjeka zamijeni neuronom onda se aktivnost neurona može modelirati kao zbroj "otežanih" ulaza neurona. Otežani ulazi jesu ulazi pomnoženi određenim faktorima koji se nazivaju težine neurona. Prema tome, aktivnosti umjetnog neurona ovise o:

- broju ulaza (veza) iz okoline (okruženja) neurona
- intenzitetu tih veza (iznosu težinskih faktora)
- pragu osjetljivosti koji neuron mora dosegnuti prije nego što pošalje impuls preko svog izlaza u okolinu neurona.

Formalizirajući aktivnosti umjetnog neurona, osnovanoj na tvrdnji Wiliamsa Jamesa, McCulloch i Pitts [68] 1943. godine, predložili su jednostavni model umjetnog neurona. Takav model neurona služi i danas kao osnovni blok za izgradnju neuronskih mreža. Pri tome se umjetne neuronske mreže međusobno razlikuju po strukturi veza među neuronima i neurona s okruženjem mreže, te se po metodologiji određivanja intenziteta tih veza (određivanja težina mreža) provodi proces učenja mreže.

Za razvijanje i primjenu neuronskih mreža bilo je potrebno daljnjih četrdeset godina. Hebb je 1949. godine dao prijedlog pravila kojim se opisuje proces učenja (Hebbovo pravilo). Godine 1956. Rochester i skupina autora predstavljaju prvu simulaciju Hebbovog modela na *Dartmouth Summer Conference* koji se smatra kolijevkom modela neuronskih mreža. Godine 1958. prvu neuronsku mrežu "Perceptron" razvio je Frank Rosenblatt u kojoj se učenje razvija u dva sloja s nemogućnošću rješavanja problema klasifikacije ako nije linearno djeljiva. Na temelju toga Minsky i Papert 1969. godine objavljuju rad u kojem oštro kritiziraju nedostatke "Perceptrona" što dovodi do prekida ulaganja u razvoj neuronskih mreža. Unatoč slabim ulaganjima Paul Werbos 1974. godine razvija višeslojnu "Perceptron" mrežu (MLP) koja predstavlja prvu verziju "Backpropagation" mreže kojom se prevladava nedostatak "Perceptrona" tzv. učenjem u "skrivenom sloju". Rumelhart, Hinton i Williams 1986. godine usavršavaju "Backpropagation" mrežu koja vraća ugled neuronskim mrežama jer omogućuje aproksimiranje gotovo svih funkcija i rješavanje praktičnih problema.

Termin "umjetne neuronske mreže" Melsi [69] 1989. godine koristi za opis različitih topologija u visokom stupnju međusobno povezanih jednostavnih procesnih elemenata (neurona) pri čemu nudi alternativu (paralelno procesiranje) tradicionalnom pristupu u računarstvu. Osnovne su prednosti neuroračunala nad klasičnim (serijskim) računalima u masovnom paralelizmu pri procesuiranju informacija, u adaptabilnosti te u sposobnosti učenja. Na osnovi izloženog, može se reći da je neuronska mreža u pravilu složeni sustav sastavljen od elemenata (neurona), koji su u međusobnoj interakciji, ali i s okolinom sustava (težine umjetne neuronske mreže) te tako grade funkcionalnu cjelinu.

Umjetne neuronske mreže imaju izuzetno široko područje primjene. Tako postoje neuronske mreže koje čitaju rukopise, prevode s jednog jezika na drugi, izgovaraju tekst te gramatički zaključuju. Neuronske mreže koriste se nadalje u procesima optimiranja, linearnog programiranja i komuniciranja te donošenju odluka odnosno zaključivanju. Široko je područje primjene neuronskih mreža u klasifikaciji signala, regulaciji i upravljanju raznim sustavima, u robotici te u području identifikacije složenih dinamičkih sustava. Neuronske mreže se još koriste u vremenskoj prognozi, u medicini

za potrebe dijagnosticiranja i ultrazvučnog prikaza, prepoznaju dvo- i tro-dimenzionalni okoliš (eng. *neuro vision*).

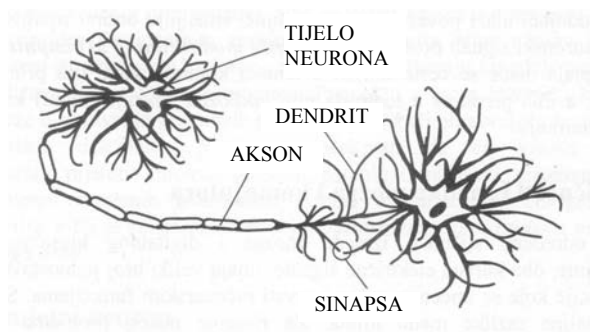
#### 4.4.1 Biološki neuron

Biološka neuronska mreža je vrlo složena. Sastoji se od **tijela, aksona i mnoštva dendrita** koji okružuju tijelo neurona (sl. 4.2). Akson je tanka cjevčica koja s jedne strane povezuje tijelo neurona, a s druge strane se dijeli na niz grana. Na krajevima tih grana nalaze se zadebljanja koja dodiruju dendrite, a ponekad i tijelo drugog neurona. Sinapsa je razmak između završetka aksona prethodnog neurona i dendrita ili tijela sljedećeg neurona. Dendriti su produžeci staničnog tijela, vrlo su tanki u odnosu na veličinu tijela stanice, a funkcija im je prikupljanje informacija. Akson jednog neurona formira sinaptičke veze s mnoštvo drugih neurona. Impulsi (izlazi) neurona putuju kroz akson do sinapsi odakle se signali različitog intenziteta (različito otežani signali) šalju kroz dendrite ili direktno na tijelo drugog neurona. Intenzitet ovog signala je određen efikasnošću svakog sinaptičkog prijenosa [67].

Biološke neuronske mreže sastavni su dio čovjeka čiji se mozak sastoji od 100 milijardi neurona, a zaslužne su za izvođenje vrlo važnih funkcija kao što su razmišljanje, učenje, emocije, percepcije, motorika itd. Iako se funkcije neuronskih mreža istražuju već dugi niz godina, brojni procesi, kao i njihov način rada još uvijek nisu u potpunosti razjašnjeni.



(a)

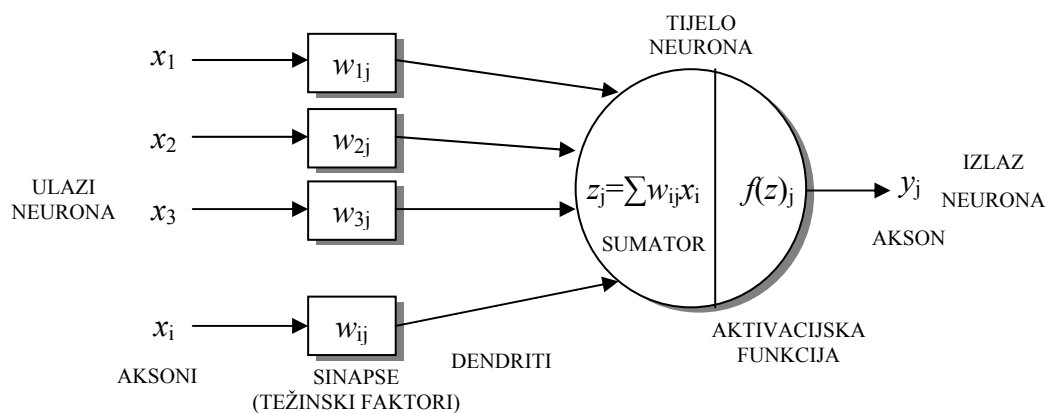


(b)

**Slika 4.2.** Prikaz biološkog neurona (a), pojednostavljen prikaz biološkog neurona (b)

#### 4.4.2 Umjetni neuron

Umjetne neuronske mreže dizajnirane su tako da oponašaju osnovne funkcije bioloških neuronskih mreža. Tijelo biološkog neurona zamjenjuje se sumatorom, ulogu dendrita preuzimaju ulazi (ulazne varijable) u sumator, izlaz (izlazna varijabla) sumatora je akson umjetnog neurona, a uloga praga osjetljivosti bioloških neurona preslikava se iz tzv. aktivacijske funkcije (sl. 4.3). Funkcijske sinaptičke veze biološkog neurona s njegovom okolinom preslikavaju se na težinske faktore preko kojih se ostvaruje veza umjetnog neurona s njegovom okolinom.



**Slika 4.3.** Struktura umjetnog neurona

Težinski faktor može biti pozitivan ili negativan broj, a kod nekih neuronskih mreža i neka funkcija (varijabilan težinski faktor). Kad je težinski faktor jednak nuli onda odgovarajuća veza s okolinom ne postoji pa se u shemi neuronske mreže i ne ucrtava. Težinski faktori rade isto ono što i sinapse kod biološkog neurona: povezuju izlaze iz okoline neurona odnosno izlaze drugih neurona (aksone) s ulazima sumatora (dendrit). Intenzitet te veze ovisi o iznosu (modulu), a karakter veze o predznaku težinskog faktora. Izlaz sumatora povezuje se na ulaz aktivacijske funkcije koja na svom izlazu proizvodi izlaz umjetnog neurona. Aktivacijske funkcije mogu biti linearne i nelinearne. Kod linearnih, izlaz sumatora množi se s nekim faktorom (pojačanjem) i tako dobiva izlaz neurona. Nelinearne aktivacijske funkcije mogu poprimiti različite oblike pri čemu se najčešće koriste: funkcije praga osjetljivosti, sigmoidalne, hiperbolične i harmoničke funkcije. Nelinearne aktivacijske funkcije prevode izlaz sumatora na izlaz neurona preko nelinearnog pojačanja. Tako funkcija praga

osjetljivosti daje izlazu neurona jedinicu ako je izlaz sumatora veći od nekog zadanog broja (prag osjetljivosti), a što odgovara nastanku impulsa kod biološkog neurona. U suprotnom slučaju, izlaz neurona je nula. Ako se za aktivacijsku funkciju odabere signum funkcija onda će svaki pozitivni iznos izlaza sumatora biti proveden na izlaz neurona kao plus jedan, a svaki negativni iznos kao minus jedan. Na taj način umjetni neuron može uspješno obrađivati signale po modulu visokog i niskog intenziteta s oba predznaka. Ovim se rješava problem zasićenja koji je inače prisutan kod drugih numeričkih sustava.

Model neurona koji je prikazan na sl. 4.3, s matematičkog stajališta se može opisati pomoću jednadžbi:

$$z_j = \sum_{i=1}^n w_{ij} \cdot x_i , \quad (4.6)$$

$$y_j = f(z_j) , \quad (4.7)$$

pritom su  $x_1, x_2, \dots, x_i$  ulazni signali,  $w_{1j}, w_{2j}, \dots, w_{ij}$  su sinaptičke vrijednosti (težine),  $z_j$  je linearni kombinator izlaza ovisan o ulaznim signalima,  $f(z_j)$  je aktivacijska funkcija, a  $y_j$  je izlazni signal neurona. U model neurona izvana može biti uključen i bias<sup>9</sup>  $b_j$  koji služi za povećavanje ili smanjivanje ulaza u aktivacijsku funkciju ovisno o tome je li pozitivan ili negativan iz čega proizlazi sljedeći jednadžba za izlazni signal neurona:

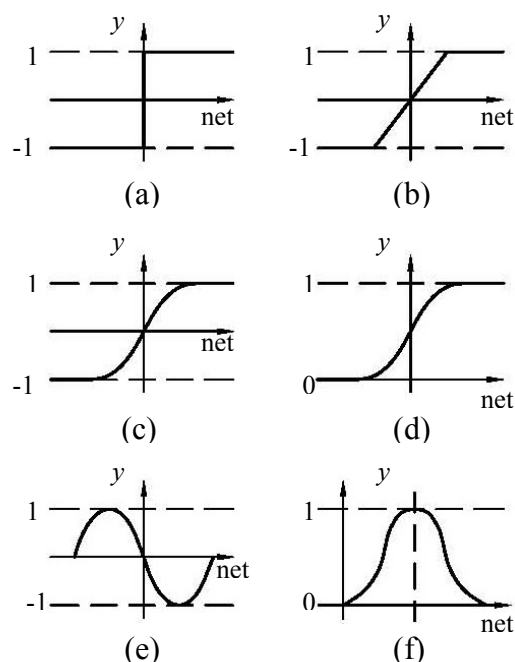
$$y_j = f(z_j + b_j) . \quad (4.8)$$

Aktivacijska funkcija označena sa  $f$  određuje izlazne signale neurona u obliku induciranog lokalnog polja  $z$ . Osnovni oblici aktivacijske funkcije prikazani su na sl. 4.4. Odabir aktivacijske funkcije neurona ovisit će o skupu učenja (skup uzoraka za učenja) i skupu testiranja (skup uzoraka za testiranje) naučene neuronske mreže. Primjerice, odabir klasične unipolarne sigmiodalne aktivacijske funkcije prikazane na

---

<sup>9</sup> Bias – otklon ili pomak

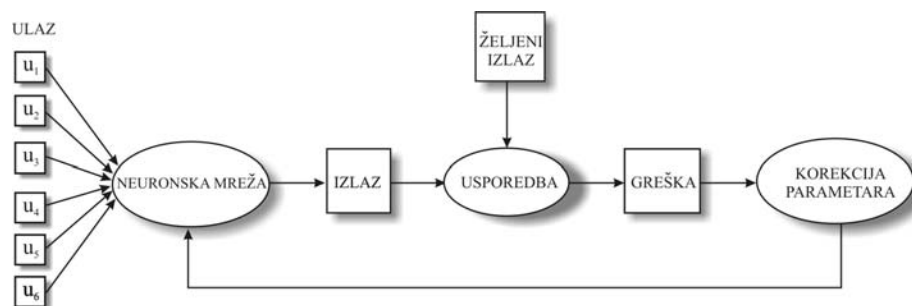
sl. 4.4d, rezultira izlaznim veličinama neurona koje ne mogu imati negativne vrijednosti. Isto tako vidljivo je da gotovo sve aktivacijske funkcije zbog karakterističnog zasićenja normiraju vrijednosti izlaza neurona na vrijednosti između -1 i 1. Praćenjem dostupne literature pokazuje se da je iz gore spomenutih razloga, kao i zbog numeričke stabilnosti algoritma učenja, poželjno neuronsku mrežu učiti normiranim ulaznim i normiranim željenim izlaznim vrijednostima.



Slika 4.4. Oblici aktivacijske funkcije neurona

#### 4.4.3 Učenje umjetne neuronske mreže

Osnovna značajka neuronske mreže je sposobnost učenja (eng. *train*) iz okoline na temelju kojeg mreža poboljšava svoju učinkovitost. Stupanj poznavanja okoline raste sa svakom iteracijom (epohom). Proces učenja neuronske mreže shematski je prikazan na sl. 4.5. Ulazni se podaci obrađuju u neuronskoj mreži pomoću vrijednosnih funkcija, a dobivene se izlazne vrijednosti uspoređuju sa željenim izlaznim vrijednostima. Procjenjuje se veličina greške pa se vraćanjem unazad (eng. *Back Propagation*) proces ponavlja sve dok se greška ne smanji do prihvatljive vrijednosti [70].



Slika 4.5. Shematski prikaz procesa učenja neuronske mreže

Temeljne metode učenja su:

- Učenje pomoću  **smanjivanja greške**  koje se zasniva na filtriranju optimalnih rezultata
- Učenje na  **osnovi pamćenja**  gdje mreža eksplicitno pamti podatke pomoću kojih uči
- Učenje  **prema Hebbu**  i  **kompetitivno učenje** , koje se temelje na neurobiološkim razmatranjima
- Učenje  **prema Boltzmannu** , je metoda koja proizlazi iz postavki statističke mehanike.

Najčešća metoda učenja je pomoću smanjivanja greške, radi čega slijedi kratak opis te metode. Razmatra se jednostavan primjer neurona  $k$  koji čini jedini računski čvor u izlaznom sloju nepovratne neuronske mreže (sl. 4.6). Neuronom  $k$  upravlja vektor signala  $x(n)$  koji proizlazi iz jednog ili više slojeva skrivenih neurona, a njima upravlja ulazni vektor (podražaj). Pritom  $n$  označava vremenski pomak iterativnog procesa pomoću kojeg se podešava sinaptička vrijednost neurona  $k$ . Izlazni signal neurona  $k$  označava se kao  $y_k(n)$ . Taj signal se uspoređuju sa željenim ishodom  $d_k(n)$ , te pri tome nastaje signal greške  $e_k(n)$ . Stoga se može napisati:

$$e_k(n) = d_k(n) - y_k(n) . \quad (4.9)$$

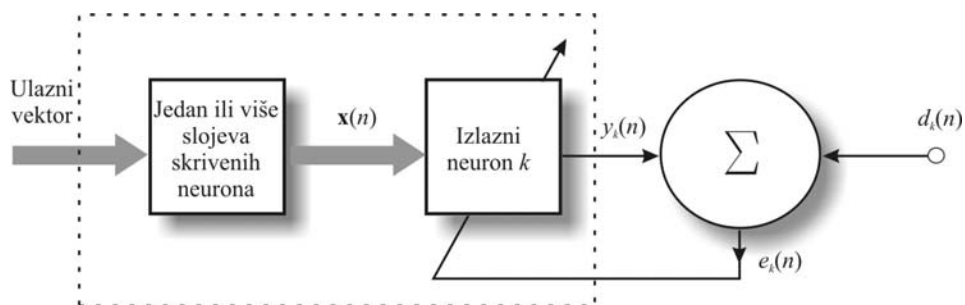
Signal greške  $e_k(n)$  aktivira kontrolni mehanizam koji postepeno ispravlja sinaptičke vrijednosti neurona  $k$  kako bi izlazni signal  $y_k(n)$  bio što bliži željenom ishodu  $d_k(n)$ . To



se postiže smanjivanjem funkcije cilja  $\mathcal{E}(n)$  (eng. *Cost Function* ili *Index of Performance*) koja glasi:

$$\mathcal{E}(n) = \frac{1}{2} e_k^2(n) . \quad (4.10)$$

Zapravo,  $\mathcal{E}(n)$  je trenutna vrijednost energije greške. Postepena prilagodba sinaptičkih vrijednosti se nastavlja dok se ne postigne stabilnost sustava i u tom trenutku proces učenja završava.



**Slika 4.6.** Blok dijagram višeslojne nepovratne neuronske mreže

Smanjenje funkcije cilja  $\mathcal{E}(n)$  temelji se na Delta pravilu ili Widrow-Hoffovom pravilu, a prema kojem je promjena sinaptičke vrijednosti neurona  $\Delta w_{kj}(n)$ , proporcionalna umnošku signala greške i ulaznog signala promatrane sinapse:

$$\Delta w_{kj}(n) = \eta e_k(n) x_j(n) , \quad (4.11)$$

gdje je  $\eta$  pozitivna konstanta koja označava stopu porasta učenja između dvije epohe. Na sl. 4.6 se vidi da je smanjivanje greške zapravo lokalno pa se može reći da su prilagodbe sinaptičkih vrijednosti provedene prema Delta pravilu lokalizirane oko neurona  $k$ . Nakon računanja prilagodbe  $\Delta w_{kj}(n)$ , nova sinaptička vrijednost iznosi:

$$w_{kj}(n+1) = w_{kj} + (n) \Delta w_{kj}(n) , \quad (4.12)$$

odnosno:

$$w_{kj}(n) = z^{-1} [w_{kj}(n+1)], \quad (4.13)$$

gdje  $z^{-1}$  predstavlja element memorije (eng. *Storage Element* ili *Unit-delay operator*).

#### 4.4.4 Vrste umjetnih neuronskih mreža

Ovisno o postavljenom kriteriju mogu se dobiti različite kategorizacije umjetnih neuronskih mreža. Složen skup neurona gradi jedan sloj neuronske mreže. Neuronske mreže mogu biti jednoslojne i višeslojne (eng. *Multi-Layer*). Uobičajeno je da višeslojne mreže imaju ulazni i izlazni sloj, a između njih su tzv. skriveni slojevi.

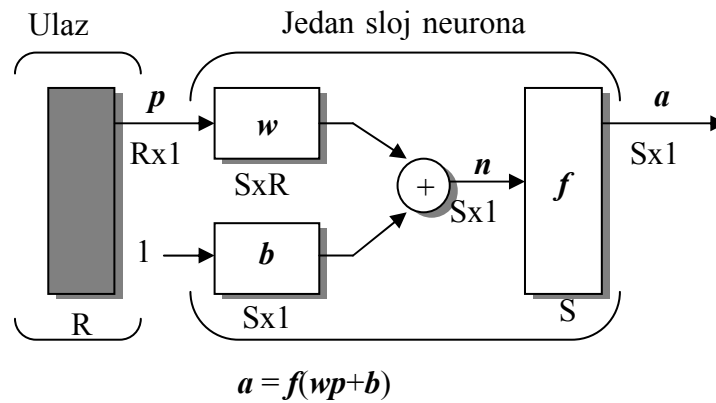
Ako se slojevi neuronskih mreža povežu tako da signal putuje samo u jednom smjeru od ulaska prema izlazima mreže tada se govori o unaprijedim neuronskim mrežama (eng. *Feedforward Neural Network*). Ukoliko postoji bar jedna povratna petlja (suprotni smjer signala) radi se o tzv. povratnim neuronskim mrežama (eng. *Feedback ili Recurrent Neural Network*).

#### 4.4.5 Višeslojna unaprijedna neuronska mreža

Da bi se dobila struktura neuronske mreže, potrebno je neurone organizirati u slojeve, a slojeve međusobno povezati vezama opterećenim težinskim koeficijentima. Kod toga se razlikuju tri tipa slojeva mreže: ulazni sloj, skriveni sloj i izlazni sloj neurona. Ulazni i izlazni sloj u direktnoj su interakciji s okolinom, dok skriveni sloj nije, pa otuda naziv "skriveni".

Promatra li se neuronska mreža kao jednoslojna mreža (eng. *One-Layer Network*) izražena u vektorskom i matričnog obliku slijedi da je svaki element ulaznog vektora  $\mathbf{p}$  spojen sa svakim neuronom preko matrice težinskih koeficijenata  $\mathbf{w}$ . Svaki  $i$ -ti neuron je

zbrojen s biasom i tvori vlastiti skalarni izlaz  $n(i)$ . Razni  $n(i)$  zajedno tvore formu ulaznog vektora  $\mathbf{n}$  od  $S$  elemenata koji prolaskom kroz aktivacijsku funkciju  $f$  ostvaruje izlazni vektor  $\mathbf{a}$  (sl. 4.7) [71].

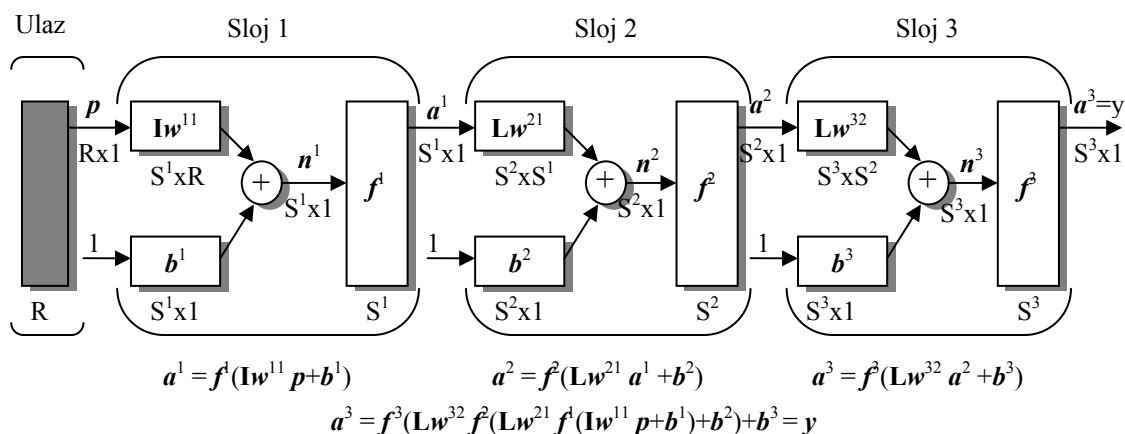


Slika 4.7. Vektorski prikaz jednoslojne neuronske mreže

Pri tome je  $R$  broj elementa ulaznog vektora, a  $S$  broj neurona u sloju. Struktura jednoslojne neuronske mreže može se izraziti u matričnom obliku kao:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ \vdots \\ p_R \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_{11} & w_{12} & w_{13} & \dots & w_{1R} \\ w_{21} & w_{22} & w_{23} & \dots & w_{2R} \\ w_{31} & w_{32} & w_{33} & \dots & w_{3R} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ w_{S1} & w_{S2} & w_{S3} & \dots & w_{SR} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ \vdots \\ b_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ n_3 \\ \vdots \\ n_S \end{bmatrix} \Rightarrow f \Rightarrow \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ \vdots \\ a_S \end{bmatrix}. \quad (4.14)$$

Analogno zapisu jednoslojne neuronske mreže u vektorskom obliku, na isti se način može prikazati i višeslojna mreža (sl. 4.8). Prikazana je troslojna neuronska mreža u kojoj svaki sloj sadrži matricu težinskih koeficijenata  $\mathbf{w}$ , bias vektor  $\mathbf{b}$  i izlazni vektor  $\mathbf{a}$ . Mreža ima  $R$  ulaza,  $S^1$  neurona u prvom sloju,  $S^2$  neurona u drugom sloju i  $S^3$  neurona u trećem sloju. Različiti slojevi mogu imati različit broj neurona. Vidljivo je da su izlazi iz srednjih slojeva ujedno i ulazi u sljedeći sloja. Tako se sloj 2 može analizirati kao jednoslojna neuronska mreža sa  $S^1$  ulaza,  $S^2$  neurona i  $S^2 \times S^1$  matricom težinskih koeficijenata  $\mathbf{w}^2$ . Ulaz u drugi sloj je  $\mathbf{a}^1$  a izlaz  $\mathbf{a}^2$ . Kada su definirani svi vektori i matrice drugog sloja mreža se može promatrati kao jednoslojna mreža. Ovakav pristup se koristi za sve slojeve u mreži. Na prikazanoj troslojnoj mreži prvi je sloj ulazni sloj, treći je izlazni sloj, a drugi bi bio sakriveni sloj.



Slika 4.8. Vektorski prikaz višeslojne neuronske mreže

Višeslojne unaprijedne neuronske mreže su vrlo snažne. Na primjer, mreža s dva sloja gdje prvi sloj ima sigmoidalnu aktivacijsku funkciju, a drugi (izlazni) sloj linearnu funkciju može rješavanje bilo koje matematičke funkcije. Ovakva vrsta dvoslojne unaprijedne neuronske mreže bit će korištena za rješavanje modela crne kutije hidrostatske transmisije. Ovakva je mreža statička, a budući da je hidrostatska transmisija dinamički nelinearan sustav za izradu modela crne kutije koristi se i dinamička neuronska mreža. Temeljem dobivenih rezultata procjenjuje se koja je vrsta prikladnija za simulaciju rada hidrostatske transmisije.

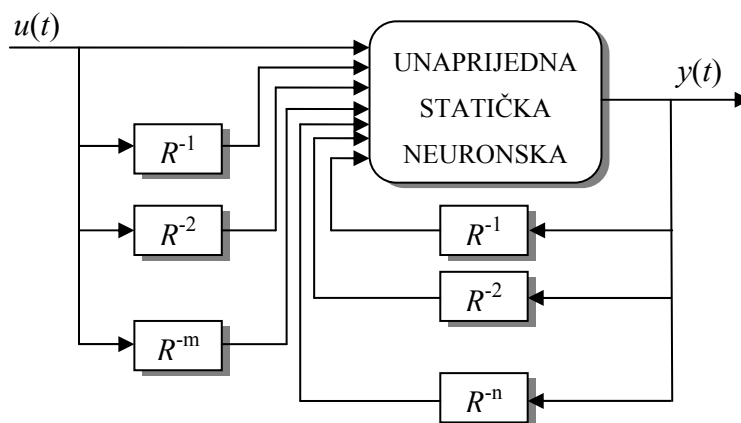
#### 4.4.6 Dinamička NARX neuronska mreža

Dinamičke neuronske mreže su obično bolje od statičkih mreža (iako su složenije za učenje) zato što imaju memoriju koja omogućuje učenje sekvencijalnih ili vremenski promjenjivih podataka. Zbog toga se primjenjuju u različitim područjima kao što je predviđanje identifikacijskih sustava, predviđanje financijskog tržišta, optimiranje signala u komunikacijskim sustavima, za detekciju u elektroenergetskim sustavima, sortiranje, otkrivanje greške, prepoznavanje govora pa čak i za predviđanje proteinske strukture u genetici. Dinamičke mreže se mogu podijeliti u dvije kategorije i to: unaprijedne dinamičke i povratne dinamičke neuronske mreže [67].

Pri upotrebi unaprijednih (statičkih) neuronskih mreža u području dinamičkih sustava mogu se pojaviti određeni problemi. Jedan od njih javlja se pri identifikaciji dinamičkih sustava. Leonaritis i Billings [72] dokazuju da se bilo koji nelinearni diskretni vremenski invarijantni sustav s jednom ulaznom i jednom izlaznom veličinom (SISO) može predstaviti jednostavnom verzijom NARX modela (eng. *Nonlineair Auto Regressive Exogenius Inputs*) i to kako slijedi:

$$y(t) = f[y(t-1), y(t-2), \dots, y(t-n), u(t), u(t-1), \dots, u(t-m)], \quad m < n, \quad (4.15)$$

gdje su  $y(t-i)$  i  $u(t-i)$  izlazne i ulazne vrijednosti u trenutku  $t-i$  za  $i=1, 2, \dots, m, \dots, n$ . Ako se za identifikaciju takvog sustava (sl. 4.9) primjenjuje unaprijedna (statička) neuronska mreža opisana u prethodnom poglavlju tada su brojevi neurona ulaznog i izlaznog sloja mreže definirani izrazom (4.15). Očito je da takva unaprijedna mreža ima jedan izlaz i više ulaza koji su zapravo prošle vrijednosti sustava  $n$ -koraka unazad te vrijednosti ulaza u sustav u trenutku  $t$  i  $m$ -koraka unazad. Postupak učenja unaprijedne neuronske mreže s poznatim ulaznim i izlaznim vrijednosti ne predstavlja poseban problem.

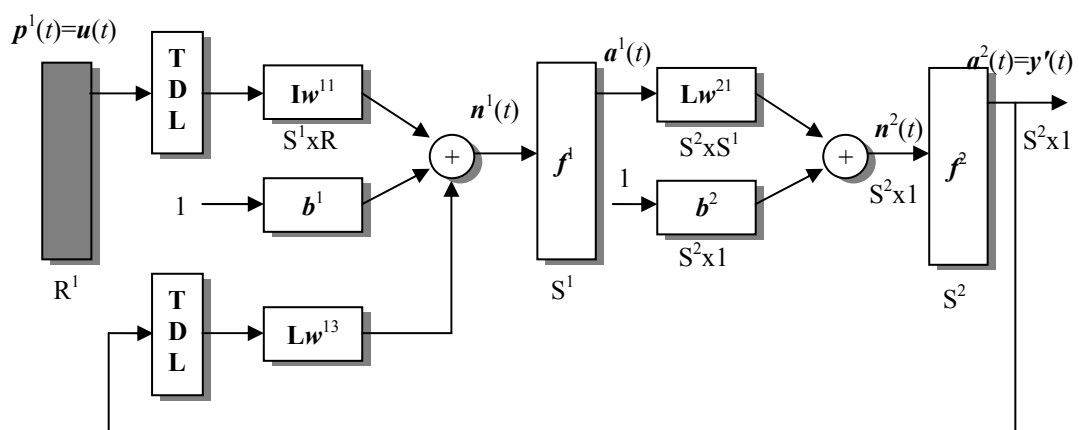


**Slika 4.9.** Unaprijedna (statička) neuronska mreža u učenju NARX modela

Problem nastaje kada se od tako naučene unaprijedne neuronske mreže traži da ostvari dobar odaziv za nepoznatu pobudu. Jasno je da u takvoj situaciji dio ulaza u mrežu predstavlja prethodne vrijednosti izlaza iz mreže koji nisu unaprijed poznate. Naučena neuronska mreža zahtijeva povratne veze svog izlaza na svoje ulaze opterećene s jednim ili više jediničnih kašnjenja signala. Mreža tada određuje izlaz na osnovu vlastitih prethodnih (nekoliko koraku unazad) aproksimacija izlaza i

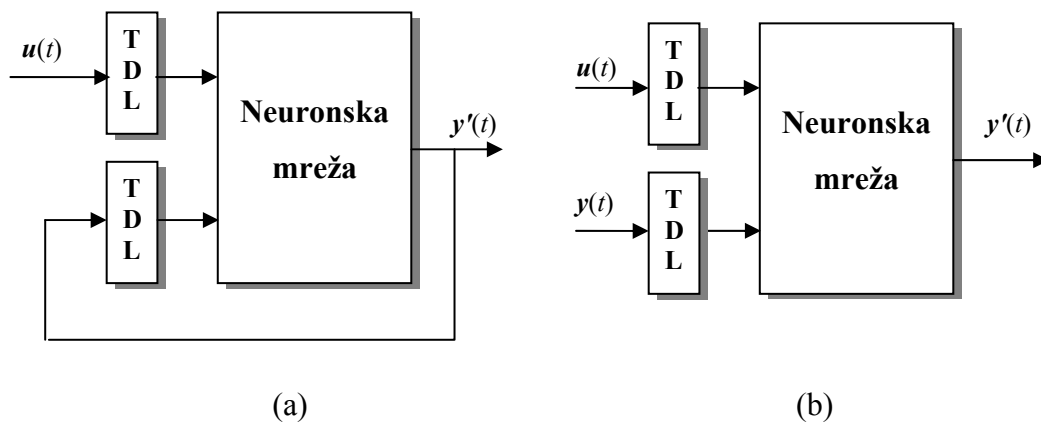
odgovarajućih vrijednosti ulaza. Pokazuje se da je u takvoj situaciji generalizacija, kao najvažnije svojstvo neuronskih mreža, relativno skromna. Da bi se riješio navedeni problem, potrebno je u mrežu i tijekom procesa učenja, uključiti određene povratne veze s kašnjenjem signala, pa to rezultira razvojem povratnih neuronskih mreža. Većina algoritama povratnih neuronskih mreža u svojoj osnovi predstavlja nadogradnju tradicionalnih unaprijednih neuronskih mreža s povratnim vezama. Inače, problem identifikacije dinamičkog sustava unaprijednom mrežom može se riješiti tako da se na izlazu te mreže ugradi odgovarajuće kašnjenje signala. Takva neuronska mreža posjeduje memoriju, pa se govori o unaprijednoj neuronskoj mreži s memorijom.

Nelinearna autoregresivna mreža s egzogenim ulazom (NARX) je dinamička neuronska mreža s povratnim vezama koja je sastavljena od više slojeva (sl.4.10). NARX model, koji se temelji na linearnom ARX modelu, često se koristi kod vremenskih modela. Postoji mnogo primjena NARX neuronske mreže. Može se koristiti kao prediktor za predviđanje sljedećih vrijednosti ulaznog signala te za nelinearno filtriranje gdje je ciljani izlaz vrsta smetnje (buke) ulaznog signala. Korištenje NARX neuronske mreže pokazalo se vrlo korisno kod modeliranja nelinearnih dinamičkih sustava, a iz čega slijedi pretpostavka da će NARX neuronska mreža dati bolje rezultate kod modeliranja hidrostatske transmisije od obične unaprijedne mreže[71].



Slika 4.10. Dinamička NARX neuronska mreža

Kao što je već spomenuto izlaz iz unaprijedne neuronske mreže se vraća na ulaz kao dio standardne paralelne NARX arhitekture kako je to prikazano na sl. 4.11a. Budući da su vrijednosti ciljanog izlaz raspoložive za vrijeme učenja mreže, može se kreirati serijsko-paralelna arhitektura (sl. 4.11b), gdje se vrijednosti ciljanog izlaza koriste umjesto procijenjenog izlaza kojeg je potrebno vraćati. Serijsko-paralelna arhitektura se najčešće koristi za učenje mreže nakon čega se zatvara u paralelnu arhitekturu. Prednosti ovakve metode je da je ulaz u unaprijednu neuronsku mrežu točniji, a drugo da je rezultat mreže čisto unaprijedne arhitekture, pri čemu se koristi statičko vraćanje unazad (eng. *Backpropagation*) za učenje mreže.



Slika 4.11. Paralelna arhitektura (a) i serijsko-paralelna arhitektura (b)

## 5. Eksperimentalna ispitivanja

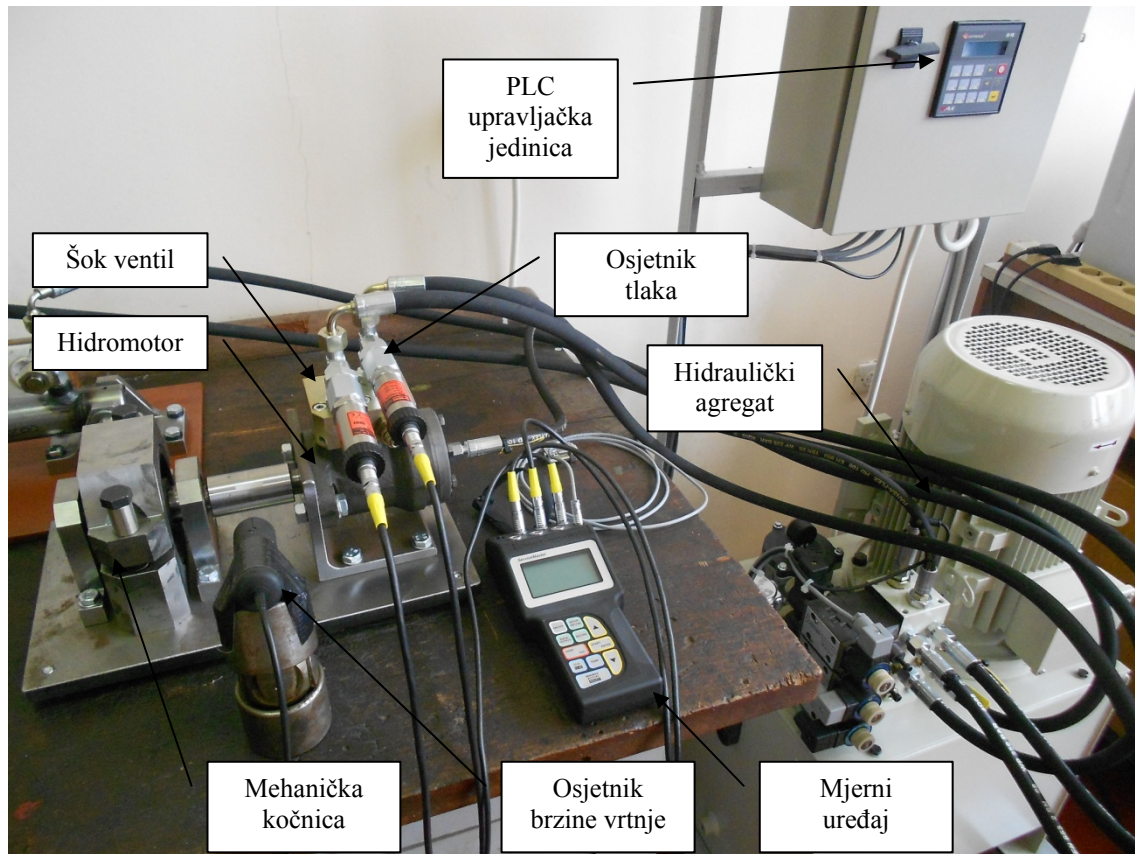
Rezultati laboratorijskih mjerenja imaju više funkcija. Prva je da se rezultati čisto teorijskog modela bijele kutije s kojom se simulira rad hidrostatskog sustava, usporede s eksperimentalno izmjerenim veličinama te procjeni prikladnost upotrebe takve metode. Druga je funkcija uporabe eksperimentalnih rezultata određenih veličina za simulaciju modela crne i sive kutije uz pomoć umjetnih neuronskih mreža. Eksperimentalna ispitivanja su provedena u Laboratoriju za hidrauliku i pneumatiku na Zavodu za konstruiranje u strojarstvu, Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci (sl. 5.1). Laboratorij se sastoji od hidrauličkog sustava: hidrauličkog agregata, upravljačke jedinice PLC, savitljivih cijevi, hidromotora i mehaničke kočnice pomoću koje se ostvaruje moment opterećenja. Tlak i temperatura radne tekućine te brzina vrtnje vratila hidromotora, očitavaju se na mjernom uređaju Parker.

### 5.1 Laboratorijski hidraulički sustav

Laboratorijski hidraulički sustav se sastoji od hidrauličkog agregata koji služi za proizvodnju tlaka radne tekućine te razvodnih ventila kojima se upravlja pomoću PLC (eng. *Programmable Logic Controller*) jedinice. Hidroagregat je savitljivim cijevima



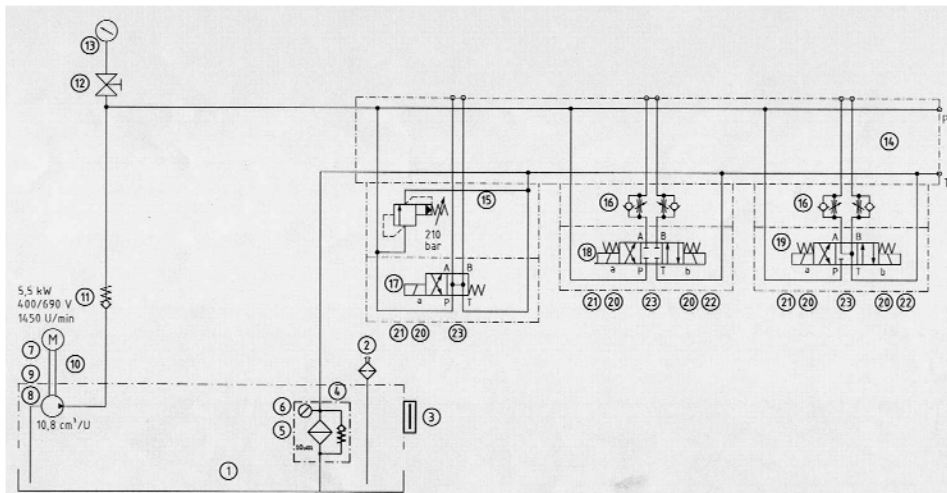
povezan s hidromotorom s ugrađenim šok ventilom kojim se ograničava tlak u tlačnom vodu. Izlazno vratilo hidromotora je kruto spojeno s mehaničko tarnom kočnicom pomoću koje se ostvaruje moment opterećenja hidromotora.



Slika 5.1. Laboratorijski hidraulički sustav

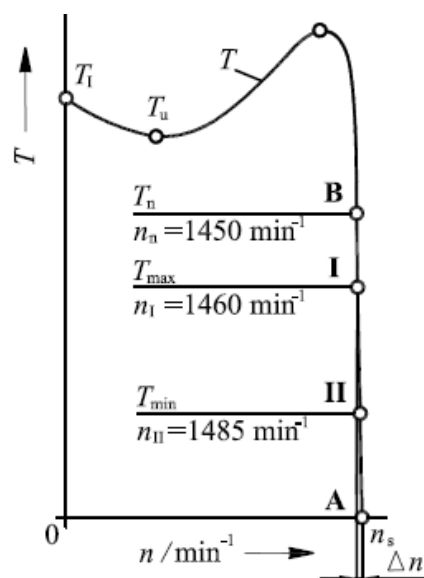
### 5.1.1 Hidraulički agregat

Hidraulički agregat ili skraćeno hidroagregata sačinjava elektromotor koji pokreće pumpu uronjenu u spremnik s hidrauličkim uljem. Maksimalni tlak radne tekućine hidroagregata definira se ventilom za ograničenje tlaka. Laboratorijski hidroagregat proizvod je tvrtke "Hansa Flex" [73]. Tip hidroagregata je HKA 005 1204 A 045, nazivne snage 5,5 kW, maksimalnog protoka 15 l/min te maksimalnog tlaka radne tekućine 210 bar [74]. Shema hidrauličkog agregata s pripadajućim razvodnicima prikazana je na slici 5.2



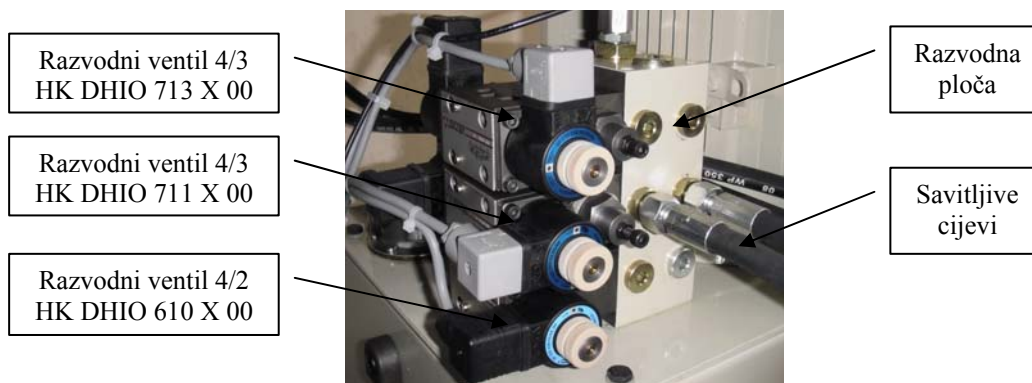
**Slika 5.2.** Shematski prikaz hidrauličkog agregata s razvodnim ventilima

Elektromotor je asinkroni. Takvi motori su dobri pogonski uređaji za hidrauličke pumpe jer im se povećanjem momenta brzina neznatno smanjuje (sl. 5.3) [75]. Zupčasta je pumpa konstantnog volumena i proizvod je tvrtke "Vivoil" [76] a spaja se s elektromotorom pomoću elastične spojke i nosača pumpe. Nosač pumpe je postavljan tako da je zupčasta pumpa konstantno uronjena u radnu tekućinu zbog čega ne može doći do usisavanja mjehurića zraka što bi moglo izazvati kavitaciju i oštećenje elemenata sustava. Spremnik radne tekućine ima volumen od 58 l. Hidroagregat za radnu tekućinu koristi mineralno ulje INA HIDRAOL HVP 46 [77], srednjeg viskoziteta 46 mm<sup>2</sup>/s pri 40 °C.



**Slika 5.3.** Momentna karakteristika asinkronog elektromotora [75]

Radna se tekućina (iz pumpe) preko razvodne ploče dovodi na tri razvodna ventila (sl. 5.4), a ovisno o položaju razvodnog ventila, opet se preko razvodne ploče savitljivim cijevima odvodi prema hidromotoru odnosno povratna radna tekućina iz hidromotora se na isti način vraća u spremnik. Ovaj tip razvodnih ventila je izravno upravljani tip on-off (otvoren-zatvoreno) razvodnik.



Slika 5.4. Sklop razvodnih ventila i razvodne ploče

Tablica 5.1. Tehničke karakteristike razvodnih ventila DHIO

Kod	Shema	Vrsta	Izvedba	Polaritet Poz./Neg.	Klip tip	Masa, kg
HK DHIO 610 X 00		4/2	Povrat oprugom	N	0	1,1
HK DHIO 711 X 00		4/3	Povrat oprugom	P	1	1,2
HK DHIO 713 X 00		4/3	Povrat oprugom	P	3	1,2

Između razvodnih ventila i razvodne ploče, ugrađeni su prigušno nepovratni ventili koji služe za regulaciju protoka radne tekućine. Prigušno nepovratni ventil tipa HK HQ 012 je proizvod tvrtke "ATOS" [78]. Sastavni dio svakog hidroagregata je ventil za ograničenje tlaka. Ventil za ograničenje tlaka HK HMP 011 210 je također proizvod tvrtke "ATOS" [78], a podešen je na maksimalni tlak radne tekućine od 210 bar. Kao što je naprijed navedeno, upravljanje razvodnim ventilima se ostvaruje pomoću upravljačke jedinice PLC M91-2-RA22 "Unitronics" [79]. Upravljanje pomoću PLC-a se može ostvariti na dva načina, prvi način je ručno upravljanje dok se drugim

načinom programira vrijeme trajanja i pauza upravljačkog strujnog signala te broja ponavljanja signala.

### 5.1.2 Hidromotor

Veza laboratorijskog hidromotora i hidroagregata ostvaruje se pomoću dvije savitljive cijevi (dovodna visokotlačna i odvodna niskotlačna cijev) jednakih dimenzija. Savitljive cijevi tipa HD 208 su proizvod tvrtke "Hansa Flex" [73], unutarnjeg promjera 8 mm i dužine 2,5 m.

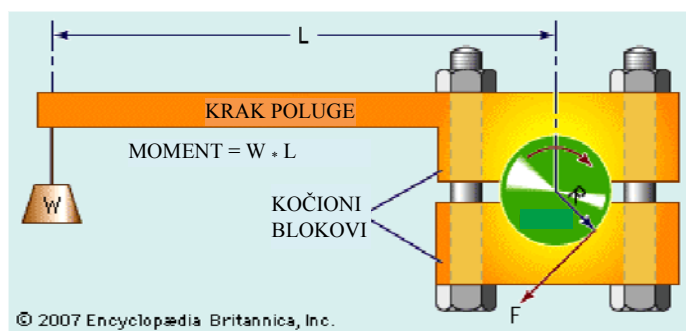
Laboratorijski hidromotor konstrukcijski je izveden kao gerotor hidromotor s konstantnim volumenom od  $51,5 \text{ cm}^3/\text{okr}$ , maksimalnim brojem okretaja od  $775 \text{ min}^{-1}$  i maksimalnim momentom od 101 Nm. Predviđen je za rad na maksimalnom tlaku od 140 bar. Hidromotor tipa HK EPRM 050 C D proizvod je tvrtke "Lösi Hydraulik" [80]. Na hidromotor se direktno ugrađuje šok ventil. Uloga šok ventila je zaštita hidromotora na način da se otvara i propušta radnu tekućinu iz visokotlačne cijevi u niskotlačnu povratnu cijev. Šok ventil je podešen na vrijednost manju od 140 bar jer je to maksimalni tlak hidromotora. Šok ventil također služi za zaštitu cijelog hidrauličkog sustava za slučaj da uslijed povećanja momenta opterećenja hidromotor počne raditi kao pumpa. Šok ventil tipa HK V0590 0500 proizvod je tvrtke "Hansa Flex" [81].

### 5.1.3 Mehaničko tarna kočnica

U realnim radnim uvjetima šumskog vozila, hidrostatska transmisija služi za svladavanje momenta na kotačima potrebnog za ostvarenje vučne sile vozila. Moment opterećenja hidrostatske transmisije tj. hidromotora je nejednolik zbog vožnje skidera neravnim i strmim šumskim tlo. Cilj laboratorijskih ispitivanja je simulirati rad hidrostatske transmisije skidera pri čemu treba ostvariti nejednoliko opterećenje hidromotora što sličnije, opterećenju u realnim uvjetima.

Analizirajući moguća rješenja opterećenja hidromotora došlo se do zaključka da mehanička tarna kočnica najbolje udovoljava traženim zahtjevima. Princip stvaranja opterećenja hidromotora pomoću hidrauličkog sustava, pumpe i tlačnog ventila kao što je koristio Prastewian [30] ne bi dovelo do dobrih rezultata, zbog spore promjene opterećenja regulacijom tlačnog ventila. Brza promjena sile kočenja mehaničke kočnice, omogućuje simulaciju nejednolikog opterećenja, a jednostavna konstrukcija i izrada kočnice daju prednost takvoj izvedbi.

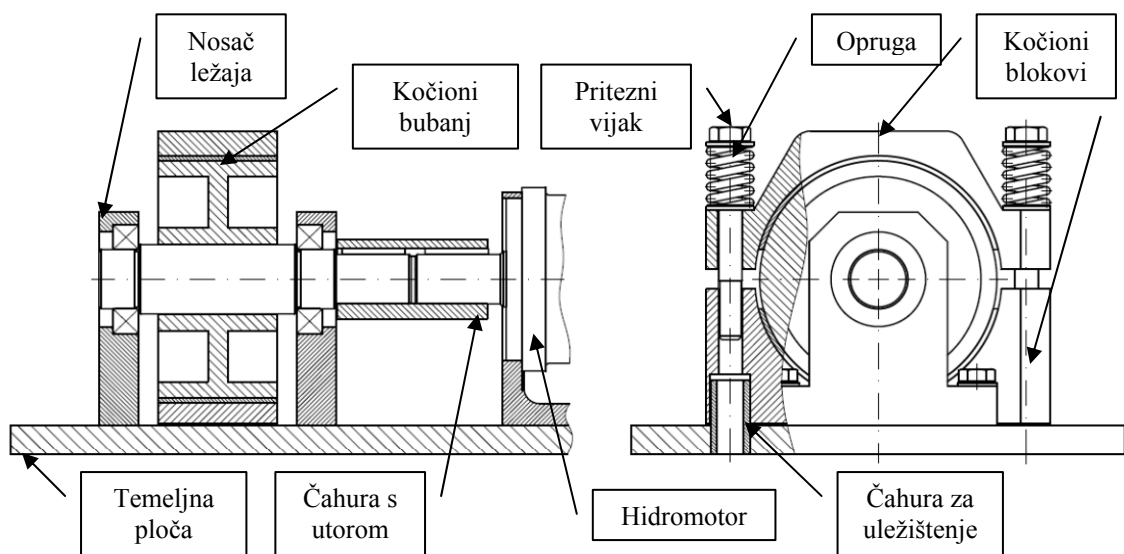
Pri konstruiranju kočnice težilo se što jednostavnijoj konstrukciji s ciljem jednostavne izradbe i montaže [82]. Osnovna konstrukcijska ideja se temelji na Pronyevoj kočnici koja je pogodna za mjerenje okretnog momenta, odnosno za mjerenje snage motora. Princip rada Pronyeve kočnice temelji se na ostvarivanju trenja između rotirajućeg bubnja i kočionih blokova (sl. 5.5). Sila trenja nastaje pritezanjem kočionih blokova čime se povećava trenje između bubnja i blokova koji su u međusobnom dodiru. Okretni moment se ostvaruje pomoću utega obješenog na poluzi koja je kruto vezana s jednim od kočionih blokova. Iz jednadžbe ravnoteže momenta, lako se može izračunati moment kočenja.



Slika 5.5. Pojednostavljeni prikaz Pronyeve kočnice [83]

Izrađena mehanička tarna kočnica sastoji se od kočionog bubnja i dva kočiona bloka (sl. 5.6). Bubanj je izrađen od čelika te je mehanički navučen na vratilo s čim se ostvaruje čvrsti spoj. Bubanj je preko vratila uležišten pomoću dva kuglična ležaja koja su preko nosača povezana s temeljnom pločom. Kruta veza između hidromotora i kočnice ostvaruje se spajanjem pomoću čahure s utorom. Kočenje se ostvaruje pritezanjem kočionih blokova s čije se unutarnje strane nalazi tarna obloga pomoću koje

se povećava koeficijent trenja. Koćioni blokovi se pritežu s dva vijka koja se zavijaju u donji blok. Kroz gornji samo prolaze dok se između gornjeg koćionog bloka i glave vijaka postavlja opruga pomoću koje se ostvaruje fleksibilnija sila koćenje. Uležištenje koćionih blokova ostvaruje se pomoću dvije čahure koje su čvrsto spojene s temeljnom pločom čime omogućavaju vertikalno gibanje donjeg koćionog bloka. Između donjeg koćionog bloka i čahura postoji određena zračnost zbog čega je dozvoljena mala rotacija koćionih blokova.



**Slika 5.6.** Konstruktivna izvedba veze tarne koćnice i hidromotora

Ovakva koćnica služi samo za koćenje hidromotora te nema mogućnost mjerenja momenta koćenja. Princip mjerenja momenta koćenja kao kod Pronyeve koćnice je neprecizan te se tako dobiveni rezultati ne bi mogli primijeniti kod numeričkog modela. Pretpostavlja se da nemogućnost mjerenja momenta koćenja tj. opterećenja hidromotora neće utjecati na simulaciju numeričkog modela jer i kod stvarnog skidera nema mogućnosti mjerenja momenta na kotaćima. Jedini nedostatak ovakve koćnice kao i svih ostalih mehaničkih koćnica je zagrijavanje prilikom rada što znači da je potrebno osigurati njihovo hlađenje. Pošto su laboratorijska mjerenja vremenski vrlo kratka, laboratorijskoj koćnici nije potrebno dodatno hlađenje već je hlađenja zrakom sasvim dovoljno.

## 5.2 Mjerna oprema

Laboratorijsku mjernu opremu sačinjavaju mjerni uređaj i mjerni osjetnici tvrtke "Parker" [84]. Korištena su dva osjetnika za mjerenje tlaka i temperature radne tekućine te mjerni osjetnik brzine vrtnje. Rezultati mjerenja se prikupljaju, obrađuju i prikazuju na mjernom uređaju.

### 5.2.1 Mjerni uređaj

Mjerni uređaj Senso Control (sl. 5.7a) ima mogućnost istovremenog mjerenja tlaka, protoka, snage, temperature, brzine vrtnje te napona i jakosti struje. Uređaj ima šest ulaznih kanala (priključaka) za prikupljanje podataka. Izmjerene vrijednosti se spremaju u memoriji uređaja s mogućnošću pohrane do 250 000 podatkovnih točaka. Pohranjene vrijednosti se mogu prikazati u obliku dijagrama na ekranu mjernog uređaja, na PC-u pomoću SensoWin softvera, a mogu se i direktno ispisati na papir pomoću printera Canon BJC-85 (sl. 5.7b) [84].



(a)



(b)

**Slika 5.7.** Mjerni uređaj Senso Control (a) i Printer Canon BJC-85 (b)



## 5.2.2 Osjetnik tlaka i temperature

Osjetnik tlaka i temperature SCPT 600-02-02 prikazan je na sl. 5.8 a njegove karakteristike u tab. 5.2 [84]. Služi za mjerenje promjene tlaka i temperature tekućine u ovisnosti o vremenu. Osjetnik radi na principu dielektičkog materijala, koji uslijed mehaničkog naprezanja i promjene temperature proizvodi, električni napon. Tekućina pod tlakom proizvodi silu deformacije dielektričnog materijala iz čega proizlazi inducirani napon koji se dalje u mjernom uređaju pretvara u brojčane vrijednosti tlaka.



Slika 5.8. Mjerni osjetnik tlaka i temperature SCPT 600-02-20

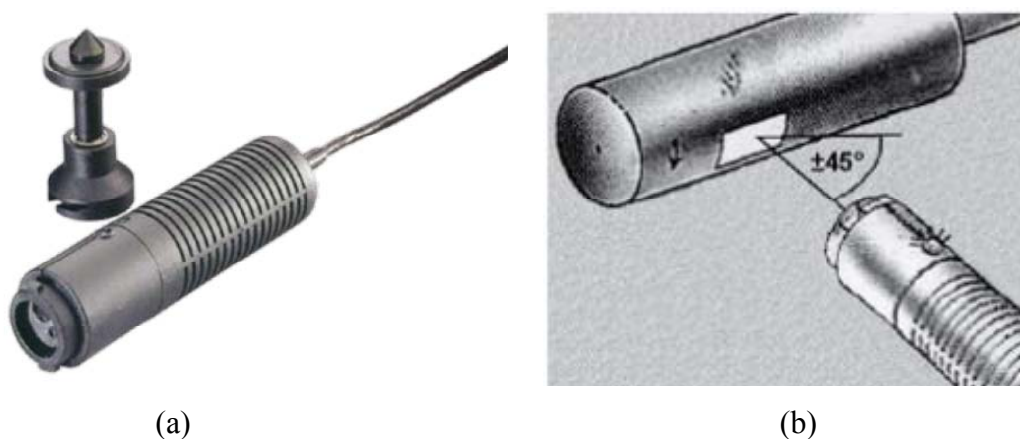
Tablica 5.2. Karakteristike mjernog osjetnika SCPT 600-02-20

Osjetnik SCPT		600-02-02
Mjerno područje tlaka [bar]		0...600
Mjerno područje temperature [°C]		-25...+105
Točnost ± 1,5 [%]		
Maksimalni mjerni tlak [bar]		1000
Tlak probijanja [bar]		1800
Histereza [%]	uobiča.	0,05
	maks.	0,10
Ponovljivost [%]	uobiča.	0,10
	maks.	0,20
Točnost [%]	uobiča.	0,25
	maks.	0,50



### 5.2.3 Osjetnik brzine vrtnje

Osjetnik brzine vrtnje SCRPM 220 prikazan je na sl. 5.9a, a njegove karakteristike u tab. 5.3 [84]. Riječ je o bezkontaktnom osjetniku koji radi na optičko-električkom principu (sl. 5.9b). Iz osjetnika izlazi laserska zraka koja se prilikom nailaska reflektirajuće trake odbija od nje i vraća u osjetnik koji to registrira kao impuls te ga prosljeđuje mjernom uređaju. Reflektirajuća traka se postavlja na rotirajući element te se ovisno o vremenskim intervalima između reflektiranja laserske zrake, mjeri brzina vrtnje pomoću mjernog uređaja. Za osjetnik postoji i adapter pomoću kojeg se može ostvariti i kontaktno mjerenje brzine vrtnje.



**Slika 5.9.** Osjetnik brzine vrtnje SCRPM 220 s adapterom (a) i princip mjerenja brzine vrtnje (b)

**Tablica 5.3.** Karakteristike osjetnika brzine vrtnje SCRPM 220

<b>Ulazne vrijednosti</b>	
Udaljenost mjerenja	25...500 mm
Kut mjerenja	$\pm 45^\circ$
Vrsta mjerenja	optičko, LED crveni
<b>Izlazne vrijednosti</b>	
Raspon mjerenja	20...10000 okr/min
Preciznost	< 0,5% FS
Rezolucija	$\pm 5$ okr/min
<b>Električni priključak</b>	
Električni kabel 3m	5-pin/4-pin
Temperatura okoline	0...70 °C
<b>Općenito</b>	
Materijal	ABS
Dimenzije	$\varnothing 34$ mm / L=130 mm
Težina	230 g

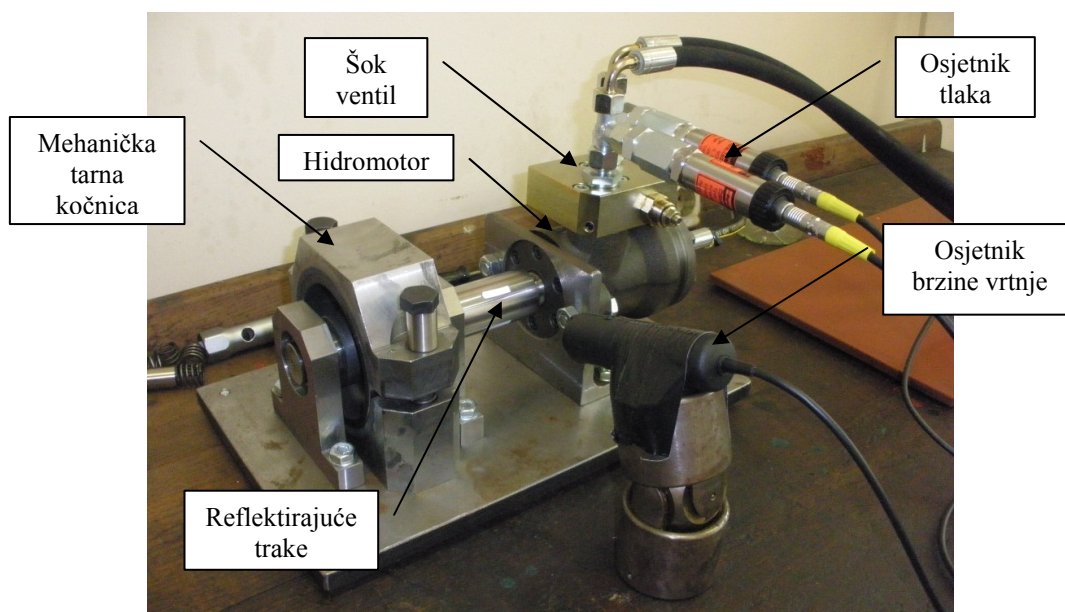
### 5.3 Metodologija i rezultati mjerenja

Laboratorijski hidraulički sustav korišten je za simulaciju rada hidrostatske transmisije šumskog vozila skider. Takav se sustav razlikuje od stvarnog sustava hidrostatske transmisije po tome što ima otvoreni kružni tijek. Pogonski stroj je elektromotor konstantne brzine vrtnje, umjesto motora s unutrašnjim izgaranjem. Hidraulička pumpa i hidromotor imaju konstantan volumen odnosno konstrukcijski su izvedeni tako da nemaju mogućnost promjene volumen tj. protoka radne tekućine čime se ostvaruje regulacija momenta i brzine kod realne hidrostatske transmisije. Tako se za simulaciju koristi pojednostavljeni sustav hidrostatske transmisije s konstantnim volumenima ali s mogućnošću regulacije protoka pumpe pomoću prigušno nepovratnog ventila. Promjena smjera vrtnje vratila hidromotora ostvaruje se upravljanjem uz pomoć razvodnog ventila 4/3. Zbog navedenih razlika, eksperimentalna ispitivanja se koriste za analizu dinamike rada hidromotora pri promjeni momenta opterećenja mehaničkom kočnicom.

Rad laboratorijskog sustava hidrostatske transmisije započinje pokretanjem hidroagregata pri čemu dolazi do vrtnje elektromotora konstantnim brojem okretaja, spojenim s zupčastom pumpom konstantnog volumena pri čemu se postiže konstantan protok radne tekućine. Radna tekućina se pomoću razvodne ploče dovodi do razvodnih ventila, te dok su ventili zatvoreni radna se tekućina preko ventil za ograničenje tlaka vraća u spremnik. Hidroagregat se sastoji od tri razvodna ventila, a za laboratorijsku simulaciju hidrostatske transmisije koristi se ventil HK DHIO 713 X 00 (sl. 5.4). Odabrani razvodni ventil u neutralnom položaju spaja tlačnu i povratnu komoru hidromotora sa spremnikom radne tekućine pri čemu dolazi do izjednačenja tlaka. Upravljanje razvodnim ventilom se ostvaruje pomoću PLC upravljačke jedinice. PLC-om se šalje signal na određeni elektromagnet čime se određuje smjer protoka kroz razvodni ventil te vrijeme trajanja signala.

Preko razvodnog ventila radna tekućina dolazi do hidromotora. Ovisno o smjeru protoka kroz razvodni ventil ovisit će smjer vrtnje hidromotora. Kod laboratorijskih ispitivanja promatra se samo vrtnja u jednom smjeru što se postiže definiranjem

upravljačkog signala koji djeluje samo na jedan elektromagnet ventila određeno vremensko razdoblje. Pri tome je dovodna cijev pod većim tlakom (visokotlačna), a cijev koja odvodi radni medij natrag u spremnik pod nižim tlakom (niskotlačna). Hidromotor je još pomoću savitljive cijevi spojen sa spremnikom hidroagregata što predstavlja drenažni vod. Kao što je već prije spomenuto, na hidromotor je direktno spojen šok ventil koji je podešen na maksimalni tlak od 100 ili 110 bara koji je manji od maksimalno dozvoljenog tlaka kojim se može opteretiti hidromotor, a koji iznosi 140 bara. Promjena momenta opterećenja hidromotora se ostvaruje kočenjem pomoću mehaničke tarne kočnice na principu pritezanja i otpuštanja kočionih blokova pomoću vijka.



**Slika 5.10.** Postavljanje mjernih osjetnika kod laboratorijskih mjerenja

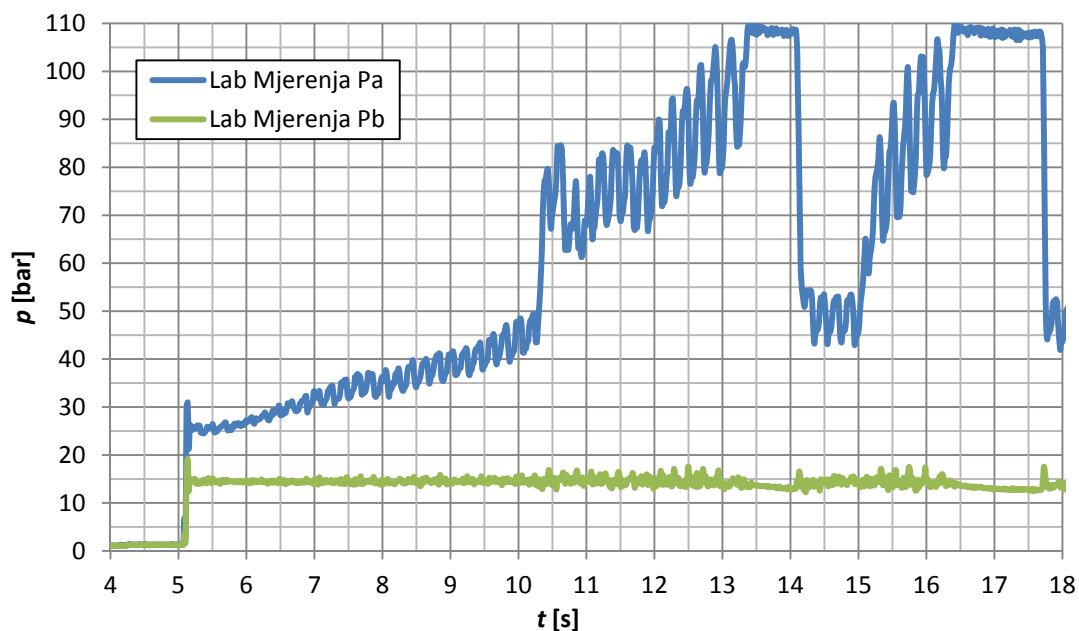
Brzine vrtnje hidromotora mjere se uz pomoć osjetnika brzine vrtnje. Kako je već navedeno osjetnik je bezkontaktni, a radi na principu reflektiranja laserske zrake od reflektirajuće trake. Reflektirajuća traka se postavlja na čahuru koja spaja kočnicu i hidromotor kao što je prikazano na sl. 5.10. Osjetnik je povezan s mjernim uređajem koji prikazuje trenutnu brzinu vrtnje hidromotora. Ako osjetnik mjeri brzinu sa samo jednom reflektirajućom trakom, mjerni uređaj prikazuje stvarnu brzinu vrtnje. Kada se na rotirajuću tijelo zalijepe dvije ili više reflektirajućih traka, mjerni uređaj prikazuje brzinu vrtnje pomnoženu s brojem reflektirajućih traka. Više se reflektirajućih traka

postavlja radi veće preciznosti mjerenja u slučajevima promjenjive brzine vrtnje. Kod mjerenja s jednom reflektirajućom trakom dolazi do određenog vremenskog kašnjenja koje je posebice izraženo u slučaju zaustavljanja hidromotora kada se čahura prestaje okretati, a mjerni uređaj još neko izvjesno vrijeme pokazuje određenu brzinu vrtnje. Korištenjem većeg broja reflektirajućih traka javljaju se veće oscilacije izmjerene brzine vrtnje. Stoga su provedena laboratorijska mjerenja s jednom, dvije, četiri, šest i osam traka. Utvrđeno je da se optimalni rezultati dobivaju s četiri reflektirajuće trake.

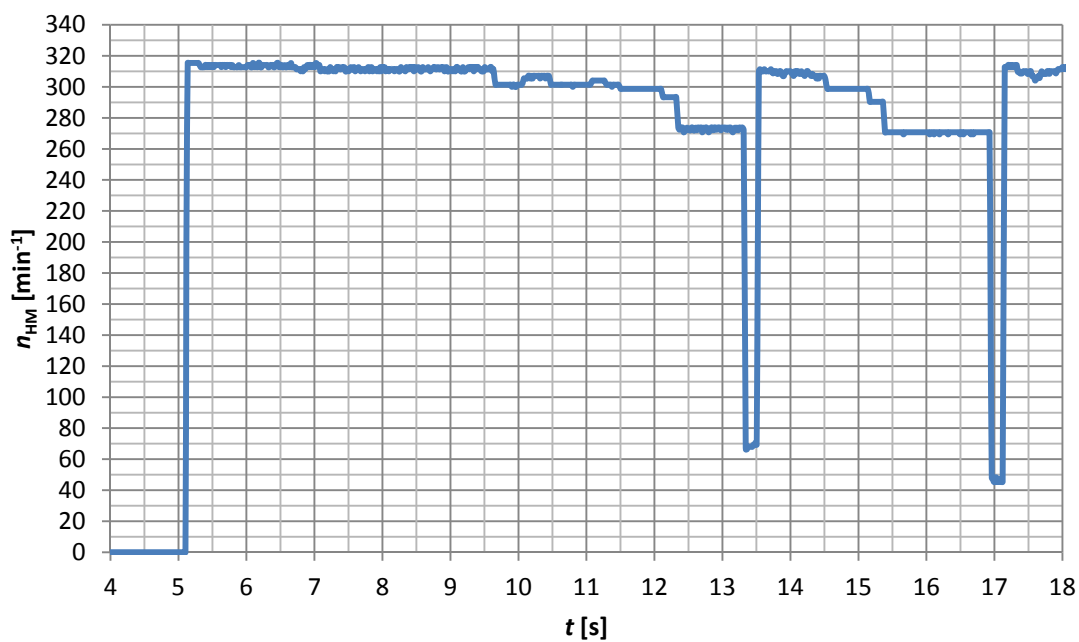
Rezultati mjerenja tlaka i brzine vrtnje spremaju se na mjerni uređaj koji ima mogućnost pohranjivanja 256 000 mjernih vrijednosti ili točaka. Preciznost mjerenja odnosno vremenski korak mjerenja ovisi o količini izmjerenih podataka koji ovise o broju osjetnika i vremena mjerenja. Što je manje vrijeme mjerenja i manji broj osjetnika, to će biti manji korak i mjerenje će biti preciznije. Uporabom triju osjetnika i vremenu mjerenja manjem od jedne minute točnost je bila velika. Dobiveni rezultati mjerenja pohranjeni na mjernom uređaju prebacuju se na PC na način da se mjerni uređaj poveže s PC-om pomoću serijskog kabela. Na PC-u se rezultati očitavaju pomoću softvera SensoWin. Navedeni softver omogućuje spremanje rezultata u obliku tekstualne datoteke ili tablice, a što omogućuje daljnju obradu podataka.

Laboratorijskim mjerenjem pri nejednolikom kočenju hidromotora izmjerene su vrijednosti tlaka u visokotlačnoj i niskotlačnoj cijevi kao što je prikazano na sl. 5.11. Rezultati mjerenja brzine vrtnje hidromotora prikazani su na sl. 5.12. Analizom dobivenih rezultata vidljivo je da tlak ovisi o momentu opterećenja hidromotora. Tako zbog nejednolikog kočenja hidromotora proizlazi nejednoliki tlak u visokotlačnoj cijevi koji u početku raste zbog povećanja sile kočenja, i to do 13 sekunde kada je hidromotor potpuno zakočen, a tlak postiže maksimalnu vrijednost, koja je definirana šok ventilom. Nakon toga kočnica se popušta, a tlak sukladno tome pada. Od 15 sekunde opet raste zbog ponovnog povećanja sile kočenja. Dobivenim rezultatima dokazana je ispravnost korištenja kočnice za simulaciju nejednolikog momenta opterećenja kakav se pojavljuje na kotaču skidera. Isto tako sličnost dobivenih rezultata mjerenja tlaka u visokotlačnoj cijevi s provedenim Carlsonovim [11] mjerenjima na stvarnom šumskom vozilu (sl. 2.19), također dokazuje ispravnost provedenih laboratorijskih mjerenja. Konstantan tlak u povratnoj niskotlačnoj cijevi (oko 14 bar) je rezultat otvorenog hidrauličkog sustava

laboratorijskog hidroagregata što znači da se radni medij vraća u spremnik s tlakom većim od atmosferskog tlaka zbog prigušenja (otpora) u razvodniku i nepovratnom ventilu.



Slika 5.11. Rezultati mjerenja tlaka u visokotlačnoj i niskotlačnoj cijevi



Slika 5.12. Rezultati mjerenja brzine vrtnje hidromotora

Analizom dobivenih rezultata mjerenja brzine vrtnje hidromotora (sl. 5.12) može se zaključiti da ona postiže svoju maksimalnu vrijednost pri maksimalnom protoku pumpe. Povećanjem momenta opterećenja brzina vrtnje pada sve do zaustavljanja hidromotora. Nakon popuštanja kočnice, brzina opet raste do svoje maksimalne vrijednosti, a smanjuje se opet nakon povećanja momenta opterećenja na vratilu hidromotora.

Ovakvi su rezultati mjerenja pokazali očekivano ponašanje hidrostatskog sustava, bez obzira da li je on otvorenog ili zatvorenog tipa:

- povećanjem protoka pumpe brzina se hidromotora povećava
- povećanjem opterećenja na vratilu hidromotora tlak u tlačnom vodu raste, a brzina vrtnje pada.

## **6. Numeričko modeliranje i simulacija hidrostatske transmisije**

### **6.1 Numeričko modeliranje hidrostatske transmisije na principu bijele kutije**

Izrada modela bijele kutije temelji se na poznavanju fizikalnih zakona, vrijednosti i odnosa unutar sustava hidrostatske transmisije odnosno na matematičkim jednadžbama za izračunavanje određenih varijabli sustava kao što su tlak, protok, brzina vrtnje itd. Uz to potrebno je poznavati parametre koji su konstantne vrijednosti definirane dimenzijama (npr. volumen pumpe i hidromotora, promjer cijevi itd.) te fizikalne vrijednosti koje su eksperimentalno izmjerene i dokazane kao što su atmosferski tlak, gustoća ulja itd. Da bi bilo koji sustav ispravno radio, potrebno je poznavati njegova ograničenja kao što su maksimalna brzina vrtnje hidromotora, maksimalni tlak sustava, te fizikalne odnose (npr. kada je hidromotor zakočen, brzina vrtnje je jednaka nuli).

Ponašanje sustava hidrostatske transmisije opisano je skupom diferencijalnih jednadžbi koje su općenito nelinearne. Osnovni problem koji se pojavljuje kod analize

takvih sustava je nepostojanje opće metodologije za rješavanje takvih nelinearnih diferencijalnih jednadžbi. Kao logično rješenje nameće se potreba provođenja simulacije sustava na računalu korištenjem metodi za rješavanjem diferencijalnih jednadžbi pomoću odgovarajućeg programskog paketa. Programski paket koji se koristi za izradu numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu bijele kutije je Simulink [85].

Simulink je grafički alat koji koristi matematičku osnovu MATLAB-a za izradu numeričkih modela i simulaciju dinamičkih sustava. Izrada numeričkog modela unutar Simulinka obavlja se na način da se koriste biblioteke gotovih grafičkih blokova koji predstavljaju matematičke znakove, operatore, funkcije itd. Osim postojećih blokova korisnik može napisati i vlastite blokove, koristeći MATLAB-ove m-funkcije ili funkcije napisane u programskom jeziku C/C++ (S-funkcije). Simulacijska shema u Simulinku sastavlja se od blokova i crta odnosno signala kojima se povezuju pojedini blokovi te se tako rješavaju jednadžbe kojima se sustav opisao.

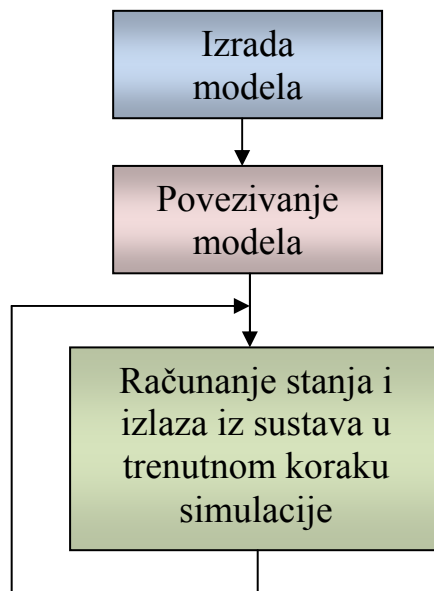
Simulacija unutar Simulinka može se podijeliti u tri faze (sl. 6.1) i to: izrada modela, povezivanje modela i simulacija. U fazi izrade modela obavljaju se sljedeće operacije:

- izračunavaju se parametri blokova,
- određuju se svojstva signala (vrsta signala i dimenzije signala),
- provodi se postupak optimiranja s ciljem reduciranja broja blokova u shemi,
- formira se lista blokova koja se u fazi povezivanja modela koristi kao polazište za određivanje poretka izvršavanja blokova,
- određuje se vrijeme trajanja (eng. *sample time*) blokova za koje vrijeme trajanja nije eksplicitno navedeno.

U fazi povezivanja modela dodjeljuje se memorija, potrebna za spremanje signala, stanja, izlaza i "*run-time*" parametara simulacije. Nadalje, na temelju liste blokova, napravljene u prethodnoj fazi, određuje se najučinkovitiji poredak izvršavanja blokova kako eventualno ne bi došlo do pojave algebarskih petlji. Pri tome se uzima u obzir i eventualna razina prioriteta koju korisnik može dodijeliti pojedinom bloku. U fazi simulacije, Simulink sukcesivno izračunava stanja i izlaze iz sustava u vremenskim



trenucima koji mogu, ali i ne moraju biti ekvidistantni što ovisi o odabranom rješavaču diferencijalnih jednadžbi [86].



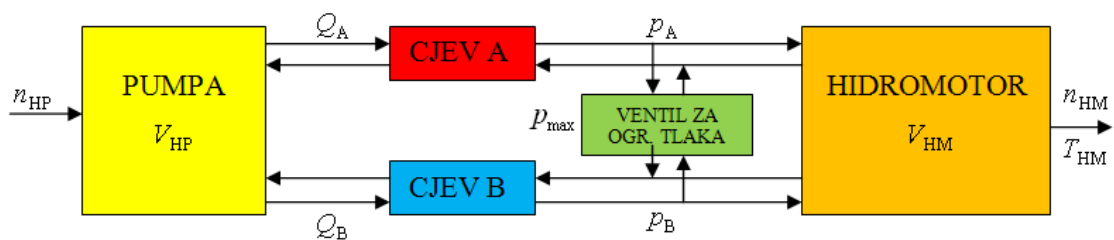
**Slika 6.1.** Faze provedbe simulacije u Simulinku

Simulacija dinamičkog sustava se u Simulinku obavlja sukcesivnim računanjem stanja sustava što obavljaju rješavači (eng. *solver*) odnosno posebni matematički programi za rješavanje diferencijalnih jednadžbi. Rješavači unutar Simulinka dijele se u dvije kategorije i to: rješavače s konstantnim korakom (eng. *Fixed Step*) i rješavače s promjenjivim korakom (eng. *Variable Step*). Rješavači s konstantnim korakom računaju stanja sustava u pravilnim vremenskim intervalima. Trajanje simulacije i njezina točnost izravno ovise o izboru koraka diskretizacije. Što je taj korak manji, simulacija je točnija, ali se produljuje njezino trajanje. Rješavači s promjenjivim korakom mijenjaju korak diskretizacije tijekom simulacije kako bi se zadovoljili zahtjevi dozvoljene apsolutne i relativne pogreške simulacije.

Kod simulacije složenih dinamičkih sustava vrlo je teško unaprijed definirati prikladan rješavač kao i parametre samog postupka simulacije. Zbog toga je često nužno sam postupak i njegove parametre odrediti kroz više koraka metodom pokušaja i pogreške. Stoga je poželjno prvo pokušati s nekim od postupaka s promjenjivim korakom uz uključenu detekciju prolaska kroz nulu (eng. *Zero Crossing Detection*). Pri

tome je uobičajeni "ode 45 (Dormand-Prince)" rješavač dobar izbor. Ako su rezultati simulacije očekivani može se nakon toga pokušati s nekim od manje složenih postupaka kako bi simulacija trajala kraće. Ako je s druge strane simulacija korištenjem "ode45" postupka prespora ili se ne dobivaju očekivani rezultati, tada je moguće da se radi o krutom dinamičkom sustavu. U tom slučaju poželjno je koristiti neki od postupaka namijenjen za rješavanje krutih sustava poput "ode 15s" rješavača.

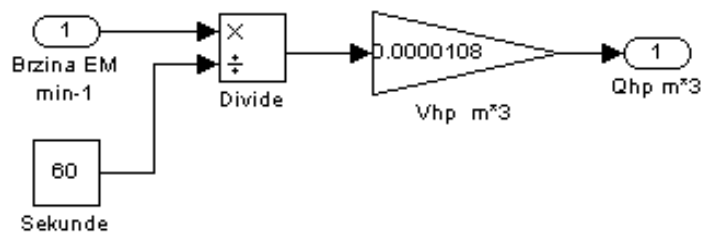
Kod izrade složenih numeričkih sustava kao što je sustav hidrostatske transmisije, preporučeno je sustav podijeliti na podsustave te napraviti numeričke modele za svaki od podsustava, a nakon toga podsustave spojiti u jednu cjelinu. Shematski model hidrostatske transmisije se pojednostavljeno može prikazati kao sustav s četiri podsustava: pumpa, hidromotor, elastične cijevi te ventil za ograničenje tlaka (sl. 6.2).



Slika 6.2. Shematski prikaz sustava hidrostatske transmisije

### 6.1.1 Numerički model hidrauličke pumpe

Temeljem matematičkog modela hidrauličke pumpe iz poglavlja 3.2 u Simulinku je izrađen model za simulaciju. Numerički model hidrauličke pumpe je pojednostavljen te se svodi samo na modeliranje protoka pumpe. Razlog tome je što se numerički model hidrostatske transmisije uspoređuje s laboratorijskim hidraulički sustavom koji se sastoji od elektromotora s konstantnim brojem okretaja i pumpe konstantnog volumena. Prema tome protok će biti konstantan. Određuje se pomoću jednadžbe (3.24), a rješava se uz pomoć Simulinka iz čega slijedi blok dijagram prikazan na sl. 6.3.



Slika 6.3. Numerički model hidrauličke pumpe

### 6.1.2 Numerički model hidromotora

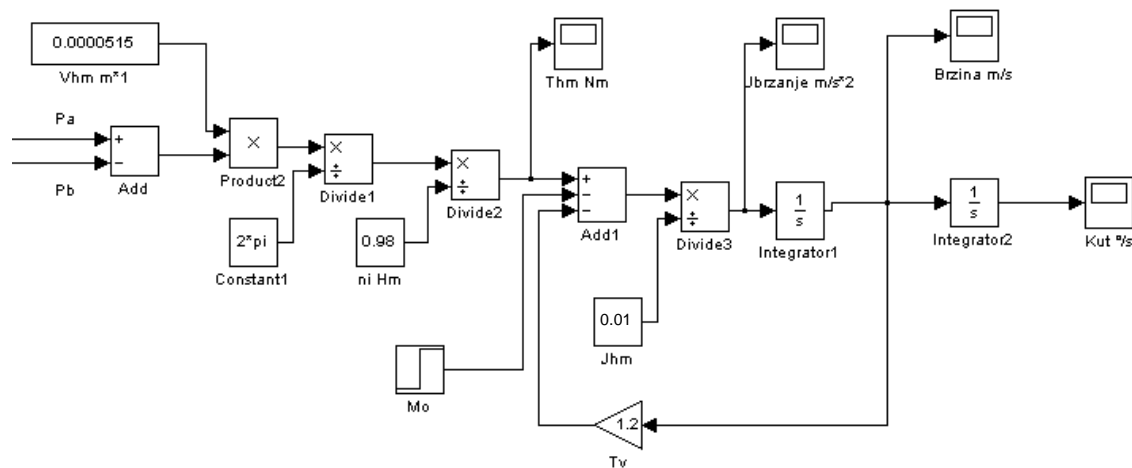
Za numerički model hidromotora koristi se jednačba (3.30). Pomoću spomenute jednačbe se određuje ubrzanje, brzina i zakretni kut hidromotora. Za rješavanje jednačbe je potrebno poznavanje teorijskog momenta hidromotora, momenta inercije hidromotora, momenta trenja u hidromotoru i momenta opterećenja hidromotora. Teorijski moment hidromotora izračunava se pomoću jednačbe (3.34) dok su ostali momenti nepoznati te ovise o konstrukcijskoj izvedbi hidrostatske transmisije i njenoj primjeni.

Kao što je već spomenuto, validacija numeričkog modela ostvaruje se usporedbom rezultata simulacije i eksperimentalnih mjerenja izvršenih na laboratorijskom hidrauličkom sustavu te se zbog toga koriste veličine i parametri laboratorijskog sustava. Moment inercije hidromotora je jednak momentu laboratorijskog hidromotora uvećan za moment inercije kočnice s kojom je spojen. Moment inercije hidromotora je nepoznat dok je izračunati moment inercije kočnice  $J_K=0,005 \text{ Nms}^2$ . Odabire se nešto veća vrijednost ukupnog momenta inercije  $J_{HM}=0,01 \text{ Nms}^2$  koja se tijekom simulacije još korigira.

Moment trenja u hidromotoru se određuje pomoću Stribeckove jednačbe trenja (3.31). Vrijednosti momenta viskoznog trenja, Coulombovog trenja i statičkog trenja su nepoznate te se zbog toga jednačba momenta trenja pojednostavljuje na način da se uzima u obzir samo moment viskoznog trenja iz čega proizlazi novi izraz za jednačbu momenta trenja:

$$T_f(\dot{\phi}_{HP}) = T_v \dot{\phi}_{HP} . \quad (6.1)$$

Momenta viskoznog trenja i dalje ostaje nepoznat, ali ga je potrebno uzeti u obzir jer simulacija ne bi davala realne rezultate. Zbog toga se vrijednost momenta viskoznog trenja mijenja sve dok se ne postignu iste vrijednosti početnog (skokovitog) tlaka u visokotlačnoj cijevi pri pokretanju hidromotora kao kod laboratorijski izmjerenih tlakova. Skokoviti tlak koji se javlja pri pokretanju hidromotora nastaje zbog početnog svladavanja momenta trenja i momenta inercije. Numerički model hidromotora dobiva se rješavanjem jednadžbe (3.30) kao što je prikazano u blok dijagramu na sl. 6.4.



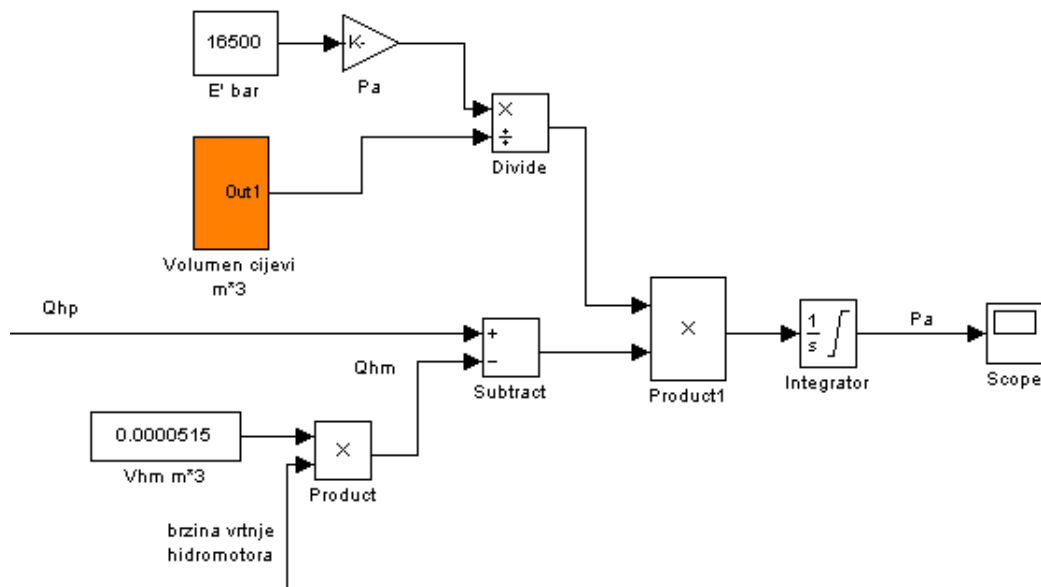
Slika 6.4. Numerički model hidromotora

### 6.1.3 Numerički model hidrauličkih cijevi

Simulacija tlaka u cijevima dobiva se rješavanjem jednadžbi (3.36) i (3.37). Izračunava se samo tlak u visokotlačnoj cijevi  $p_A$  dok se tlak u povratnoj (niskotlačnoj) cijevi  $p_B$  uzima konstantnim. Ovakva pretpostavka se zasniva na laboratorijskim mjerenjima kojima je dokazano da se povećanjem momenta opterećenja hidromotora povećava tlak  $p_A$  dok tlak  $p_B$  ima konstantnu vrijednost (sl. 5.12). Konstantan tlak u povratnomvodu je rezultat otvorenog hidrauličkog sustava laboratorijskog hidroagregata. Pošto se model hidrostatske transmisije temelji na laboratorijskom

hidrauličkom sustavu za određivanje dinamike tlaka u cijevima odabire se konstantan tlak u povratnom vodu  $p_B = 14$  bar.

Za određivanje tlaka u tlačnom vodu potrebno je još poznavati vrijednost modula elastičnosti. Odabire se Hoffmanov način određivanja efektivnog modula elastičnosti za tlakove oko 100 bar koji iznosi  $E' = 16500$  bara, te se koristi kao konstantna vrijednost kod numeričkog modela. Unutarnja i vanjska curenja su zanemarena zbog nepoznavanja njihovih stvarnih vrijednosti, ali se zato kod izračunavanja protoka kroz hidromotor pretpostavljaju volumetrijski i mehanički stupnjevi iskoristivosti. Numerički model tlaka u visokotlačnoj cijevi  $p_A$  prikazan je u blok dijagramu na sl. 6.5.

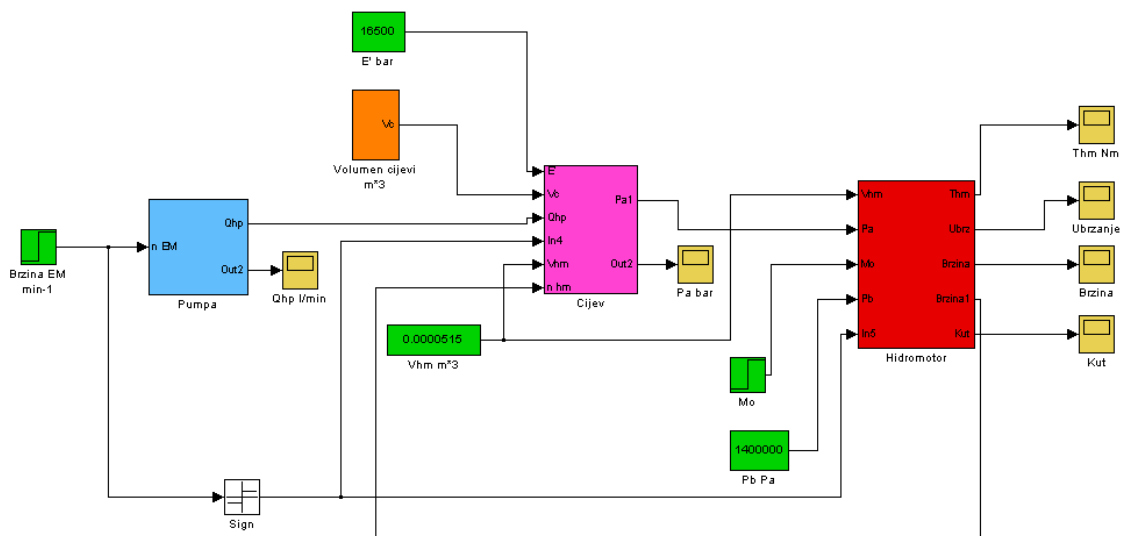


Slika 6.5. Numerički model dinamike tlaka  $p_A$

Kod numeričkog modela tlaka uzima se u obzir maksimalni tlak sustava koji je određen ventilom za ograničenje tlaka odnosno kod laboratorijskog hidromotora šok ventilom. Šok ventil je direktno spojen s hidromotorom i reguliran je na maksimalni tlak od 100 bar. Uzimajući takav tlak kao maksimalni tlak sustava, kod integriranja diferencijalne jednadžbe tlaka definiraju se granice integrala od 0 do 100 bara te nije potreban poseban numerički model šok ventila.

### 6.1.4 Simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu bijele kutije

Nakon što su napravljene numerički modeli podsustava hidrostatske transmisije, povezuju se u jednu cjelinu i na taj se način dobiva cjeloviti numerički model. Blok dijagram cjelovitog numeričkog modela hidrostatske transmisije prikazan je na sl. 6.6.



Slika 6.6. Cjeloviti numerički model hidrostatske transmisije

Koristeći dimenzijske veličine i parametre laboratorijskog hidrauličkog sustava za numerički model hidrostatske transmisije proizlaze sljedeće karakteristike sustava: hidraulička pumpa ima volumen  $V_{HP} = 10,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ , te pri brzini vrtnje elektromotora  $\dot{\varphi}_{HP} = 1450 \text{ min}^{-1}$  ostvaruje teorijski protok  $Q_{HP,th} = 15,6 \text{ l/min}$ , maksimalni tlak sustava je ograničen šok ventilom  $p_{max} = 100 \text{ bar}$ , tlak u povratnom vodu je odabran na temelju laboratorijskih mjerenja  $p_B = 14 \text{ bar}$ , a moment inercije hidromotora i kočnice iznosi  $J = 0,01 \text{ Nms}^2$ . Hidromotor ima konstantan volumen  $V_{HP} = 51,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ , te uz poznati teorijski protok pumpe i maksimalni tlak sustava iz jednadžbe (3.36) proizlazi maksimalni brzina vrtnje hidromotora  $\dot{\varphi}_{HM} = 300 \text{ min}^{-1}$ , a iz jednadžbe (3.38) maksimalni teorijski moment hidromotora  $T_{HM,th} = 70,5 \text{ Nm}$ . Prema istom tipu hidromotora odabiran je stupanj iskoristivosti  $\eta_{HM} = 0,98$ , iz čega proizlazi maksimalni efektivni moment hidromotora  $T_{HM,eff} = 69 \text{ Nm}$ . Vrijednosti maksimalne brzine vrtnje i

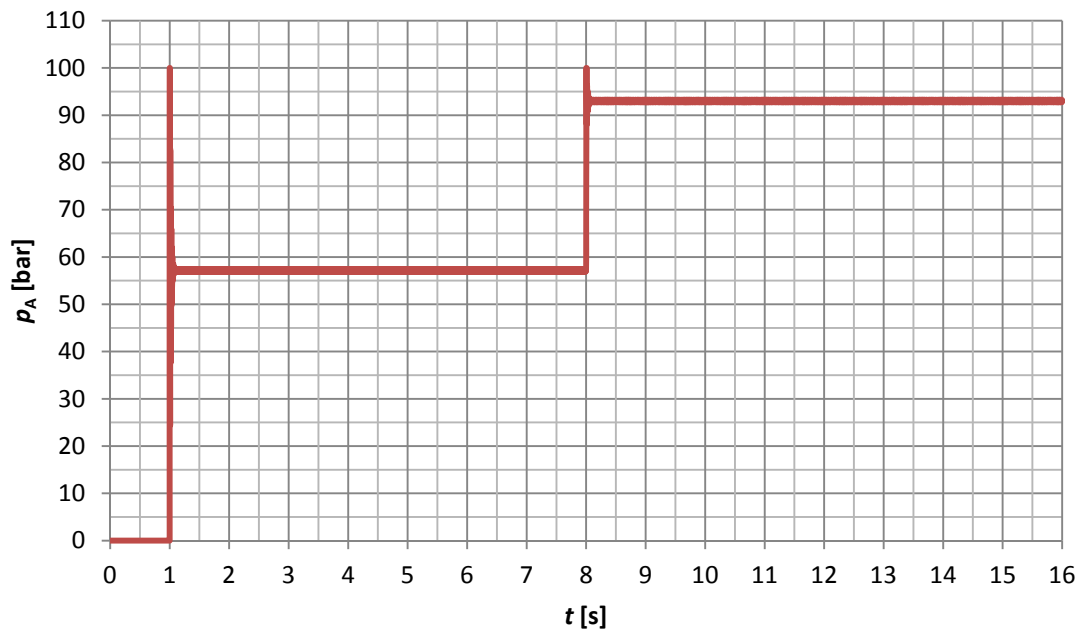
teorijskog momenta hidromotora koriste se za kontrolu kod simulacije ekstremnih vrijednosti koje sustav može ostvariti.

Validacija numeričkog modela hidrostatske transmisije provodi se usporedbom rezultata simulacije s laboratorijskim mjerenjima. Stoga je najprije potrebno testirati numerički model. Pod testiranjem numeričkog modela podrazumijeva se analiziranje rezultata simulacije ovisno o promjeni određenih parametara modela. Prvenstveno se to odnosi na promjenu opterećenja odnosno promjenu vanjskog momenta opterećenja hidromotora  $T_{HM,L}$ . Testiranjem je potrebno konstatirati da se s povećanjem momenta opterećenja na hidromotoru povećava tlak u visokotlačnoj cijevi, a brzina vrtnje mu se smanjuje. Pomoću ovakvog testa, može se utvrditi ispravnost dinamike sustava prije nego što se krene s laboratorijskim mjerenjima. Testiranje numeričkog modela hidrostatske transmisije provodi se za dva slučaja promjene vanjskog opterećenja hidromotora. Prvo se promatra slučaj opterećenja promjenjivim momentom, a nakon toga slučaj opterećenja linearno rastućim momentom.

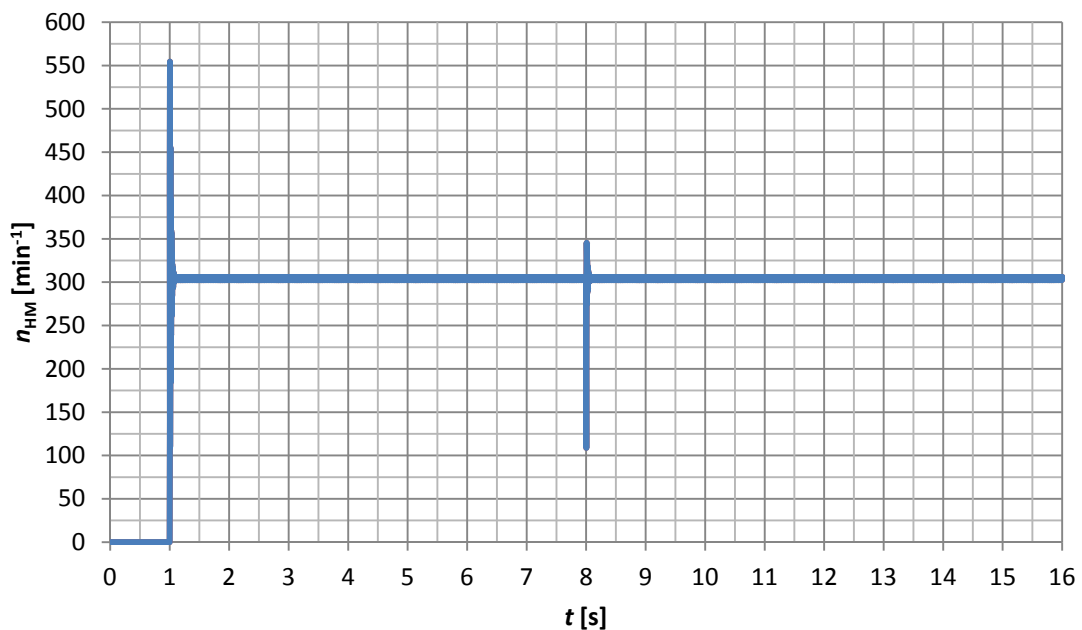
Promjenjivi moment opterećenje u prvom testu je definiran momentom koji iznosi 30 Nm prvih sedam sekundi, a nakon toga skokovito raste na 60 Nm. Ispravnost sustava se utvrđuje kada naglim porastom momenta, tlak u visokotlačnoj cijevi naraste, a brzina vrtnje hidromotora smanji. Ukupno trajanje simulacije je 16 s. Prvu sekundu sustav miruje, što je definirano upravljačkim signalom elektromotora (pumpe). Na taj način se želi ispitati ispravnost modela kad nema protoka pumpe. Dobiveni rezultati prikazani su na slikama 6.7 i 6.8.

Rezultati simulacije pokazuju ispravnost rada numeričkog modela hidrostatske transmisije. Prvu sekundu sustav miruje nakon čega dolazi do signala na elektromotoru, te započinje rad sustava. Tlak u visokotlačnoj cijevi naglo raste do maksimalnog tlaka definiranog šok ventilom i to zbog svladavanja momenta inercije i trenja u hidromotora. Nakon toga, tlak opada te poprima približno konstantnu vrijednost koja ovisi o početnom momentu opterećenja hidromotora od 30 Nm. Nakon osam sekundi dolazi do povećanja momenta opterećenja što rezultira skokovitim povećanjem tlaka kao i kod pokretanja sustava, a nakon toga se tlak stabilizira i poprima konstantnu vrijednost definiranu opterećenjem od 60 Nm. Iz dijagrama tlaka (sl. 6.7) je vidljivo da za

svladavanje većeg momenta opterećenja potreban veći tlak u visokotlačnoj cijevi što je osnovna pretpostavka Pascalovog zakona. Brzina vrtnje hidromotora pri pokretanju sustava također naglo naraste nakon čega poprima vrijednost od  $300 \text{ min}^{-1}$ . Povećanjem momenta opterećenja dolazi do trenutnog pada brzine vrtnje koja nakon stabilizacije tlaka u visokotlačnoj cijevi opet raste.



Slika 6.7. Tlak u visokotlačnoj cijevi kod prvog testa modela

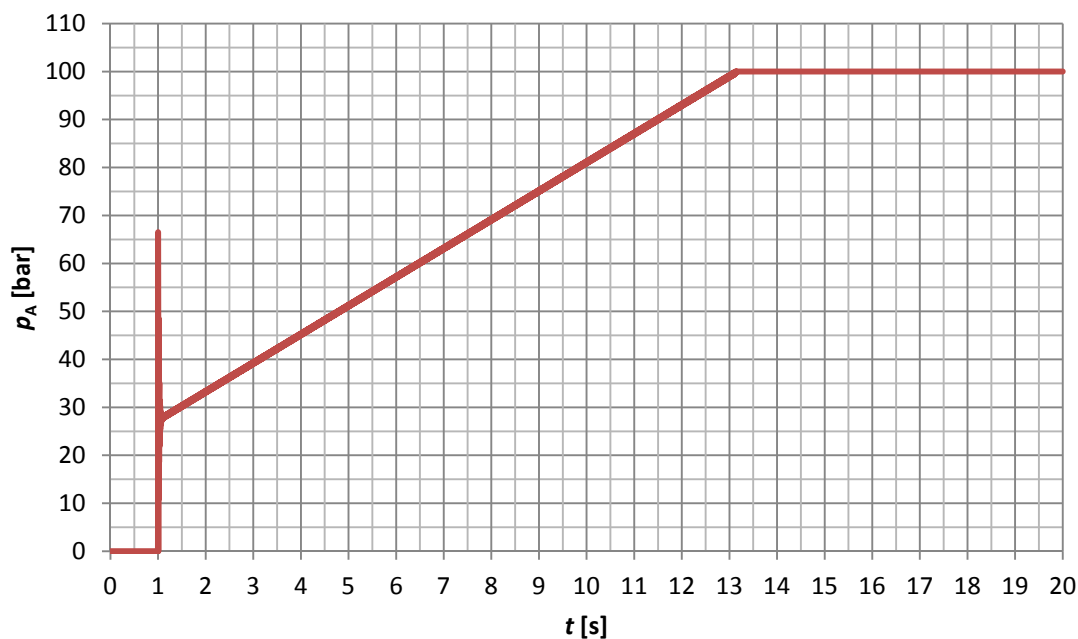


Slika 6.8. Brzina vrtnje hidromotora kod prvog testa modela

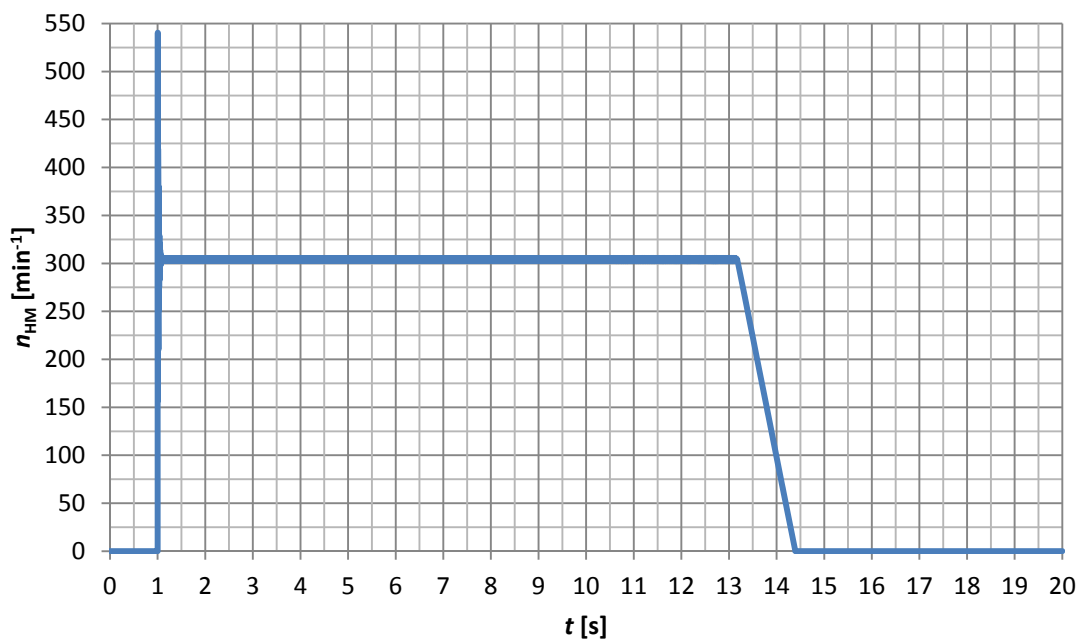


Sljedeći test se provodi za opterećenje hidromotora linearno rastućim momentom od 0 Nm do 100 Nm unutar 20 sekundi. Maksimalni moment koji hidromotor može ostvariti za dane parametre sustava iznosi 69 Nm, što znači da kod većih momenta opterećena mora doći do potpunog zaustavljanja hidromotora (brzina vrtnje je jednaka nuli) a da pritom tlak u cijevima raste do maksimalne vrijednosti definirane šok ventilom. Dobiveni rezultati simulacije prikazani su na sl. 6.9 i sl. 6.10.

Pri pokretanju sustava dolazi do skokovitog rasta tlaka što direktno utječe na brzinu vrtnje hidromotora. Moment opterećenja linearno raste što utječe na linearni porast tlaka u visokotlačnoj cijevi sve do trenutka kada moment opterećenja postaje veći od maksimalnog momenta hidromotora. U tom trenutku dolazi do zaustavljanja hidromotora i pada brzine vrtnje na nulu što je vidljivo u dijagramu na sl. 6.10. Provedenim testiranjem dokazana je ispravna dinamika rada.



Slika 6.9. Tlak u visokotlačnoj cijevi kod drugog testa modela



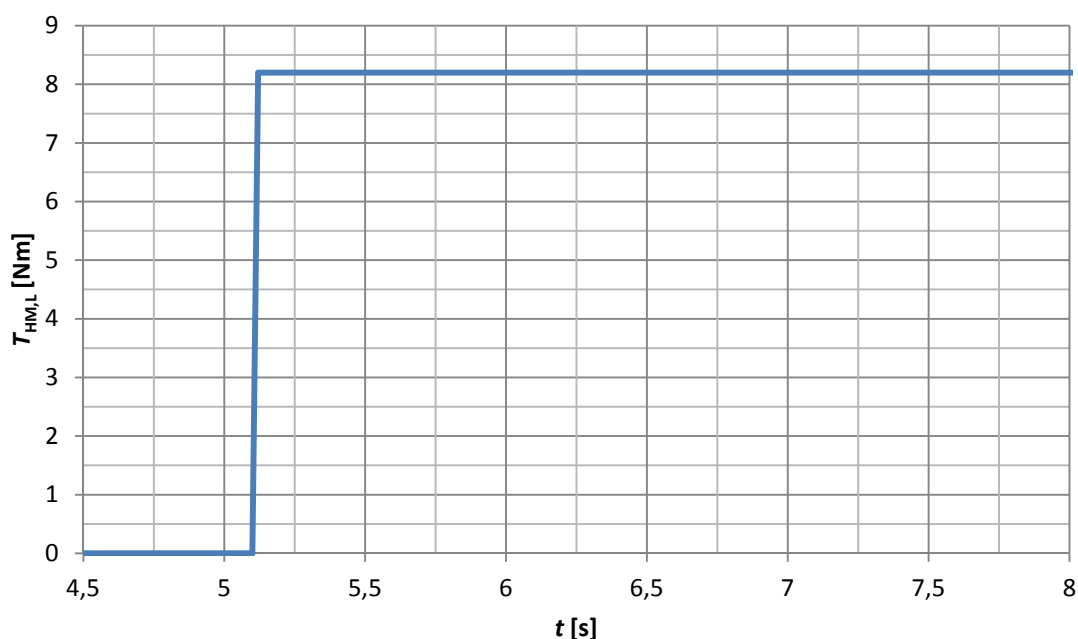
**Slika 6.10.** Brzina vrtnje hidromotora kod drugog testa modela

Za konačnu validaciju numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu bijele kutije, provedena su eksperimentalna laboratorijska mjerenja tlaka u visokotlačnoj i niskotlačnoj cijevi te brzine vrtnje hidromotora. Izvršena su tri mjerenja za različite momente opterećenja hidromotora. Prvo mjerenje se provodi pri konstantnom momentu opterećenja odnosno pri konstantnoj sili kojom tarne obloge djeluju na bubanj kočnice. Drugo mjerenje se provodi za moment opterećenja koji nejednoliko raste što se postiže povećanjem sile između tarnih obloga i bubnja kočnice dok se treće mjerenje provodi za nejednoliko opterećenje hidromotora koje raste od početnog do maksimalnog momenta pri čemu se hidromotor zaustavlja.

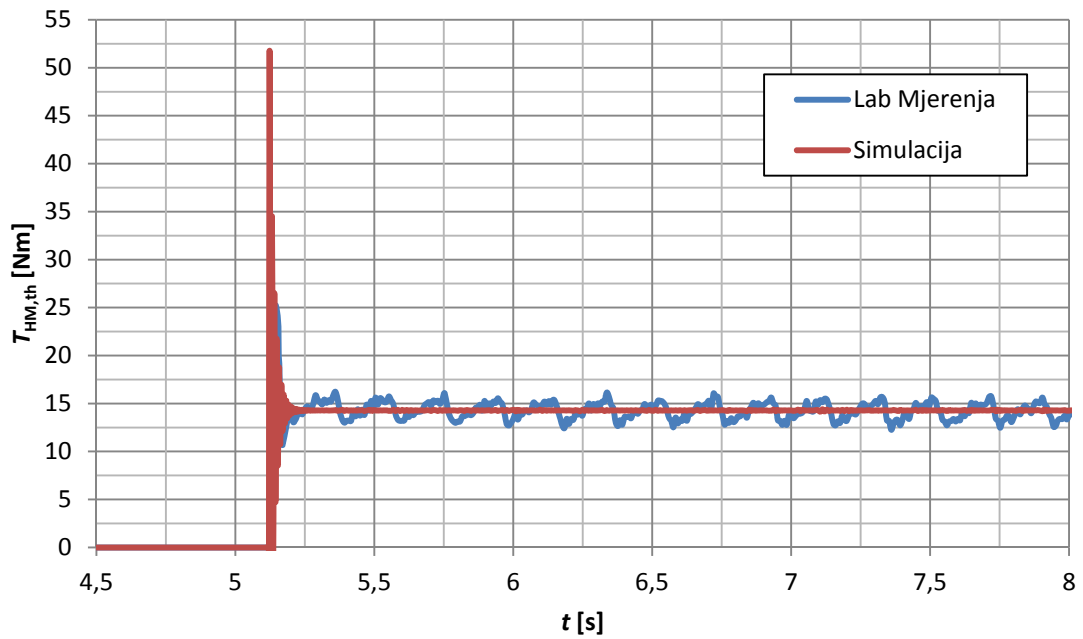
Da bi se rezultati numeričke simulacije mogli usporediti s rezultatima laboratorijskih mjerenja potrebno je poznavati vrijednost vanjskog momenta opterećenja hidromotora kod laboratorijskih mjerenja te isti koristiti za usporedbu s numeričkom simulacijom. Zbog nemogućnosti mjerenja momenta opterećenja ostvarenog pomoću kočnice, moment se određuje indirektno. Pomoću osjetnika tlaka izmjeri se pad tlaka na hidromotoru. Temeljem jednadžbe (3.34) izračunava se teorijski moment hidromotora. Stvarni moment hidromotora je manji od teorijskog zbog viskoznih i mehaničkih gubitaka u hidromotoru te zbog mehaničkih gubitaka u kočnici.

Prvi korak je odrediti teorijski moment hidromotora koristeći laboratorijski izmjerene vrijednostima pada tlaka. Drugi korak je da se izračunati teorijski moment koristi kao moment opterećenja hidromotora za numeričku simulaciju. Treći korak je usporedba teorijskog momenta hidromotora dobivenog numeričkom simulacijom s prije izračunatim teorijskim momentom. Usporedbom dobivenih rezultata može se zaključiti da teorijski moment dobiven simulacijom veći, zbog čega slijedi četvrti korak. U četvrtom koraku se moment opterećenja množi s usvojenim koeficijentom iskoristivosti hidromotora i kočnice. U prvom momentu koeficijent iskoristivosti je nepoznat, ali se njegova vrijednost može dobiti iz omjera teorijskog momenta dobivenog simulacijom i teorijskog momenta prema (jednadžba 3.34). Vrijednost koeficijenta iskoristivosti je tada od 0,88 do 0,9. To drugim riječima znači da moment opterećenja 10% manji od teorijskog momenta.

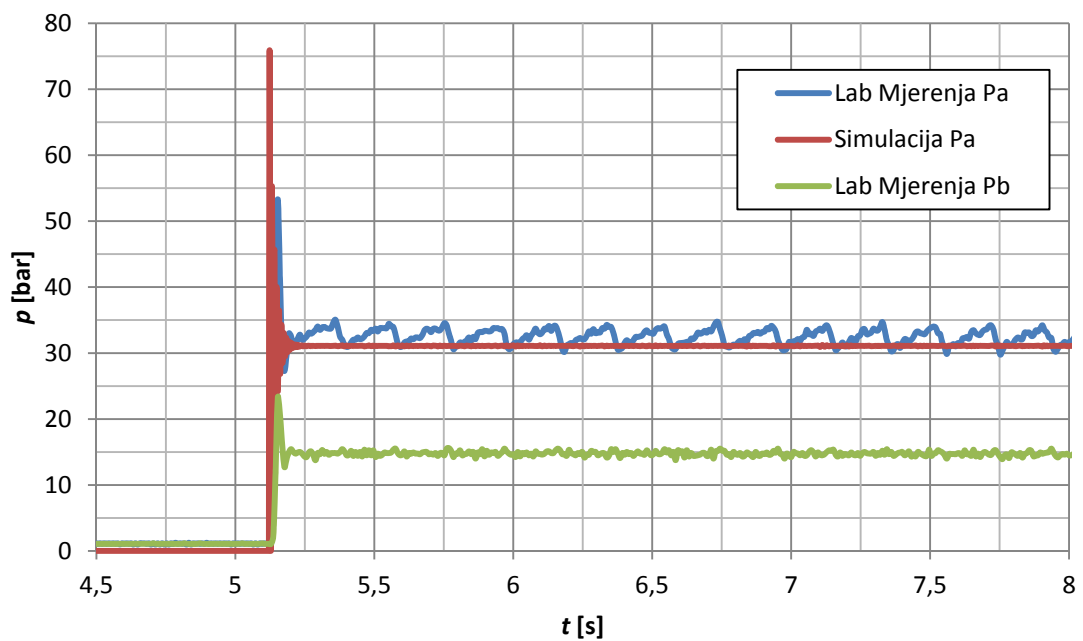
Izmjeren moment opterećenja prikazan je na sl. 6.11. U dijagramu na sl. 6.12 je prikazana usporedba izračunatog i simulacijom dobivenog teorijskog momenta hidromotora. Ovaj dijagram potvrđuje ispravnost utvrđivanja momenta opterećenja. Usporedba numeričke simulacije i mjerenja tlaka i brzine vrtnje hidromotora prikazana je na sl. 6.13 i sl. 6.14.



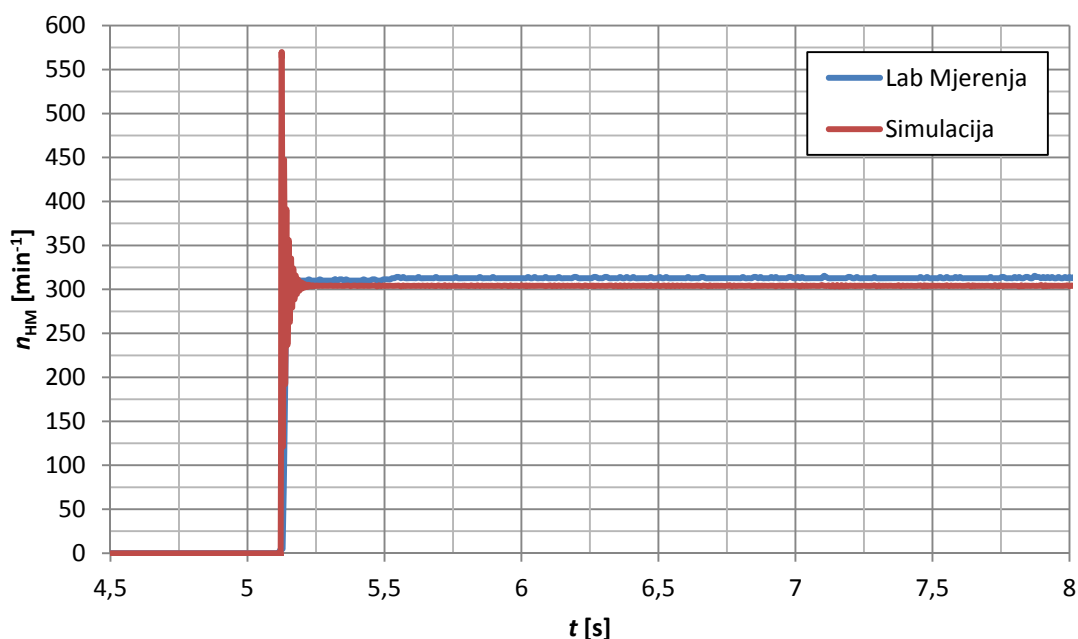
**Slika 6.11.** Eksperimentalno određen moment opterećenja hidromotora



Slika 6.12. Teorijski moment hidromotora kod prvog mjerenja



Slika 6.13. Tlakovi u hidromotoru kod prvog mjerenja

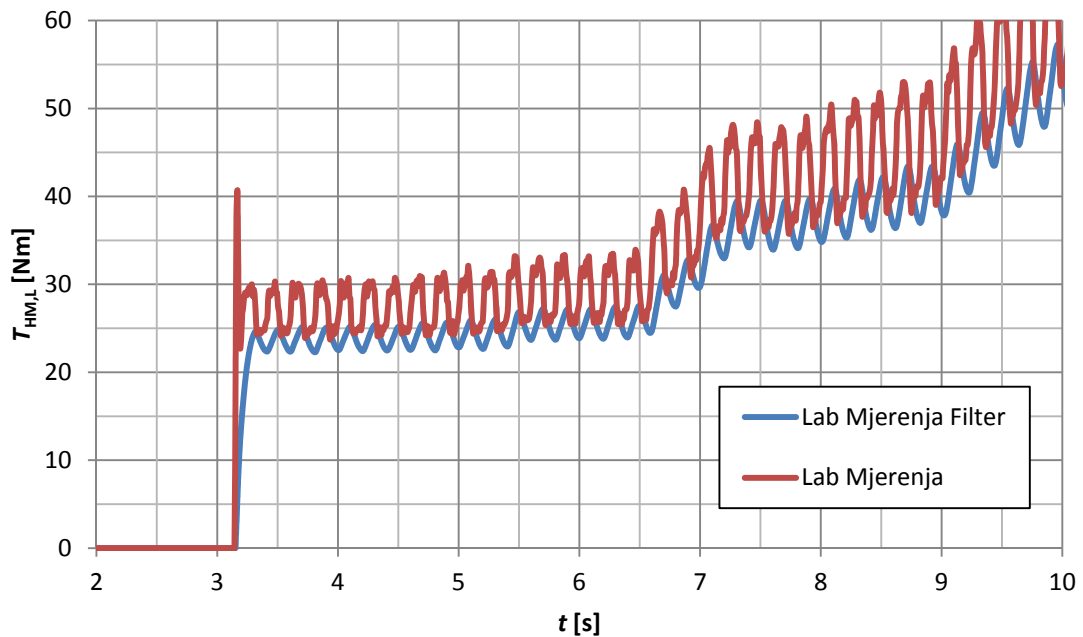


**Slika 6.14.** Brzina vrtnje hidromotora kod prvog mjerenja

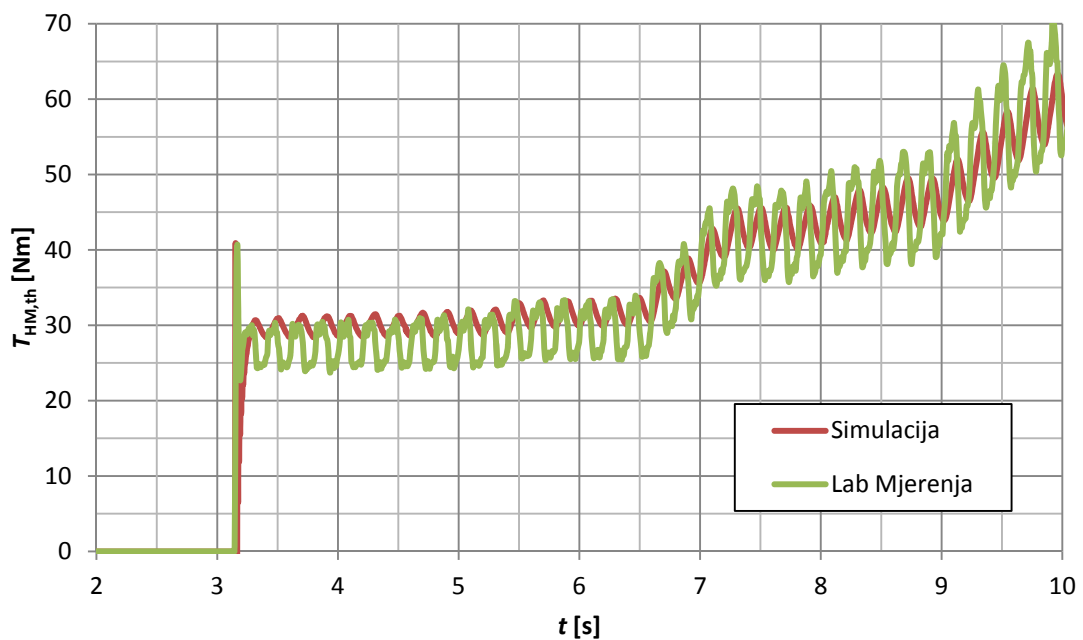
Dobiveni rezultati numeričke simulacije i laboratorijskih mjerenja tlaka u visokotlačnoj cijevi  $p_A$  dobro se poklapaju. Na početku tlak skokovito raste zbog svladavanja momenta trenja i inercije u hidromotoru nakon čega pada i poprima "konstantnu" vrijednost. Osciliranje tlaka oko neke srednje vrijednosti posljedica je kočenja hidromotora (sl. 6.13). Tlak dobiven numeričkom simulacijom također oscilira premda to nije vidljivo u dijagrama zbog odabranog mjerila. Prikazane su i vrijednosti eksperimentalno izmjenjenog tlaka u povratnom vodu  $p_B$  pa je time dokazana ispravnost postavke da je on konstantan i da iznosi oko 14 bar. Usporedba brzina vrtnje hidromotora pokazuje određena odstupanja. Ona se mogu opravdati nepreciznošću u pretpostavljanju momenta inercije te zbog pojednostavljenja dinamike hidrauličke pumpe.

Drugo mjerenje se provodi za nejednoliko povećanje momenta opterećenja, uz pomoć pritezanja kočnice. Moment vanjskog opterećenja se određuje indirektno kao i u prethodnom mjerenju. Povećanjem momenta kočenja pojavljuju se veće oscilacije tlaka pa time i veće oscilacije izračunatog teorijskog momenta hidromotora. Kako su takve vrijednosti ulazni parametri za numeričku simulaciju dolazi do neželjenih oscilacija rezultata simulacije. Taj se utjecaj može smanjiti, smanjenjem frekvencija izračunatog

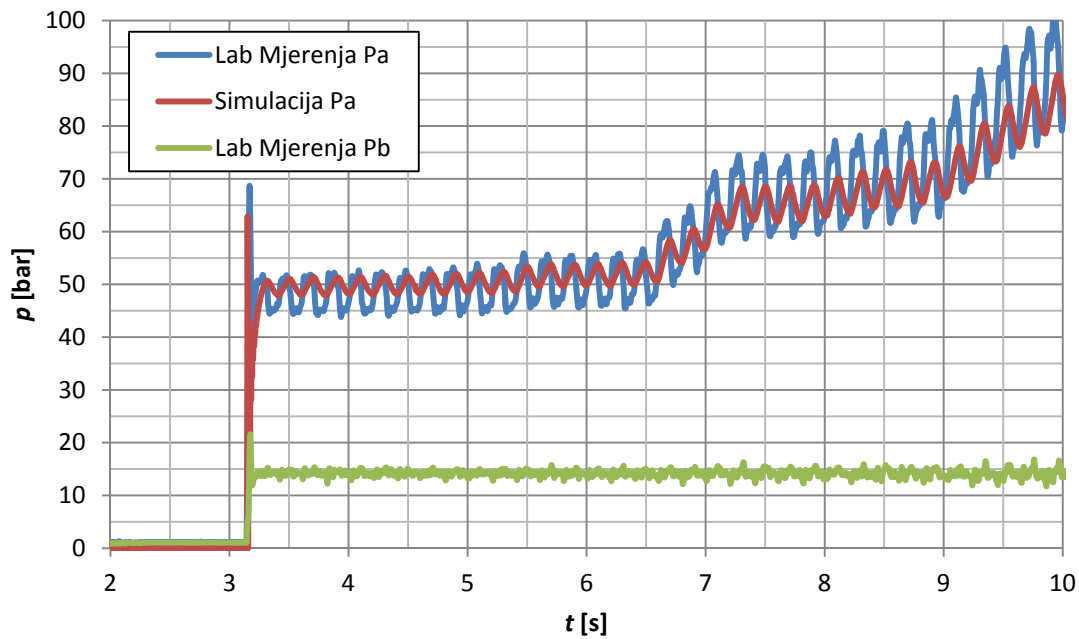
momenta što je prikazano na sl. 6.15. Validacija momenta opterećenja dokazana je u dijagramu na sl. 6.16 gdje je prikazana usporedba teorijskih momenta hidromotora. Usporedbe numeričke simulacije i izmjerenog tlaka te usporedbe brzine vrtnje hidromotora prikazane su na sl. 6.17 i sl. 6.18.



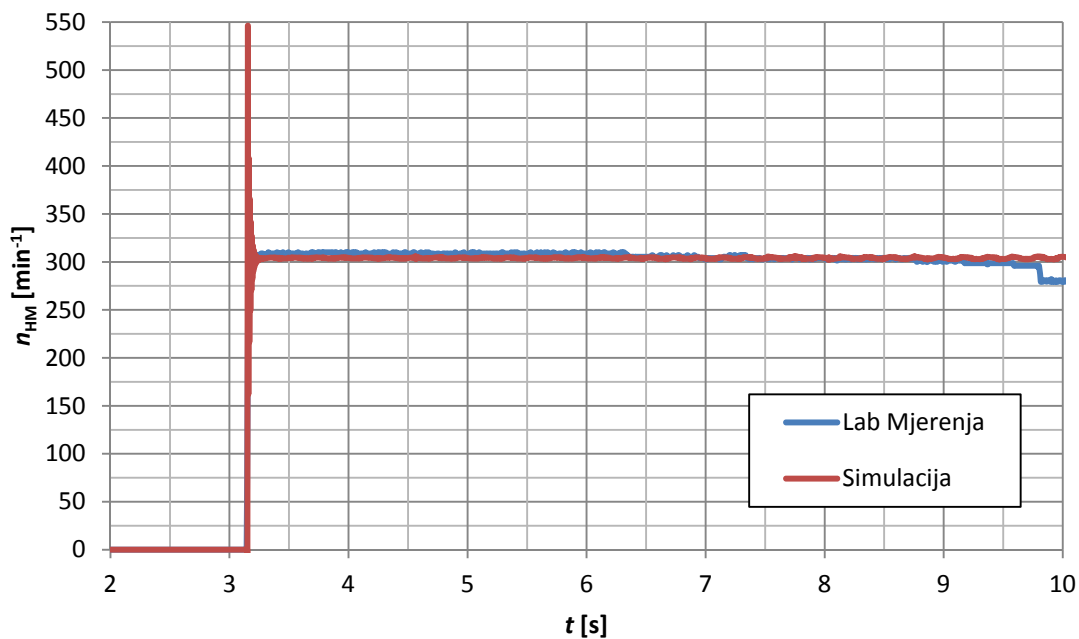
Slika 6.15. Moment opterećenja hidromotora kod drugog mjerenja



Slika 6.16. Teorijski moment hidromotora kod drugog mjerenja



Slika 6.17. Tlakovi u hidromotoru kod drugog mjerenja

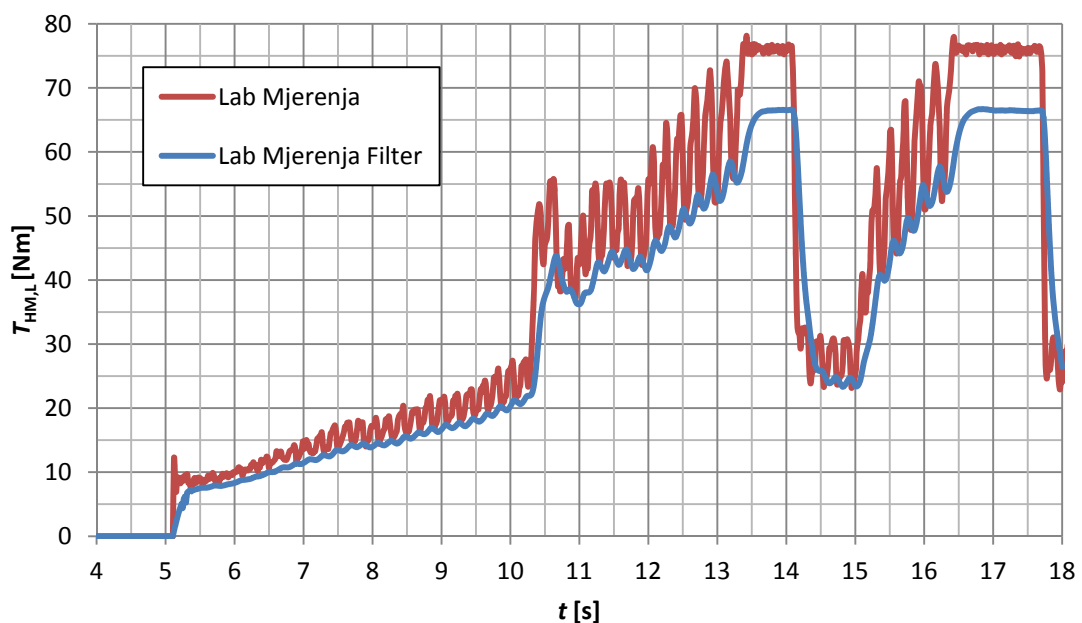


Slika 6.18. Brzina vrtnje hidromotora kod drugog mjerenja

Dobiveni rezultati numeričke simulacije i laboratorijskih mjerenja pokazuju dobro poklapanje pa je time dokazana ispravnost dinamike rada numeričkog modela hidrostatske transmisije. Rezultati izmjenjenog tlaka  $p_A$  (sl. 6.17) osciliraju više nego li

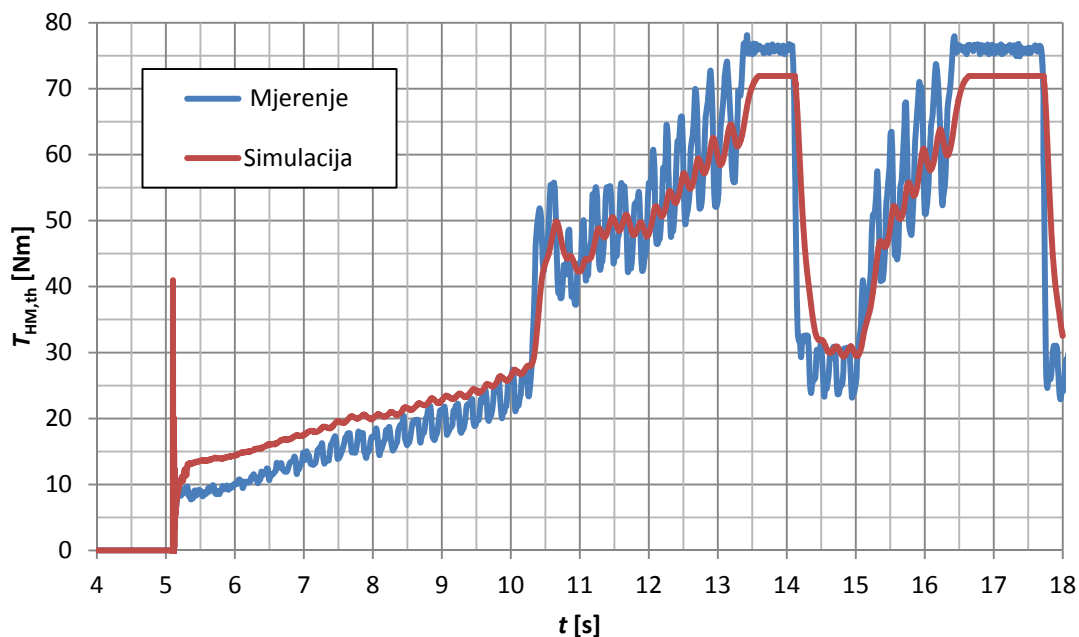
tlak dobiven simulacijom što se može objasniti indirektnom procjenom momenta opterećenja i nepoznavanjem točnih vrijednosti momenta inercije i trenja. Izmjerene brzine vrtnje hidromotora pokazuju već prethodno potvrđenu činjenicu da povećanje momenta opterećenja brzina opada. Takav trend nije uočen kod vrijednosti brzina vrtnje dobivenih numeričkom simulacijom. Iz tog je razloga napravljena još jedna usporedba rezultata mjerenja i rezultata numeričke simulacije. Hidromotor se opteretio do maksimalnog momenta. Posljedica toga trebala bi biti potpuno zaustavljanje hidromotora.

Postupak određivanja momenta opterećenja hidromotora isti je kao i u slučaju drugog mjerenja (sl. 6.19). Kao što je već navedeno, zbog smanjivanja frekvencije dolazi i do smanjivanja vrijednosti teorijskog momenta tj. momenta opterećenja. Iz slike 6.19 se može zaključiti da dolazi do pada vrijednosti od oko 10% zbog pojave velikih frekvencija, pa time i manje srednje vrijednosti momenta kočenja. Odlučeno je da dio se mjerenja provode s maksimalnim tlakom od 110 bar koji se ograničuje šok ventilom. Usporedba teorijskog momenta prikazana je na sl. 6.20 pa je tako još jednom izvršena validacija načina procjene momenta opterećenja hidromotora. Rezultati numeričke simulacije i laboratorijski izmjerenog tlaka i brzine vrtnje hidromotora prikazani su na sl. 6.21 i sl. 6.22.

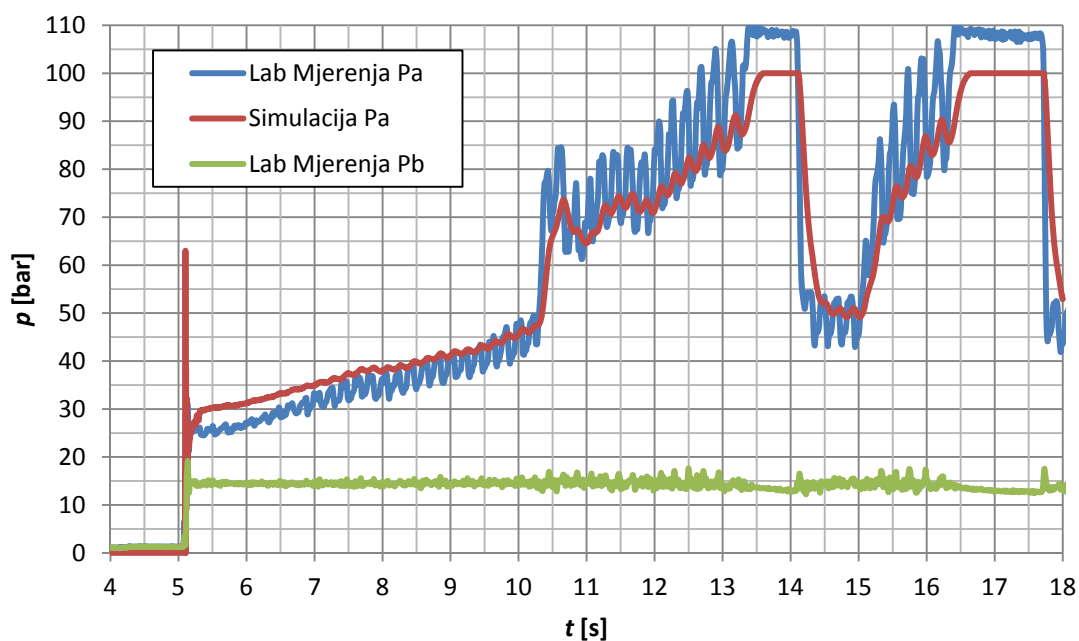


Slika 6.19. Moment opterećenja hidromotora kod trećeg mjerenja

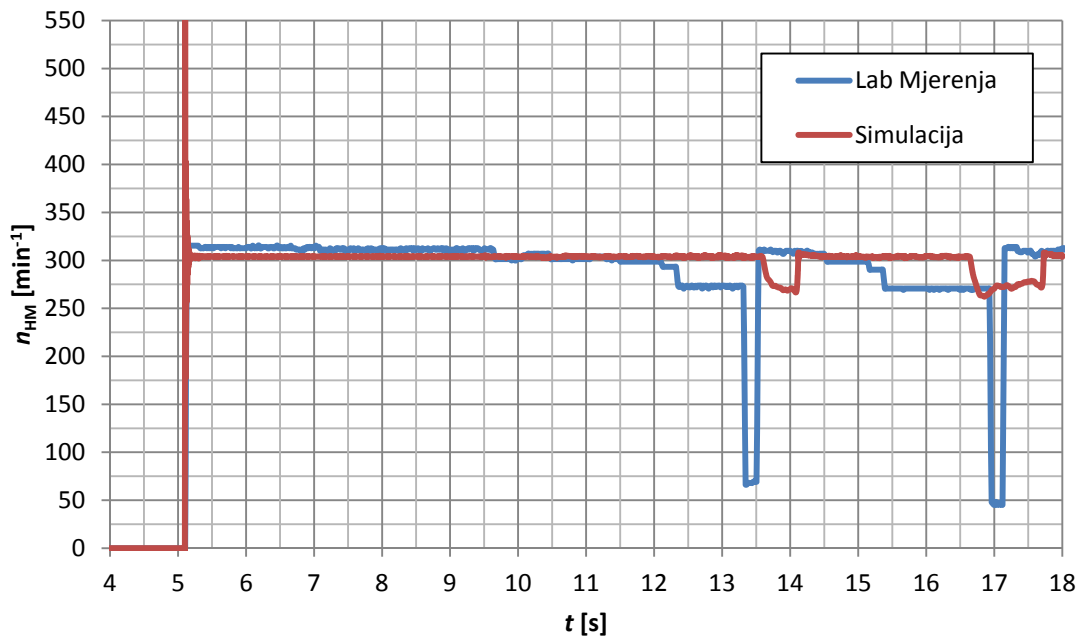




Slika 6.20. Teorijski moment hidromotora kod trećeg mjerenja



Slika 6.21. Tlakovi u hidromotoru kod trećeg mjerenja



**Slika 6.22.** Brzina vrtnje hidromotora kod trećeg mjerenja

Poklapanje vrijednosti tlaka  $p_A$  je dobro pa je i ovom usporedbom potvrđena ispravnost dinamike numeričkog modela. Ono što se ovim mjerenjem željelo dokazati je da se kod maksimalnog momenta opterećenja hidromotora, tlak u sustavu dostigao maksimalnu vrijednost. Promatrajući dobivene rezultate brzine vrtnje hidromotora uočava se da pri zakočenom hidromotoru brzina naglo pada. Radi kratkog vremena kočenja hidromotora i zbog tromosti sustava mjerenja vrijednosti izmjerene brzine vrtnje nisu pale na nulu. Iz istog razloga u simulacijskom modelu brzina vrtnje nije padala na nulu.

## 6.2 Numeričko modeliranje hidrostatske transmisije na principu crne kutije

Numeričko modeliranje hidrostatske transmisije na principu crne kutije podrazumijeva izradu numeričkog modela na temelju ulaznih i izlaznih varijabli hidrostatskog sustava, a koje se određuju eksperimentalnim mjerenjima. Ona su provedena na laboratorijskom hidrostatskom sustavu. Mjeren je tlak u cijevima i brzina vrtnje hidromotora. Ulazni podaci u crnu kutiju su izmjerene vrijednosti pada tlaka kroz

hidromotor, a izlazne vrijednosti brzine vrtnje. Promjena tlaka i brzine vrtnje hidromotora ostvarena je kočenjem hidromotora čime se simulira moment opterećenja kotača skidera. Prema tome numerički model crne kutije će pretpostavljati izlazne vrijednosti brzine vrtnje hidromotora ovisno o ulaznim vrijednostima pada tlaka kroz hidromotor.

Numerički model crne kutije napravljen je metodom umjetnih neuronskih mreža. Radi usporedbe kvalitete dobivenih rezultata napravljena su dva modela: višeslojne unaprijedne neuronske mreže i NARX dinamičke neuronske mreže. Poznato je da je višeslojna unaprijedna neuronska mreža statička, ali je jednostavnija od NARX dinamičke neuronske mreže.

Prije izrade neuronske mreže potrebno je prikupiti podatke koji se najčešće dobivaju eksperimentalnim mjerenjima. Prikupljeni podaci predstavljaju ulazne i željene izlazne vrijednosti neuronske mreže. Prikupljanje podataka je odvojeni proces od kreiranja i učenja neuronske mreže, ali je jako bitan jer kvaliteta rada neuronske mreže bitno ovisi o količini i kvaliteti prikupljenih podataka. Pri tome je poželjno da broj podataka bude što veći za cjelokupno područje jednog parametara. Ukoliko se koriste ulazni parametri koji su izvan područja parametara s kojima je mreža bila učena i trenirana, neuronska mreža neće davati dobre rezultate.

### **6.2.1 Numeričko modeliranje crne kutije pomoću višeslojne unaprijedna neuronske mreže**

Numerički model crne kutije s višeslojnom unaprijednom neuronskom mrežom izrađen je u računalnom programu MATLAB u kojem postoji mogućnost za kreiranje, optimiranje, učenje, validaciju i testiranje mreže. Nakon što su prikupljeni ulazni i izlazni podaci tj. rezultati laboratorijskih mjerenja tlaka u cijevima kao ulaznih parametara i brzine vrtnje hidromotora kao izlaznih parametara, još je potrebno izvršiti dva koraka: obradu podataka i raspodjelu podataka u skupove. Pozivanjem naredbe za kreiranje neuronske mreže, program automatski provodi ove korake. Ukoliko su

rezultati zadovoljavajući, nije potrebno provoditi optimiranje kao što je to slučaj kod složenijih sustava gdje je najčešće potrebno dodatno optimiranje.

Prvi korak, obrada podataka ima sljedeće faze:

- Pretvorba ulaznih/izlaznih podataka tako da se nalaze unutar područja  $-1$  i  $1$ ,
- Pretvorba ulaznih/izlaznih podataka koji imaju vrijednost  $0$ ,
- Procesuiranje nepoznatih podataka (npr. nedefinirane "NaN" vrijednosti u excel tablici),
- Eliminacija ulaznih/izlaznih podatke koji su konstantni.

U drugom se koraku radi raspodjela podataka u tri podskupa. Prvi podskup se koristi za učenje neuronske mreže pri čemu se određuju gradijent te težinski koeficijenti i bias. Drugi podskup se koristi za validaciju neuronske mreže što obuhvaća izračunavanje greške te procjenu ispravnosti rada neuronske mreže. Trećim podskupom se mreža testira odnosno ispituje naučena neuronska mreža s podacima koji nisu bili korišteni kod učenja.

Nakon prikupljanja i obrade podataka kreira se višeslojna unaprijedna neuronska mreža pozivanjem naredbe "*feedforward*". Izrađena je dvoslojna neuronska mreža s jednim skrivenim i jednim izlaznim slojem. Skriveni sloj ima deset neurona s tangent sigmoind (*tansig*) aktivacijskom funkcijom, a izlazni sloj ima jedan neuron s linearnom (*purelin*) aktivacijskom funkcijom. Ukoliko neuronska mreža ne bi dala zadovoljavajuće rezultate s navedenim postavkama, potrebno je njeno optimiranje na način da se povećava broj neurona u skrivenom sloju. Time se povećava fleksibilnost mreže. To zahtijeva više vremena za obradu, a postoji i mogućnost njenog zasićenja. U tom slučaju potrebno je mrežu optimirati na način da se poveća broja skrivenih slojeva (iako jedan skriveni sloj daje vrlo dobre rezultate) ili da se promijene aktivacijske funkcije u slojevima.

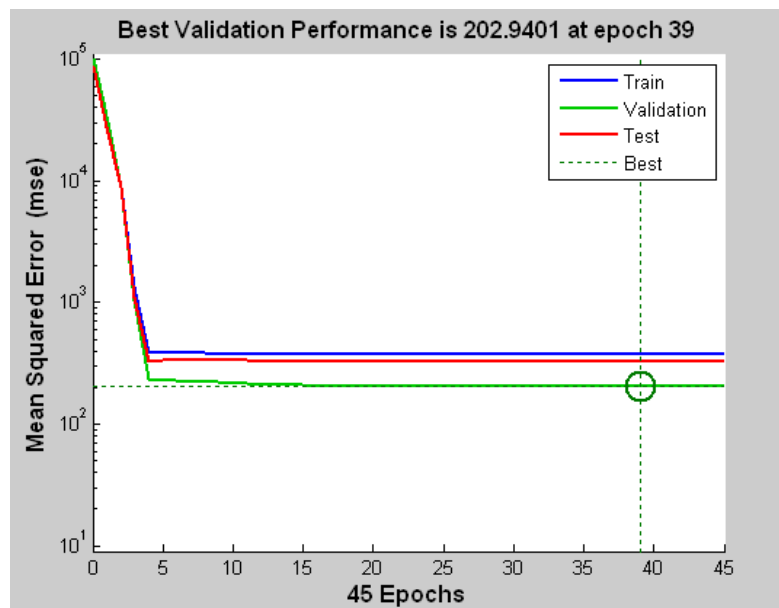
Nakon što je neuronska mreža formirana slijedi njeno učenje. Učenjem se funkcija aproksimira pomoću nelinearne regresije. Kao što je već ranije rečeno proces učenja zahtijeva odgovarajući set podataka ulaznih (eng. *input*) i izlaznih ciljanih (eng. *target*) vrijednosti. Proces učenja mreže je prilagodba vrijednosti težinskih faktora i biasa sve dok se ne postignu optimalni rezultati. Mjera učinkovitosti unaprijedne neuronske

mreže je vrijednost srednje kvadratne pogreške (*mse*). Ona predstavlja prosječnu razliku kvadrata izlaznih rezultata mreže i ciljanih izlaznih podataka. Za učenje višeslojne unaprijedne mreže može se koristiti bilo koji standardni numerički algoritam za optimiranje funkcije. Postoje neki algoritmi koje pokazuju izvrsna svojstva za učenje neuronskih mreža. Oni koriste ili gradijent mreže ili jakobianu grešaka mreže pri čemu uzimaju u obzir težinske koeficijente. Gradijent i jakobiana se izračunavaju uporabom tehnika vraćanjem unazad. Najbrži algoritam učenja je uglavnom Levenberg-Marquardt (*trainlm*). To je algoritam u većini slučajeva prvi preporučeni algoritam za učenje unaprijednih neuronskih mreža premda postoje i drugi algoritmi kao što su: kvazi Newtonova metoda, metoda Bayesian regulacije, metoda skaliranog konjugiranog gradienta, Polak-Ribiere konjugirani gradient, itd [71].

### **6.2.2 Simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu crne kutije pomoću višeslojne unaprijedna neuronske mreže**

Koristeći navedene naredbe za kreiranje, optimiranje i učenje unaprijedne neuronske mreže, izrađena je dvoslojna neuronska mreža s 20 neurona u skrivenom sloju. Broj od 20 neurona odabran je metodom probe i pokušaja. S manjim brojem neurona rezultati su bili lošiji, a s 20 pa do 100 neurona razlike su bile male, dok je značajno povećanje broja neurona opet davalo lošije rezultate zbog zasićenja. Pored toga veliki broj neurona zahtijeva i dugotrajno učenje. Za aktivacijske funkcije su odabrane tangent sigmoidna i linearna funkcija dok je za algoritam učenja odabran Levenberg-Marquardt. Učenje mreže provedeno je i za druge prije navedene algoritme, ali rezultati nisu bili bitno drukčiji pa je tako odabran Levenberg-Marquardt algoritam zbog svoje brzine.

Iz rezultata učenja višeslojne unaprijedne neuronske mreže može se zaključiti da je nakon 45 iteracija ostvarena validacija rezultata šest puta nakon čega se prekida učenje mreže. Učinkovitost neuronske mreže se procjenjuje na temelju srednjeg kvadratnog odstupanja (sl. 6.23). U ovom slučaju krivulje su validacije i testiranja vrlo slične. Da je došlo do naglog rasta krivulje testiranja u odnosu na krivulju validacije mreža ne bi davala dobre rezultata.

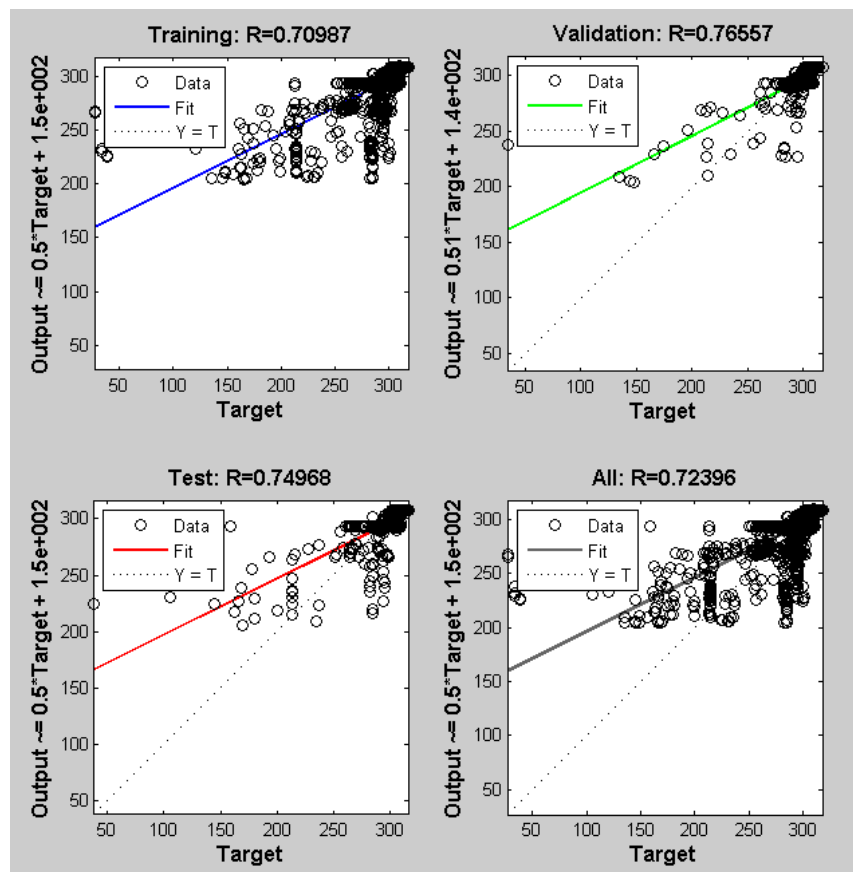


**Slika 6.23.** Rezultati učinkovitosti višeslojne unaprijedne neuronske mreže

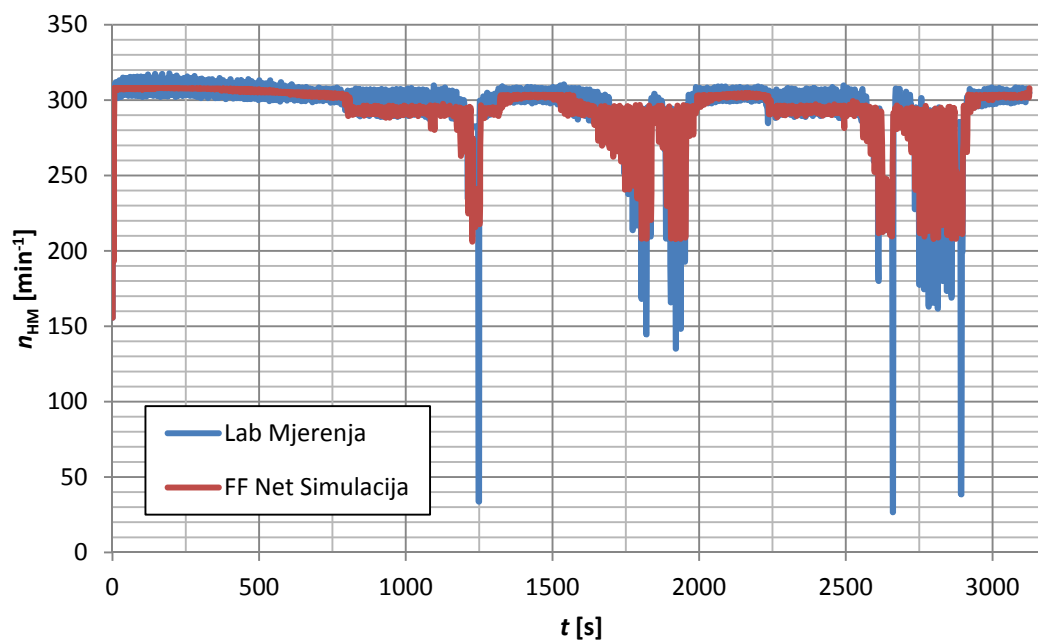
Sljedeća provjera učenja neuronske mreže je regresijska analiza koja pokazuje odnose između izlaznih podataka iz neuronske mreže i ciljanih izlaznih podataka. Ako je učenje savršeno, izlazni podaci iz mreže bit će jednaki ciljanim izlaznim podacima što je vrlo rijetko. Rezultati regresijske analize prikazani su na sl. 6.24. Na četiri dijagrama prikazani su rezultati učenja, validacije, testiranja i sve ukupno. Crtkana linija u svakom od dijagrama predstavlja savršene rezultate, odnosno izlaz je jednak cilju a definira se sa koeficijentom korelacije  $R = 1$ . Za kreiranu neuronsku mrežu proizlazi povezanost je  $R = 0,72$  što se smatra visokom povezanosti podataka, a temeljem [87]:

- $R$  od 0 do 0,2 nikakva ili neznatna povezanost
- $R$  od 0,2 do 0,4 laka povezanost
- $R$  od 0,4 do 0,7 značajna povezanost
- $R$  od 0,7 do 1 visoka ili vrlo visoka povezanost

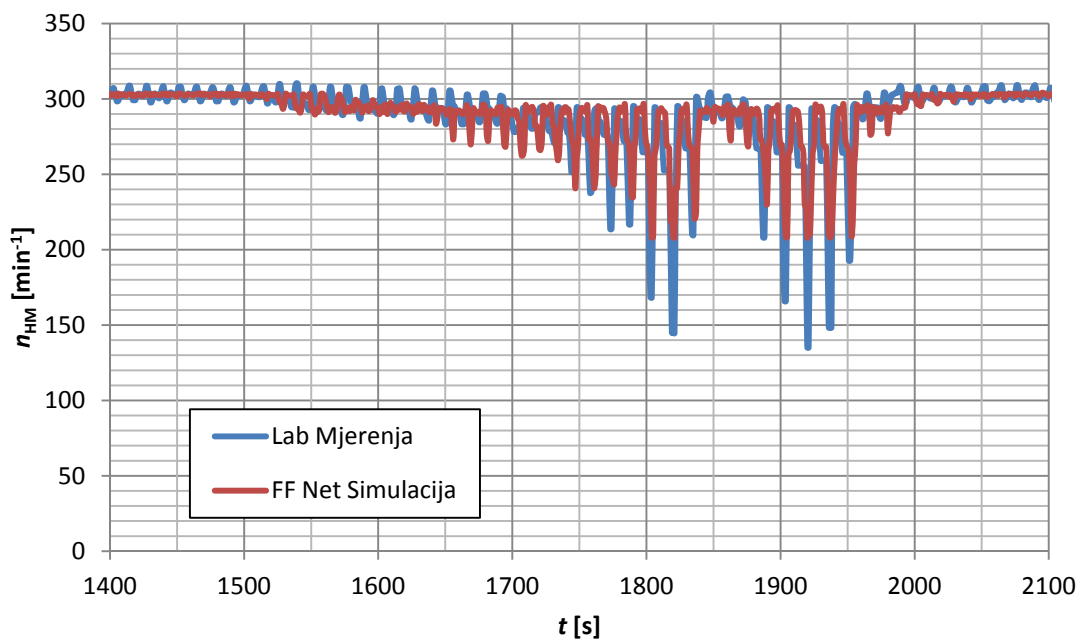
Odstupanje rezultata brzine vrtnje hidromotora odnosno izlaznih vrijednosti iz neuronske mreže i izmjerenih vrijednosti koje predstavljaju ciljane vrijednosti, prikazano je u dijagramu na sl. 6.25, a uvećano na sl. 6.26. Uočava se dobro poklapanje toka krivulja osim u slučajevima naglog pada brzine koji se javlja kod potpunog kočenja hidromotora. To se objašnjava manjim vrijednostima koeficijenta korelacije pri većim oscilacijama izmjerene brzine vrtnje što povećava grešku dobivenih rezultata.



Slika 6.24. Regresijska analiza rezultata višeslojne unaprijedne neuronske mreže



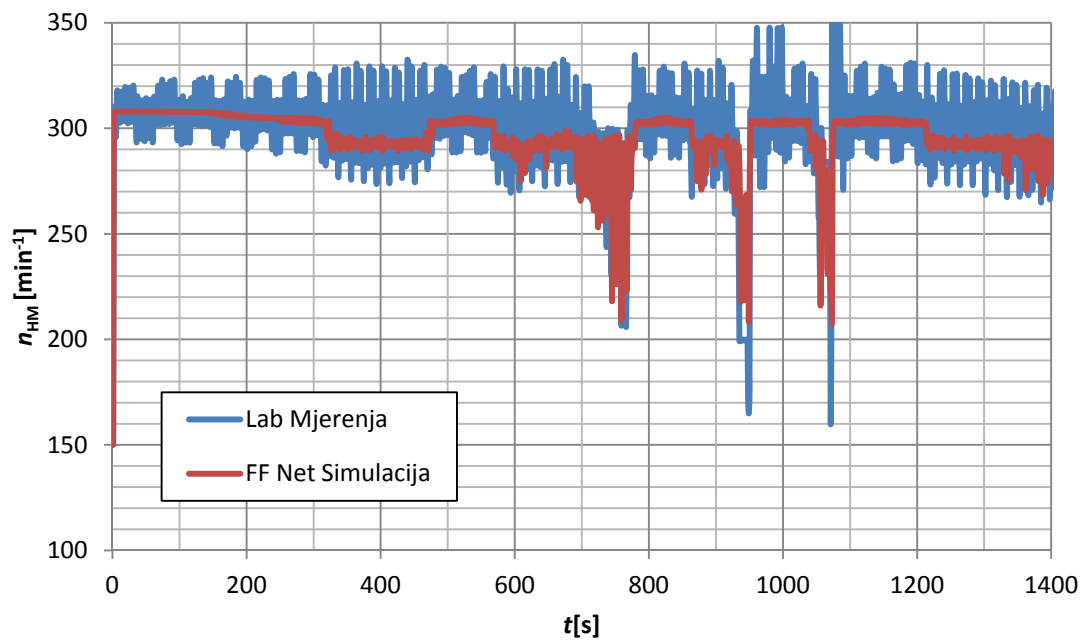
Slika 6.25. Brzine vrtnje hidromotora višeslojne unaprijedne mreže



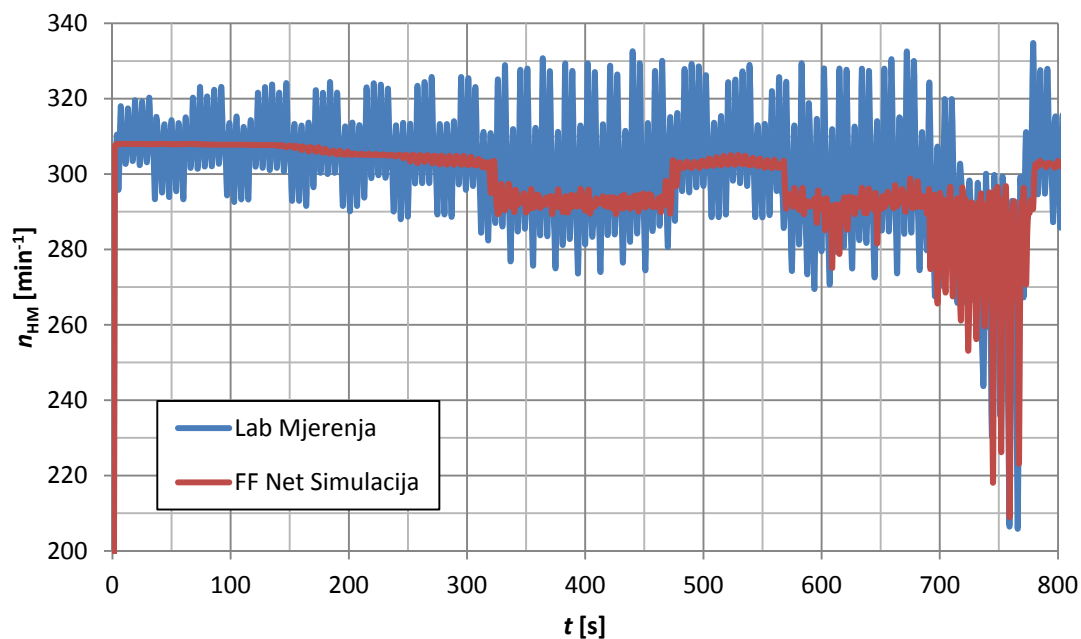
**Slika 6.26.** Uvećani prikaz brzine vrtnje hidromotora

Konačni test izrađene višeslojne unaprijedne neuronske mreže je simulacija novim ulaznim podacima izmjerenih razlika tlakova. Usporedba rezultata simulacije i novih laboratorijskih mjerenja prikazana je na slikama 6.27 i sl. 6.28. Vidljivo je jako dobro poklapanje srednjih vrijednosti rezultata. Veće oscilacije izmjerene brzine vrtnje se mogu objasniti većim silama kočenja nego što su bile u prethodnom mjerenju. Zbog toga rezultati dobiveni simulacijom ne osciliraju jednako kao izmjereni podaci, međutim srednje vrijednosti se dobro poklapaju. Iz toga se može zaključiti kako model crne kutije hidrostatske transmisije baziran na višeslojnoj unaprijedne neuronske mreže daje prihvatljive rezultate.





Slika 6.27. Brzina vrtnje hidromotora s novim podacima



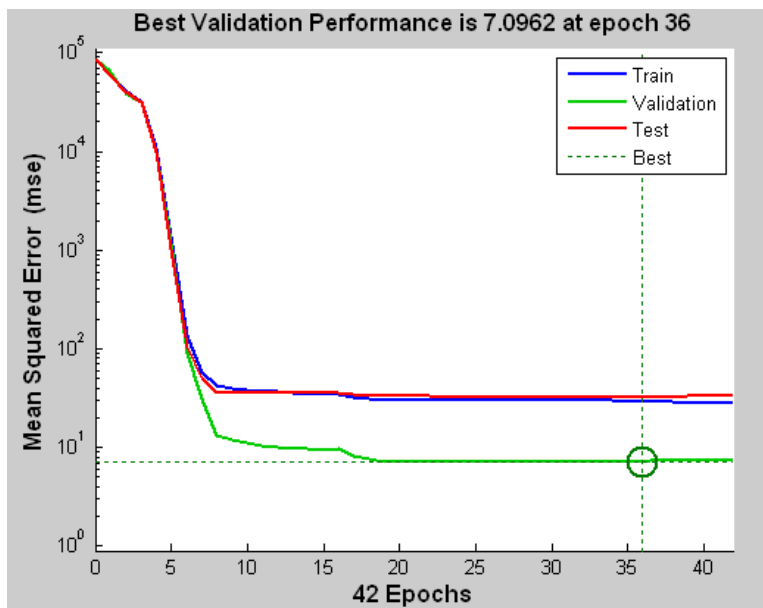
Slika 6.28. Uvećani prikaz brzina vrtnje hidromotora s novim podacima

### 6.2.3 Numeričko modeliranje crne kutije pomoću NARX dinamičke neuronske mreže

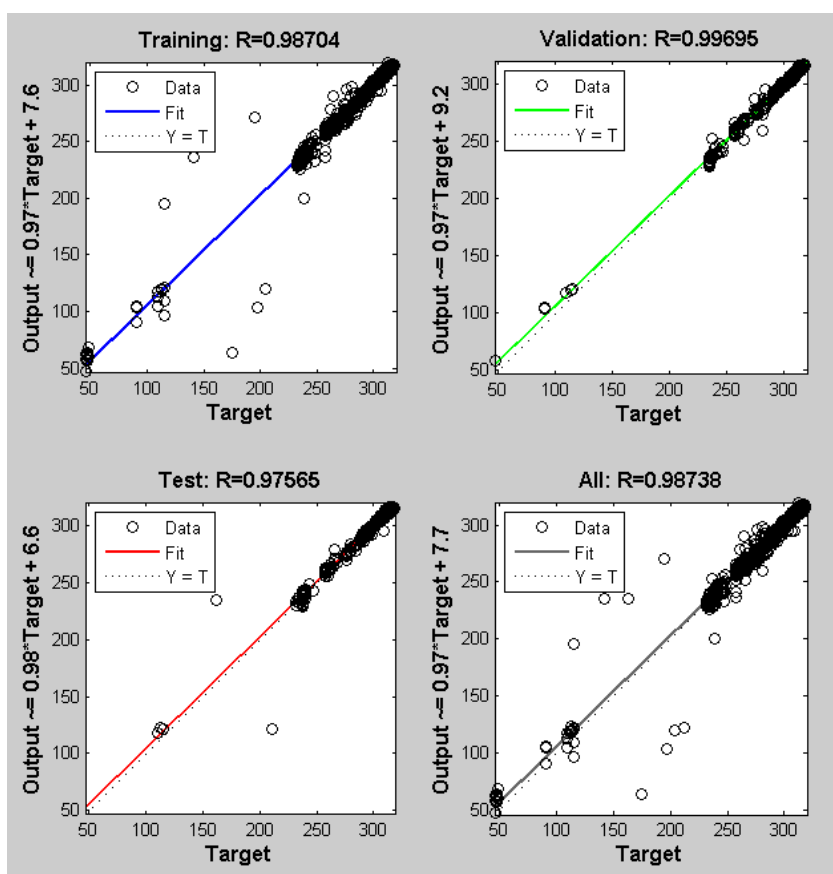
Za izradu numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu crne kutije s NARX dinamičkom neuronskom mrežom također se koristi računalni program MATLAB. Kao i u prethodnom slučaju, ulazni podaci su vrijednosti razlike tlaka kroz hidromotor, a izlazni podaci su brzine vrtnje hidromotora. NARX dinamička neuronska mreža koristi serijsko-paralelnu arhitekturu za učenje mreže. Nakon što su učitani ulazni i izlazni ciljani podaci definira se kašnjenje signala. Tako će za ulazne i izlazne podatke učenje započeti od treće vrijednosti. Kod serijsko-paralelne arhitekture postoje dvije ulazne vrijednosti (ulazni i izlazni ciljani podaci) koje se definiraju matricom od dva retka. To znači da je jedna ulazna varijabla jednaka jednom izlaznom ciljanom podatku, što se koristi samo za učenje mreže. Nakon toga se mreža zatvara povratnom petljom što znači da ulazna varijabla postaje izlazna vrijednost iz neuronske mreže. NARX dinamička neuronska mreža se kreira naredbom *narxnet*. Nakon toga slijedi podešavanje mreže koja je u ovom slučaju dvoslojna s 20 neurona u skrivenom sloju. Za učenje se koristi Levenberg-Marquardt algoritam.

### 6.2.4 Simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu crne kutije pomoću NARX dinamičke neuronske mreže

Iz dobivenih rezultata učenja NARX dinamičke neuronske mreže vidljivo je da je nakon 42 iteracije ostvarena validacija rezultata od šest puta nakon čega je proces učenja zaustavljen. Učinkovitost mreže prikazana je na sl. 6.29 određivanjem srednjeg kvadratnog odstupanja pri čemu se krivulje validacije i testiranja skoro poklapaju što znači da pri učenju mreže nije bilo nikakvih problema. Sljedeća provjera ispravnosti učenja neuronske mreže je provjera regresijske analize. Rezultati regresijske analize prikazani su na sl. 6.30 pri čemu četiri dijagrama predstavljaju rezultate učenja, validacije, testiranje i sve ukupno. Za kreiranu NARX dinamičku neuronsku mrežu koeficijent korelacije je  $R = 0,98$  što predstavlja vrlo visoku povezanost podataka.

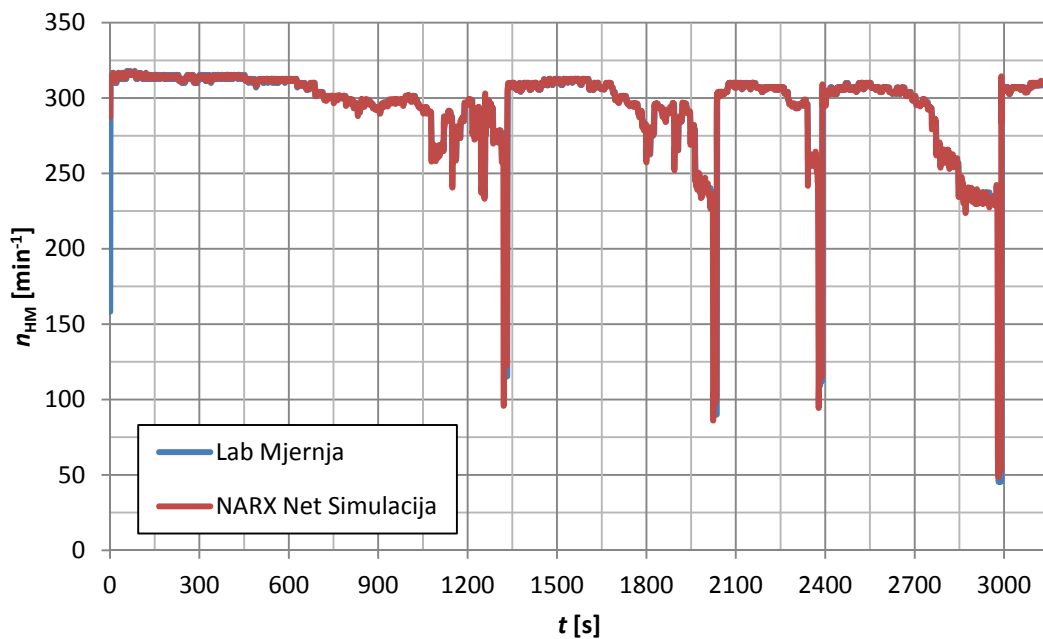


Slika 6.29. Rezultati učinkovitosti NARX neuronske mreže

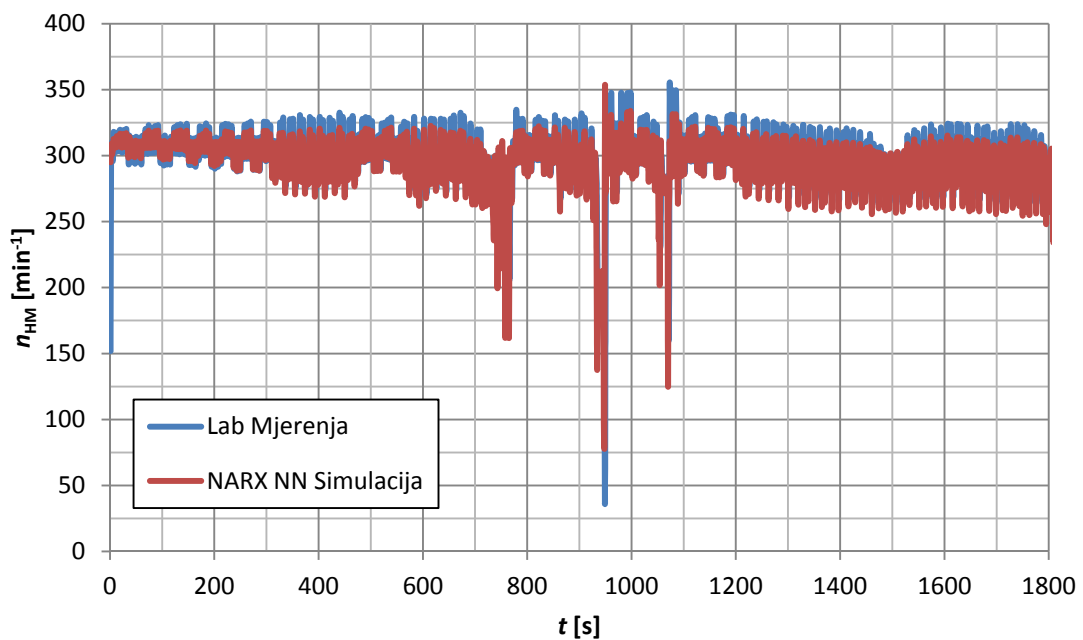


Slika 6.30. Regresijska analiza rezultata NARX neuronske mreže

Nakon učenja NARX dinamičke neuronske mreže provedene su dvije simulacije prva za set podatka s kojima je mreža učena (dobiveni rezultati prikazani u dijagramu na sl. 6.31), a druga simulacija je provedena za set novo izmjerenih podatka (dobiveni rezultati prikazani u dijagramu na sl. 6.32). Poklapanje rezultata je jako dobro odnosno zbog korištenja serijsko-paralelne konfiguracija za predviđanje jednog koraka unaprijed.

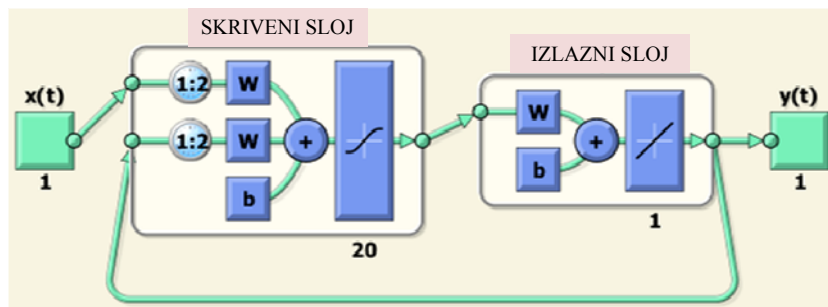


Slika 6.31. Brzina vrtnje hidromotora NARX dinamičke mreže

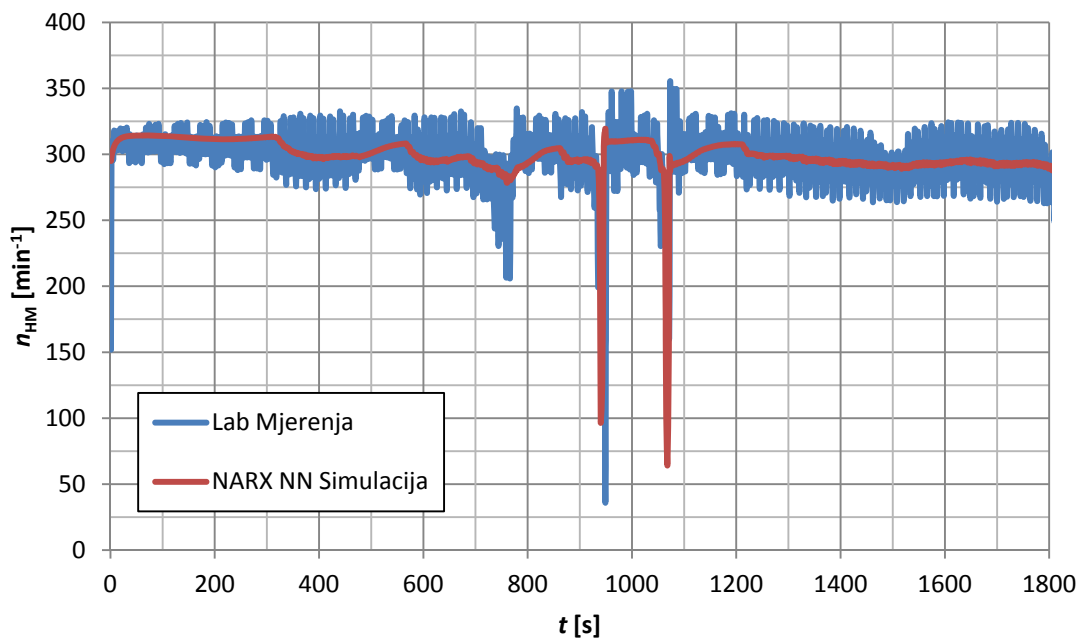


Slika 6.32. Brzina vrtnje hidromotora NARX mreže s novim podacima

U slijedećem koraku pretvara se mreža u njenu originalnu paralelnu formu (zatvorena petlja). Naredbom *clooseloop* pretvara se NARX mreža serijsko-paralelne forme (otvorena petlja) u paralelnu formu (zatvorena petlja). Na taj način se ostvaruje predviđanje više koraka unaprijed. Na sl. 6.33 dan je shematski prikaz NARX neuronske mreže paralelne forme (zatvorena petlja). NARX dinamička neuronska mreža paralelne zatvorene forme simulirana je s novim setom izmjerenih podataka. Rezultati simulacije su prikazani u dijagramu na sl. 6.34.



Slika 6.33. Shematski prikaz NARX dinamičke neuronske mreže paralelne forme



Slika 6.34. Brzina vrtnje hidromotora NARX mreže paralelne forme

Iz dobivenih rezultata se može zaključiti kako tok krivulje dobivene simulacijom u NARX dinamičkoj neuronskoj mreži paralelne forme jako dobro prati srednje vrijednosti krivulje dobivene laboratorijskim mjerenjima. Razlog visokim oscilacijama izmjerene brzine vrtnje jesu velike sile kočenja hidromotora i mjerenja brzine vrtnje s četiri reflektirajuće trake. NARX neuronska mreža zbog svoje paralelne arhitekture s povratnom petljom ne može predvidjeti vrijednosti oscilacija, ali vrlo dobro prati srednje vrijednosti radi čega se može zaključiti ispravan rad neuronske mreže.

Usporedbom rezultata dobivenih višeslojnom unaprijednom i NARX dinamičkom neuronskom mrežom uočava se da je korelacijski faktor kod serijsko-paralelne NARX mreže veći pa su rezultati kod učenja mreže bolji. Kada se NARX mreža zatvori u paralelnu povratnu formu dobivaju se rezultati koji se podudaraju s srednjim vrijednostima izmjerene brzine vrtnje.

Dakle, općeniti zaključak je da višeslojna unaprijedna neuronska mreža daje prihvatljive rezultate, međutim NARX dinamička neuronska mreža je fleksibilnija te daje bolje rezultate prilikom rješavanja nelinearnih dinamičkih sustava. Sukladno tome NARX dinamička neuronska mreža prikladna je za simulaciju hidrostatske transmisije te će se upotrijebiti za rješavanje sive kutije.

### **6.3 Numeričko modeliranje hidrostatske transmisije na principu sive kutije**

Model sive kutije predstavlja kombinaciju modela bijele i modela crne kutije. To znači da se poznati dijelovi modela (poznati parametri, dokazane fizikalne zakonitosti, itd.) modeliraju se na principu bijele kutije dok se nepoznati dijelovi modeliraju (predviđaju) na principu crne kutije. Za očekivati je da bi ovakav model mogao ostvarivati bolje rezultate od modela crne kutije jer u kombinaciji s modelom bijele kutije realnije opisuje dinamiku sustava.

Analizom dobivenih rezultata za izrađene modele hidrostatske transmisije na principu bijele i crne kutije, uočavaju se određeni nedostaci. Numeričkim modelom hidrostatske transmisije na principu bijele kutije ostvareno je realno ponašanje sustava te se usporedbom s laboratorijski izmjerenim podacima uočava skoro identičan tok krivulja tlaka, momenta i brzine vrtnje hidromotora. Pri tome je bilo potrebno prilagođavanje nepoznatih parametara sustava kao što su moment opterećenja, koeficijent trenja hidromotora te moment inercije hidromotora i kočnice. Zbog toga ovakav sustav nije fleksibilan budući da zahtijeva ručno prilagođavanje nepoznatih parametara.

Nedostaci izrađenog numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu bijele kutije pokušalo se riješiti izradom modela crne kutije hidrostatske transmisije korištenjem numeričke metode umjetnih neuronskih mreža. Metoda umjetnih neuronskih mreža je odabrana zbog svog složenog principa rada koji daje vrlo dobre rezultate, a što su dokazali razni autori. Neuronsku mrežu se želi naučiti da na temelju ulaznih i ciljanih izlaznih podataka daje nove izlazne podatke čije odstupanje mora biti što je moguće manje. Na ovaj su način eliminirani nepoznati parametri sustava koji postoje kod modela bijele kutije. Korištene su dvije vrste neuronskih mreža, prvo je izrađena višeslojna unaprijedna neuronska mreža koja ostvaruje solidne rezultate s koeficijentom korelacije  $R = 0,72$ . Ipak se veći koeficijent korelacije od  $R = 0,98$  dobio upotrebom NARX dinamičke neuronske mreže. Dobiveni rezultati vrlo dobro prate dinamiku rada hidromotora ukoliko je broj podataka dovoljno velik te ako obuhvaćaju cijelo radno područje. Ono što se nije moglo riješiti modelima bijele i crne kutije jest činjenica da kod potpunog zakočenog motora brzina vrtnje nije pala na nulu.

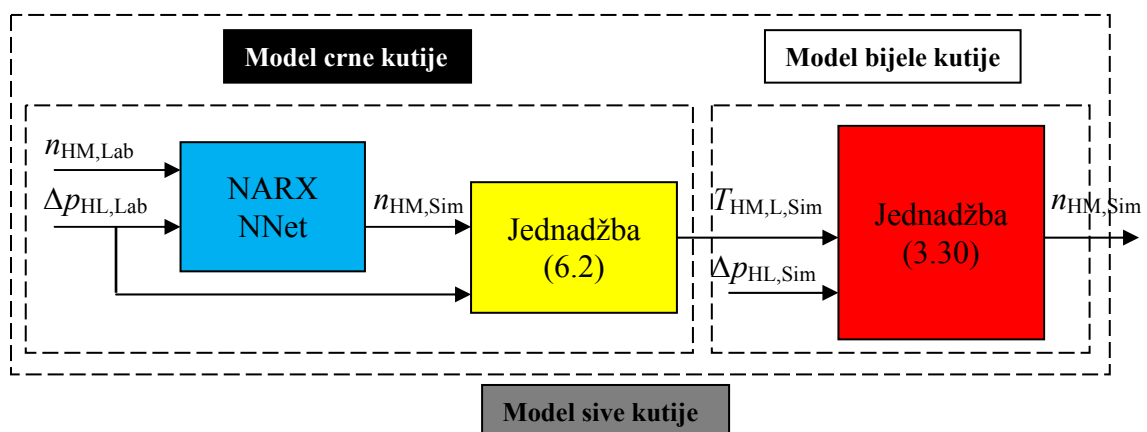
Zbog toga se kao logičan slijed u procesu modeliranja nameće kombinacija modela hidrostatske transmisije na principu bijele i crne kutije kako bi se iskoristile njihove dobre karakteristike, a eliminirale negativne. Kod modela bijele kutije najveći problem predstavlja određivanje vanjskog momenta opterećenja zbog nemogućnosti točnog određivanja momenta kočenja pri laboratorijskim mjerenjima. Moment opterećenja hidromotora je nelinearan te ovisi o stupnju iskoristivosti koji je manji kod većih sila kočenja. Moment opterećenja je dobiven indirektno, temeljem izmjerene razlike tlakova i volumena, dok se stupanj iskoristivosti određivao metodom proba i

pokušaja. Ovakav postupak određivanja momenta opterećenja je neprecizan što je vidljivo iz dobivenih rezultata simulacije (sl. 6.21 i sl. 6.22). Za procjenu moment opterećenja hidromotora koristi se model crne kutije. Tako dobivena vrijednost momenta opterećenja koristi se u dijelu numeričkog modela sive kutije.

Slijedom gore navedene procedure, izrada numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu sive kutije započinje korištenjem modela crne kutije kojim se određuje momenta opterećenja hidromotora. Određuje se pojednostavljenom jednažbom (3.30) pri čemu se izraz  $J_{HM}\ddot{\phi}_{HM}$  može zanemariti jer ima puno manju vrijednost u odnosu na vrijednosti momenta opterećenja  $T_{HM,L}$ . Sukladno tome slijedi da je moment opterećenja hidromotora:

$$T_{HM,L} = \frac{V_{HM}}{2\pi} \Delta p_{HL} \eta_{HM} - T_V \dot{\phi}_{HM} . \quad (6.2)$$

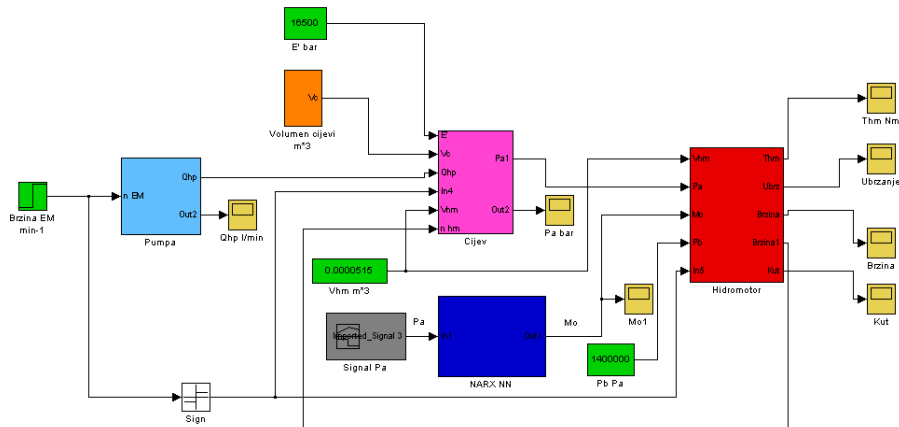
Vrijednost brzine vrtnje hidromotora u jednažbi (6.2) dobiva se korištenjem izrađenog model crne kutije s NARX dinamičkom neuronskom mrežom za procjenu brzine vrtnje hidromotora ovisno u razlici tlaka kroz hidromotor. Vrijednosti razlike tlaka u jednažbi (6.2) dobivene su laboratorijskim mjerenjima. Način određivanja momenta opterećenja na principu sive kutije te pojednostavljeni model sive kutije hidrostatske transmisije prikazan je blok dijagramom na sl. 6.35.



Slika 6.35. Blok dijagram modela sive kutije hidrostatske transmisije



Indeks "Lab" dodijeljen je parametrima koji su dobiveni laboratorijskim mjerenjima, a "Sim" onima dobivenim simulacijom numeričkog modela. Iz ovog proizlazi korištenje izrađenog numeričkog modela crne kutije na principu NARX neuronske mreže za procjenu vrijednosti brzine vrtnje hidromotora ovisno o izmjenjenim vrijednostima razlike tlaka. Nadalje se vrijednosti brzine vrtnje dobivene simulacijom neuronske mreže te izmjerene vrijednosti razlike tlaka koriste u jednadžbi (6.2) za izračunavanje momenta opterećenja hidromotora. Tako dobiveni moment opterećenja hidromotora koristi se kod izrađenog modela bijele kutije iz čega proizlazi model sive kutije. Nakon učenja modela crne kutije on je sposoban procijeniti brzinu vrtnje ovisno o novim vrijednostima razlike tlaka. Proizlazi da bi korištenjem ovakvog numeričkog modela sive kutije kod regulacije hidrostatske transmisije bilo potrebno mjeriti samo razliku tlaka na hidromotoru. To je u praksi puno jednostavnije i točnije nego mjerenje brzine vrtnje hidromotora. Na slici 6.36 je prikazan blok dijagram numeričkog modela sive kutije hidrostatske transmisije izrađenog u Simulinku. NARX dinamička neuronska mreža je programirana u MATLAB-u, a pomoću naredbe (*gensim*) transformirana je blok koji se može koristiti u Simulinku.

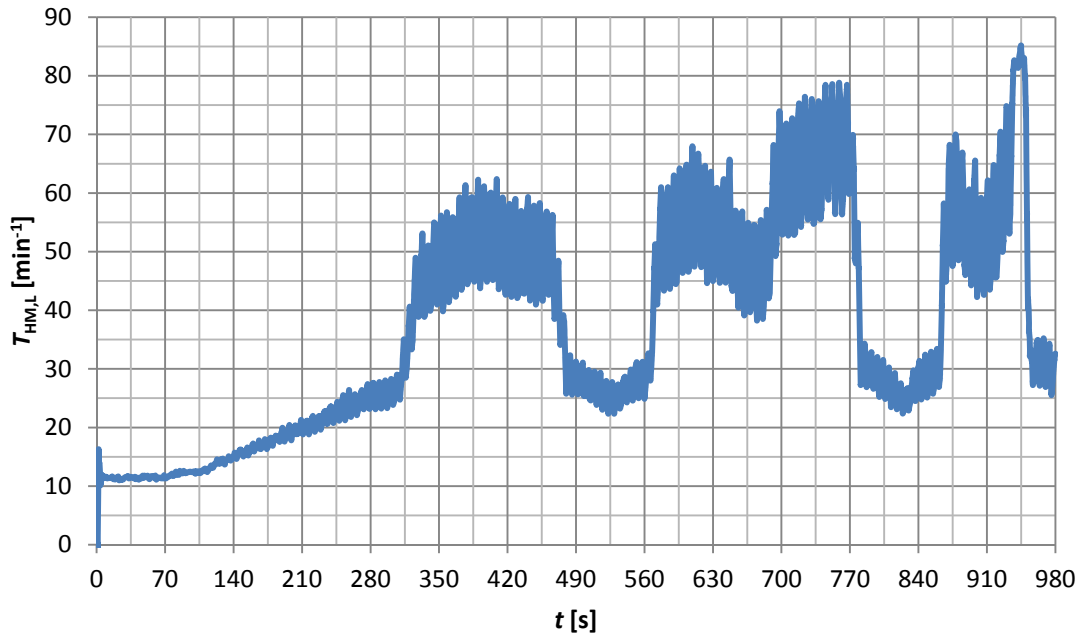


Slika 6.36. Blok dijagram numeričkog modela sive kutije hidrostatske transmisije

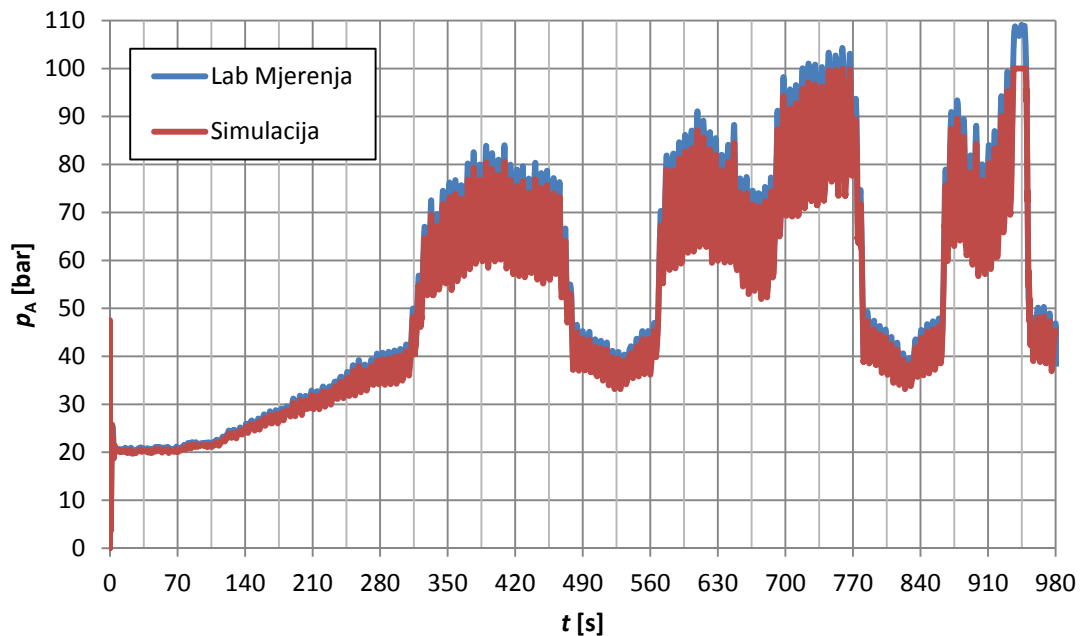
### 6.3.1 Simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu sive kutije

Za validaciju numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu sive kutije provedena su nova laboratorijska mjerenja tlaka i brzine vrtnje hidromotora. Rezultati

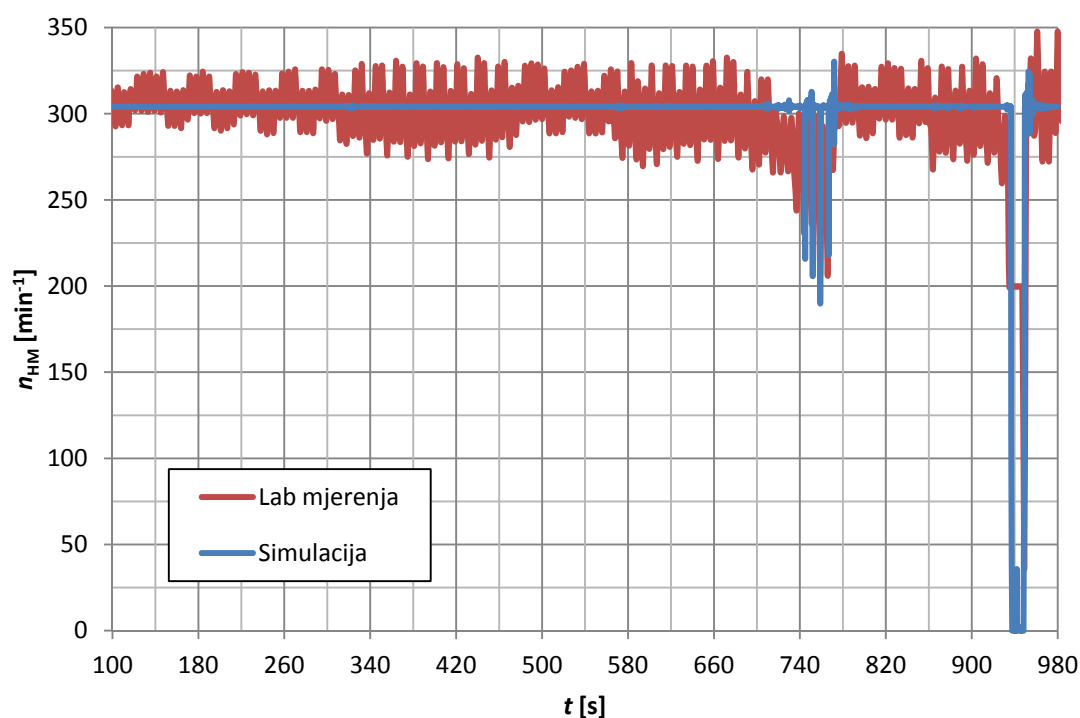
simulacije momenta opterećenja prikazani su na sl. 6.37, tlak u visokotlačnoj cijevi na sl. 6.38 i brzine vrtnje hidromotora na sl. 6.39.



Slika 6.37. Moment opterećenja hidromotora kod modela sive kutije



Slika 6.38. Tlak u visokotlačnoj cijevi kod modela sive kutije



**Slika 6.39.** Brzina vrtnje hidromotora kod modela sive kutije

Dobiveni rezultati simulacije numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu sive kutije skoro se savršeno poklapaju s vrijednostima tlaka s laboratorijski izmjerenim vrijednostima. Iz rezultati tlaka dobivenih na principu sive kutije (sl. 6.38) vidljivo je da su odstupanja manja što znači da je u odnosu na rezultate simulacije pomoću bijele kutije (sl. 6.21) postignuta realnija dinamika tlaka u visokotlačnoj cijevi. Rezultati brzine vrtnje hidromotora dobiveni modelom sive kutije (sl. 6.39) puno realnije opisuju nego li simulacija modelima bijele (sl. 6.22) i crne kutije (sl. 6.27 i sl. 6.34). Oscilacije brzine se smanjuju, a srednje se vrijednosti savršeno poklapaju jer se brzina dobiva integriranjem jednadžbe (3.30). Povećanjem momenta opterećenja dolazi do pada brzine što je vidljivo u intervalu od 740 do 800 s kao i kod prijašnjih modela. Ono što se postiglo modelom sive kutije, a što se nije moglo riješiti prijašnjim modelima, je nagli pad brzine pri potpunom kočenju hidromotora. To se na sl. 6.39 vidi u vremenu  $t = 940$  s. Temeljem svega navedenog da se zaključiti da se u numeričkom modelu hidrostatske transmisije na principu sive kutije postižu očekivani i realni rezultati.

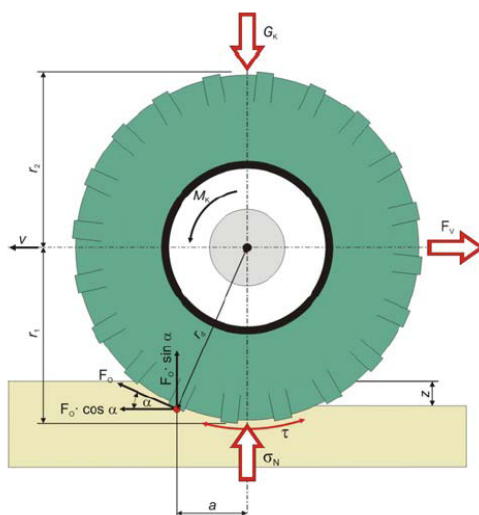
## 7. Skider s hidrostatskom transmisijom

Simulacija rada skidera s hidrostatskom transmisijom temelji se na određivanju dinamičkog modela opterećenja. Pri tome je potrebno odrediti moment na kotačima skidera kojim se postiže vučna sila za svladavanje težine samog skidera, mase tovara i nagiba terena. Osnova će biti postojeći skider ECOTRAC 120V proizvođača "Hittner"-Bjelovar, koji je izveden s mehaničkom transmisijom. Za izradu dinamičkog modela skidera s hidrostatskom transmisijom koriste se podaci iz kataloga proizvođača [88] i doktorska disertacija [1] u kojoj je istražena međusobna ovisnost značajki tla šumske vlake i vučne značajke skidera pri privlačenju na dvije šumske vlake jednolikog nagiba od 15% i 30%. Rezultati istraživanja se temelje na 19 vučnih pokusa kod privlačenju uz nagib i niz nagib s osam različitih tovara. Kod proračuna opterećenja skidera promatraju se dva pogonska uvjeta koja predstavljaju ekstremne radne uvjete skidera iz čega proizlazi maksimalni moment opterećenja na kotačima. Uzimajući u obzir moment opterećenja na kotačima te pogonske uvjete, provodi se proračun hidrostatske transmisije (hidromotor, pumpa, cjevovod) te se na temelju dobivenih rezultata odabiru hidrauličke komponente iz kataloga proizvođača. Nakon odabira hidrauličkih komponenti s njihovim poznatim karakteristikama simulira se hidrostatska transmisija izrađenim numeričkim modelom. Dobiveni rezultati simulacije uspoređuju se s rezultatima koji su dobiveni mjerenjima na skideru ECOTRAC 120V [1].

## 7.1 Dinamički model opterećenja skidera

Dinamički model opterećenja skidera je vrlo složen, radi čega se zadnjih 20 godina intenzivno istražuje. Detaljna istraživanja vučnih i ostalih svojstava skidera opisuje Hassan 1988 [89], Sever [90, 91], Horvat [92] i Šušnjar [1]. Hassan, 1988. godine iznosi tvrdnju da je upravo nevjerojatno koliko se malo zna o dinamici skidera, a pogotovo kad se uspoređi s onim što se zna o traktorima, opremi i opterećenjima u području poljoprivrede.

Skideri kao šumska vozila za privlačenje drva, isključivo su namijenjeni postizanju vučne sile koja se ostvaruje preko oboda kotača odnosno uslijed djelovanja zakretnog momenta dovedenog sustavom transmisije od motora vozila. Horizontalna komponenta obodne sile  $F_0 \cos \alpha$  na kotaču se dijelom troši za svladavanje otpora kotrljanja vozila  $F_f$ , a ostali dio sile  $F_v$  služi za vuču tereta, savladavanje nagiba i površinskih prepreka terena ili ubrzavanje vozila. Uzimajući u obzir teorijske osnove gibanja kotača prema Bekkeru [93], za određivanje dinamičkog modela opterećenog skidera koristi se model gibanja elastičnog pogonskog kotača po deformabilnoj podlozi (sl. 7.1).



**Slika 7.1.** Model gibanja elastičnog kotača po elastičnoj podlozi [1]

Uslijed kretanja kotača javljaju se sile naprezanja u tlu. Pri tome se tlo deformira, a kotač propada do dubine  $z$  na kojoj su opterećenje kotača  $G_k$  i nosivost tla  $\sigma_N$  u ravnoteži. Što je veće opterećenje kotača, on više prodire u tlo i potrebna je veća obodna

sila na kotaču koja će omogućiti pokretanje vozila i vuču tovara. Uslijed kretanja kotača i njegovog propadanja u tlo, hvatište obodne sile se pomiče prema naprijed za vrijednost "a" vertikalne osi. Iz ravnoteže momenata, a s obzirom na os kotača te uz pretpostavku jednolikog kretanja, proizlazi:

$$T = F_v r + G_a a . \quad (7.1)$$

Dijeljenjem se izraza s polumjerom kotača dobije:

$$\frac{T}{r} = F_v + G_a f . \quad (7.2)$$

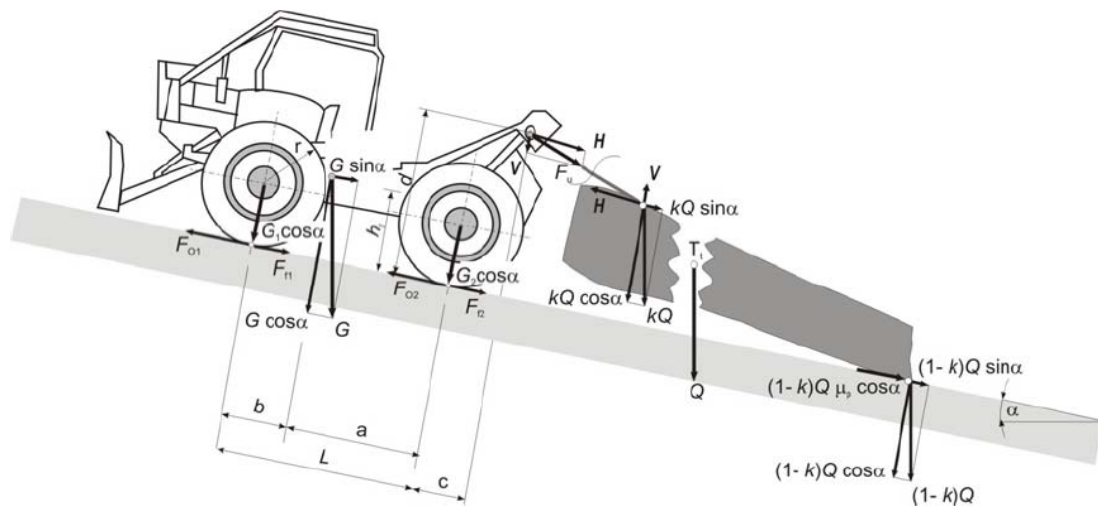
Faktor kotrljanja  $f$  je određen kao omjer pomaka hvatišta obodne sile od vertikalne osi kotača i polumjera kotača. Manji koeficijent kotrljanja predstavlja manji otpor odnosno lakše pokretanje kotača. Prema tome povećanjem polumjera kotača smanjuje se faktor kotrljanja. Veći kotač je lakše pokrenuti pa je i otpor manji. Gledano sa stajališta kretnosti skidera, povećanje polumjera kotača izazvalo bi podizanje težišta skidera te njegovu manju stabilnost. Pri kretanju skidera na tlu slabe nosivosti, opterećenje kotača će uzrokovati dublje prodiranje kotača u tlo, uslijed čega će pomak hvatišta obodne sile od vertikalne osi kotača  $a$  biti veći. Pri tome otpor kotrljanja ovisit će o opterećenju kotača, značajkama tla, dimenzijama kotača i svojstvu guma, a mijenjat će se s brojem prolaza, promjenom nosivosti tla i dubinom kolotruga.

Djelovanje zakretnog momenta na kotaču pri kraku kojeg predstavlja polumjer kotača, pojavljuje se obodna brzina. Svrha je transmisije da omogući potreban zakretni moment i ostvarenje dovoljne obodne sile na kotaču skidera kako bi se svladao otpor kotrljanja te omogućila vuča tereta. Iz formule (7.2) proizlazi:

$$F_0 = F_v + F_f . \quad (7.3)$$

Skideri su vozila s pogonom na sva četiri kotača. Pri privlačenju drva opterećenje nije jednoliko raspoređeno po kotačima. Kod praznog skidera, oko 2/3 ukopnog opterećenja se nalazi na prednjim kotačima, ali se i pri tome opterećenja mijenjaju

ovisno o nagibu terena. Kretanjem uz nagib, veće je opterećenje na stražnjim kotačima zbog djelovanja horizontalne komponente težine vozila  $G \sin\alpha$  koja izaziva prenošenje opterećenja s prednjih na stražnje kotače. Dinamička je raspodjela opterećenja skidera pri privlačenju uz nagib prikazana na sl. 7.2.



Slika 7.2. Raspodjela sila pri privlačenju skiderom uz nagib [1]

Pri privlačenju drva, jedan kraj tovara je vezan na užu vitla, a kako je teret samo odignut od tla, dio njegove težine opterećuje stražnji most vozila. Faktor raspodjele težine tovara  $k$  govori koliki je dio težine tovara odignut od tla i ovješeno na užu, a koliki se dio tovara vuče se po tlu [92]. Sila koju preuzima užu i dodaje se vučnoj sili vozila, a posljedica je ovješena tovara, može se raščlaniti na horizontalnu i vertikalnu komponentu:

$$H = Q \sin\alpha + Q(1-k) \cos\alpha \mu_p, \quad (7.4)$$

$$V = kQ \cos\alpha. \quad (7.5)$$

Drugi član horizontalne komponente  $H$  ovisi o faktoru privlačenja  $\mu_p$ . Veličina je tog faktora ovisna o težini tovara, njegovog oblika, dodirne površine s tlom i mikroreljefu traktorske vlake.

Adhezijska težina  $G_a$  je zbroj okomitih opterećenja na kotačima skidera u eksploatacijskim uvjetima. Ona je veća od statičke težine skidera budući da se stražnji most dodatno opterećuje punim iznosom vertikalne komponente sile u užetu. Raspoređuje se na stražnje kotače preko horizontalnih valjaka vitla. Adhezijska težina ovisi o težini skidera, nagibu terena te veličini i orijentaciji drva u tovaru:

$$G_a = G \cos \alpha + V . \quad (7.6)$$

Sve do sada navedeno djeluje na opterećenje mostova na skideru. Stražnji most je dodatno opterećen prijenosom dijela opterećenja s prednjeg mosta uslijed djelovanja momenta vertikalne i horizontalne komponente sile u užetu. Ovo dodatno opterećenje ovisi o položaju hvatišta sile u užetu. Sever [90] zaključuje da je veći utjecaj horizontalne komponente sile nego vertikalne zbog većeg kraka sile na osovini kotača. Krak djelovanja horizontalne komponente sile može se smanjiti nižom visinom podizanja tovara od tla. No, tada se povećava otpor privlačenja uslijed veće nalijegajuće površine tovara i tla.

Najveća su opterećenja stražnjeg mosta skidera pri privlačenju uz nagib. Kod određenog graničnog tovara dolazi do minimalnog opterećenja prednjeg mosta te narušavanja uzdužne stabilnosti skidera ili do najvećeg dopuštenog opterećenja stražnjeg mosta [12]. Sever [90] iznosi zaključak da je upitna uzdužna stabilnost skidera kada odnos opterećenja prednjeg i stražnjeg mosta dosegne vrijednosti 1:3,5.

Pri privlačenju uz nagib, vučna sila treba svladati vučne otpore dijela tovara oslonjenog na tlo  $H$ , ali i otpor horizontalne komponente težine skidera  $G \sin \alpha$ . Stoga je ukupna vučna sila:

$$F_v = H + G_a \sin \alpha . \quad (7.7)$$

Snaga na obodu kotača je proporcionalna vučnoj sili i brzini vozila. Posljedica pojave klizanja na kotaču je manja brzina kretanja vozila. Bilanca snage kotača tada



pokazuje da je obodna snaga na kotaču umanjena za gubitak snage zbog klizanja, a jednaka zbroju snage otpora kotrljanja i ostvarene vučne snage:

$$F_0 v_t - F_0(v_t - v_s) = F_V v_s + F_f v_s , \quad (7.8)$$

$$F_0 v_t - F_0(\delta v_s) = F_V v_s + F_f v_s , \quad (7.9)$$

$$P_0 - P_\delta = P_V + P_f , \quad (7.10)$$

pri čemu je  $v_s$  stvarna brzina vožnje skidera,  $v_t$  teorijska brzina vožnje skidera a  $\delta$  faktor klizanja kotača. Snaga na obodu kotača također se može izraziti na osnovu zakretnog momenta i broja okretaja kotača dovedenog sustavom transmisije od pogonskog motora:

$$P_0 = F_0 v_t = F_0 r \dot{\phi} = T 2\pi n . \quad (7.11)$$

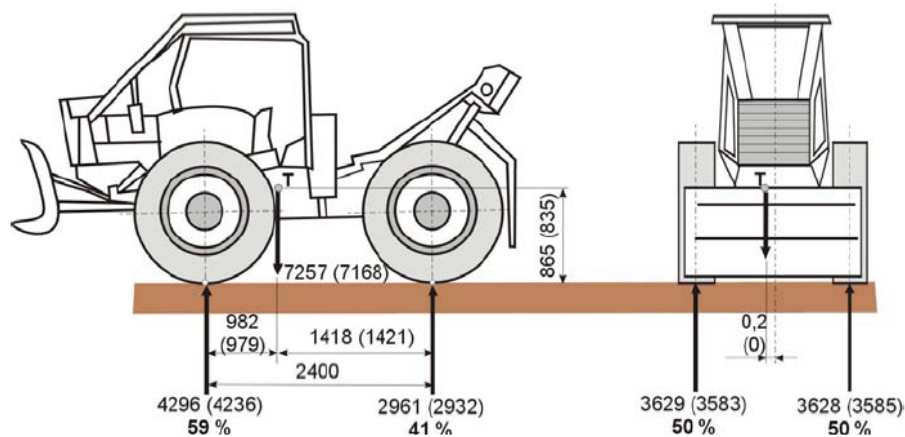
Pri privlačenju drva niz nagib, horizontalna komponenta težine skidera i težine tovara će djelovati u smjeru kretanja skidera te će biti potrebna manja vučna sila, tj. pri privlačenju niz nagib skider pretežno koči pogotovo kod velikih nagiba. Zbog toga se kod određivanja dinamičkog modela opterećenja skidera promatra slučaj opterećenja kod privlačenje uz nagib.

## 7.2 Proračun opterećenja skidera ECOTRAC 120V

Proračun opterećenja skidera ECOTRAC 120V se temelji na podacima iz kataloga proizvođača i rezultatima provedenih mjerenjima pri privlačenju tovara skiderom ECOTRAC 120V iz doktorske disertacije [1].

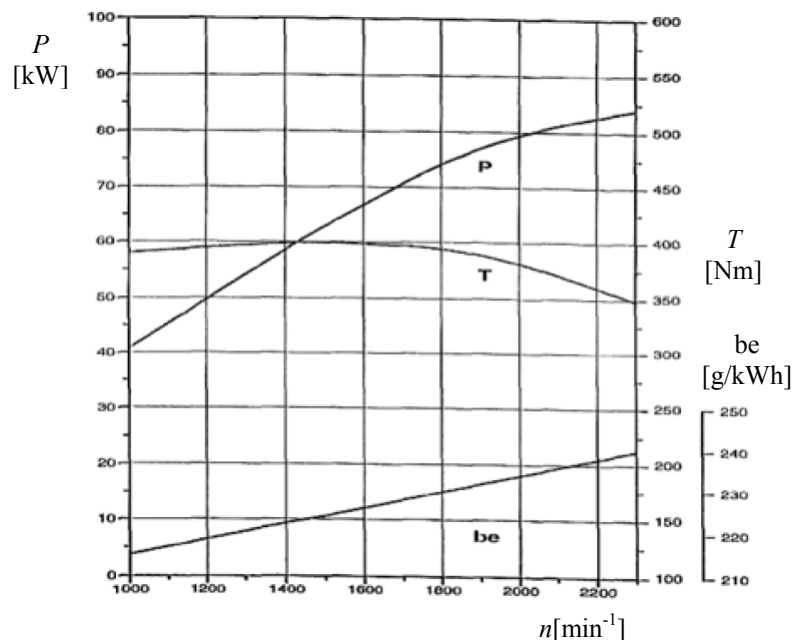
Masa skidera ECOTRAC 120V s vozačem iznosi 7257 kg a od toga 59% opterećenja je na prednjem mostu, a 41% na stražnjem mostu (sl. 7.3). Težišta skidera nalazi se na udaljenosti 1418 mm od stražnje osovine i na visini 865 mm te je

odmaknutu u lijevu stranu od uzdužne simetrale skidera za 0,2 mm. Položaj težišta osigurava kut uzdužne stabilnosti od  $31,4^\circ$  odnosno kut bočne stabilnosti od  $25,7^\circ$ . Najveća dopuštena masa na stražnjem mostu skidera iznosi 6000 kg.



**Slika 7.3.** Raspored masa i položaj težišta skidera ECOTRAC 120V [1]

Pogonski motor skidera je šest cilindarski dizelski motor DEUTZ D914 L06 [94] volumena  $6472 \text{ cm}^3$ , snage  $84 \text{ kW}$  pri  $2300 \text{ min}^{-1}$  te najvećeg zakretnog momenta od  $400 \text{ Nm}$  pri  $1500 \text{ min}^{-1}$ . Jedinična potrošnja goriva iznosi  $150 \text{ g/kWh}$  kod najvećeg zakretnog momenta odnosno  $210 \text{ g/kWh}$  kod nazivne snage. Radne karakteristike motora prikazane su u dijagramu na sl. 7.4.



**Slika 7.4.** Značajke motora DEUTZ D914 L06 [1]

Prijenos snage se obavlja klasičnom mehaničkom transmisijom od pogonskog motora preko lamelne spojke, mehaničkog mjenjača, razdjelnika snage, prednjeg i stražnjeg diferencijala s pojedinačnom blokadom te završnim (planetnim) reduktorom u kotačima vozila. Mjenjač ima 5 stupnjeva prijenosa naprijed i 1 natrag uz mogućnost brzog i sporog hoda što znači da ima 10 prijenosa za vožnju prema naprijed i 2 natrag. Najveća brzina vožnje iznosi 30 km/h. Nominalne brzine prema stupnjevima prijenosa prikazane su u tablici 7.1.

**Tablica 7.1.** Nominalne brzine prema stupnjevima prijenosa [1]

Stupanj prijenosa	Brzinska grupa	Okretaji motora za Jedan okretaj kotača	Nominalna brzina za nazivnu brzinu motora od 2300 min <sup>-1</sup> [km/h]
<b>1S</b>	Spori hod	213	2,9
<b>2S</b>	Spori hod	116	5,3
<b>3S</b>	Spori hod	70	8,7
<b>4S</b>	Spori hod	44	14,1
<b>5S</b>	Spori hod	29	21,1
<b>1B</b>	Brzi hod	151	4,1
<b>2B</b>	Brzi hod	83	7,4
<b>3B</b>	Brzi hod	50	12,3
<b>4B</b>	Brzi hod	31	19,8
<b>5B</b>	Brzi hod	21	29,7
<b>1 nazad</b>	Spori hod	191	3,2
<b>2 nazad</b>	Brzi hod	136	4,5

Provedena mjerenja vučnih značajki skidera ECOTRAC 120V u eksploatacijskim uvjetima izvršena su s osam različitih vrsta tovara. Mjerenja su obavljena pri privlačenju uz i niz nagib terena od 15% i 30% pri čemu je provedeno 19 različitih mjerenja. Najveće opterećenje skidera se javlja kod privlačenja uz nagib od 30% s najvećim mogućim tovarom. Najveći tovar s kojim je izvršeno mjerenje se sastoji od dva trupca, ukupnog volumena od  $V = 2,16 \text{ m}^3$ , mase od  $m = 2272 \text{ kg}$  tj. težine od  $Q = 22,288 \text{ kN}$ . Proračun opterećenja skidera provodi se s rezultatima eksperimentalnih mjerenja dobivenih za slučaj najvećeg opterećenja skidera.

Mjerenja obuhvaćaju mjerenje horizontalne i vertikalne komponente sile u užetu iz čega se izračunava faktor raspodjele težine tovara i faktor privlačenja (tab. 7.2) te adhezijska težina skidera (tab. 7.3).

**Tablica 7.2.** Rezultati mjerenja sile u užetu i izračunate vrijednosti faktora raspodjele tovara i privlačenja

Vrsta privlačenja	Težina tovara	Sila u užetu		Faktor	
		vertikalna	horizontalna	raspodjele tovara	privlačenja
	$Q$ [kN]	$V$ [kN]	$H$ [kN]	$k$	$\mu_p$
uz nagib 30 % max. tovar	22,288	7,473	11,079	0,35	0,34

**Tablica 7.3.** Adhezijska težina skidera

Vrsta privlačenja	Težina tovara	Adhezijska težina			Raspodjela opterećenja	
		prednji most	stražnji most	ukupno	prednji most	stražnji most
	$Q$ [kN]	[kN]	[kN]	[kN]	[%]	[%]
nagib 0% prazan skider	0	42,938	30,156	73,094	59	41
uz nagib 30% max. tovar	22,288	14,826	62,744	77,57	19	81

Također su izvršena mjerenja zakretnog momenta na osovina kotača iz čega proizlazi raspodjela momenata po mostovima skidera (tab. 7.4), te se izračunava vučna sila, sila otpora kotrljanja, obodna sila, faktor klizanja kotača, vučna snaga, snaga kotrljanja i obodna snaga (tab. 7.5).

**Tablica 7.4.** Rezultati mjerenja zakretnog momenta te raspodjela momenta

Vrsta privlačenja	Težina tovara	Zakretni moment			Raspodjela momenta	
		prednji most	stražnji most	ukupno	prednji most	stražnji most
	$Q$ [kN]	$T_p$ [kN]	$T_s$ [kN]	$T$ [kN]	[%]	[%]
uz nagib 30% max. tovar	22,288	4,781	23,044	27,825	17	83

**Tablica 7.5.** Bilanca snage

Vrsta privlačenja	Vučna sila	Sila otp. kotrljanja	Brzina vožnje	Obodna sila	Klizanje	Snaga		
						vučna	kotrlj.	obodna
	$F_v$ [kN]	$F_f$ [kN]	$v$ [m/s]	$F_0$ [kN]	$\delta$ [%]	$P_v$ [kW]	$P_f$ [kW]	$P_0$ [kW]
uz nagib 30% max. tovar	32,851	9,308	0,53	42,160	60,9	17,56	4,98	22,54

Proračun dinamičkog modela opterećenja skidera provodi se za dva pogonska uvjeta. Prvi pogonski uvjet je definiran minimalnom brzinom kretanja skidera pri maksimalnom usponu terena i maksimalnim opterećenjem. Drugi pogonski uvjet je definiran maksimalnom brzinom kretanja terenom bez uspona i bez tereta (tab. 7.6)

**Tablica 7.6.** Pogonski uvjeti

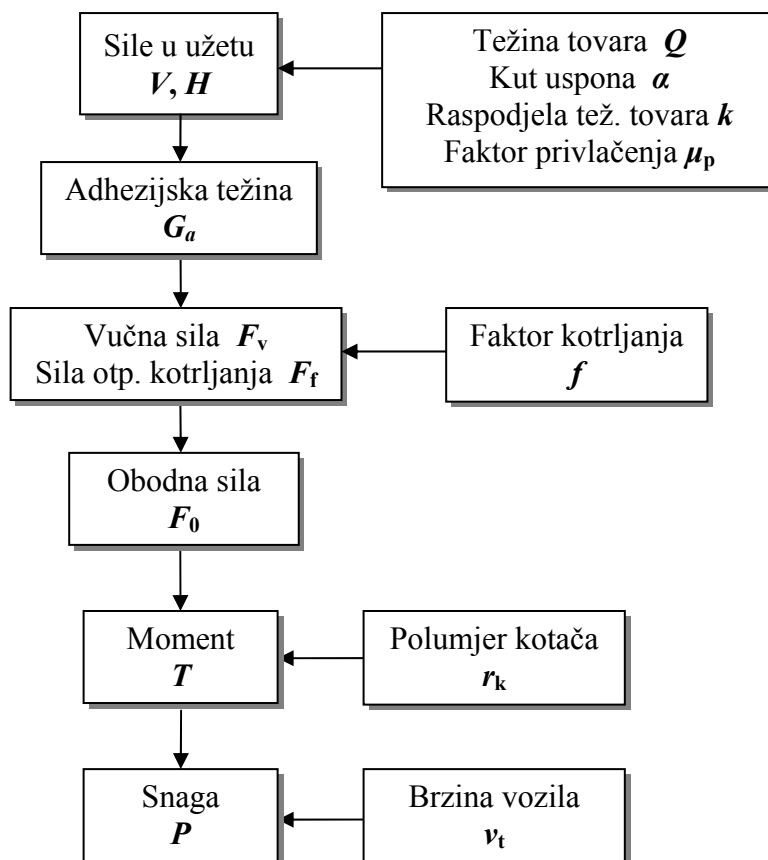
Pogonski uvjet	1	2
Brzina kretanja $v_t$	2,9 km/h	30 km/h
Uspon $\alpha$	30°	0°
Opterećenje $Q$	100%	0%

Brzine kretanja su odabrane iz tablice 7.1, a kut uspona od 30% proizlazi iz maksimalnog nagiba šumske vlake kod provedenih mjerenja [1], iako maksimalni kut uspona prema katalogu proizvođača iznosi 31,4°. Maksimalno opterećenje skidera definirano je maksimalnim mogućim opterećenjem stražnje osovine skidera koja za ECOTRAC 120V iznosi 6000 kg. Bez opterećenja tovarom, stražnja osovina je opterećena 41% od ukupne mase skidera što iznosi 2961 kg iz čega proizlazi da maksimalna vertikalna komponenta opterećenja tovara  $V$  smije iznositi 3039 kg. Koristeći formulu (7.5) proizlazi da je maksimalna vrijednost tovara jednaka:

$$Q = \frac{V}{k \cos \alpha} . \quad (7.12)$$

Vrijednost faktora raspodjele težine tovara  $k$  odabrana je kao srednja vrijednost dobivenih faktora prema provedenim mjerenjima te iznosi  $k = 0,48$  [1]. Promatra se slučaj kada je skider na ravnoj podlozi ( $\alpha = 0^\circ$ ) iz čega proizlazi vrijednost opterećenja tovara od  $Q = 6332$  kg. Radi dodatne sigurnosti odabire se 5% veća vrijednost iz čega slijedi  $Q = 6650$  kg. Iz provedenih mjerenja proizlazi srednja vrijednost faktora privlačenja  $\mu_p = 0,51$ , a vrijednost faktora kotrljanja  $f = 0,12$ . Za izračunavanje momenta na kotaču potrebna je vrijednost polumjera kotača koja za skider ECOTRAC 120V iznosi  $r_k = 0,71$  m.

Koristeći navedene formule za proračun opterećenja skidera prilikom privlačenja tovara izrađen je program u Simulinku koji izračunava potrebne vrijednosti kao što je prikazano u dijagramu toka na sl. 7.5.



Slika 7.5. Dijagram toka proračuna opterećenja skidera

Nakon provedenog proračuna za oba pogonska uvjeta dobiveni su rezultati (tab. 7.7). Iz dobivenih rezultata se može zaključiti ispravnost odabranih pogonskih uvjeta i maksimalnog opterećenja skidera što je vidljivo iz dobivenih vrijednosti snaga. Snaga koju daje pogonski motor iznosi 84 kW što je dovoljno za svladavanje opterećenja u nepovoljnijem pogonskom uvjetu.

Tablica 7.7. Rezultati proračuna za dva pogonska uvjeta

Pogonski uvjet	$V$ [kN]	$H$ [kN]	$G_a$ [kN]	$F_v$ [kN]	$F_f$ [kN]	$F_0$ [kN]	$T_{uk}$ [kNm]	$P$ [kW]
1	27,11	47,60	88,77	91,98	10,65	102,6	72,87	82,11
2	0	0	71,19	0	8,54	8,54	6,1	70

Provedenim mjerenjima momenta na prednjoj i stražnjoj osovini [1] uočava se nejednolika raspodjela momenta po osovinama pri čemu se najveći moment javlja na stražnjoj osovini u slučaju najvećeg tovara i kretanju uz usponu od 30°. Proizlazi raspodjela momenta od 83% na stražnjoj i 17% na prednjoj osovini. Koristeći ovakvu raspodjelu momenta najveći se moment javlja na stražnjoj osovini tj. stražnjem kotaču:

$$T_k = \frac{0,83 T_{uk}}{2} = 30,23 \text{ kNm} . \quad (7.13)$$

Ova je vrijednost momenta temelj za proračun i izbor komponenti za hidrostatsku transmisiju.

### 7.3 Izbor komponenata hidrostatske transmisije za skider ECOTRAC 120V

Poznavanje maksimalnog momenta na kotaču skidera osnova je za proračun i izbor hidromotora i planetnog prijenosnika koji se zajedno ugrađuju u kotače vozila. Hidrauličke komponente koje se koriste za hidrostatsku transmisiju skidera proizvod su tvrtke "Bosch Rexroth" [95] iako je izbor mogao pasti i na nekog drugog proizvođača. Za ostvarenje navedenih pogonskih uvjeta rada skidera koristi se varijabilno aksijalni-klipni hidromotor i aksijalna-klipna hidraulička pumpa s mogućnošću promjene protoka.

Brzina vrtnje kotača ovisi o brzini kretanja vozila i polumjeru kotača:

$$n_k = \frac{60 v_t}{2 \pi r_k} , \quad (7.14)$$

iz čega za maksimalnu brzinu kretanja skidera od 30 km/h (pogonski uvjet 2), proizlazi maksimalna brzina vrtnje kotača  $n_{Kmax} = 111,6 \text{ min}^{-1}$ . Na temelju sličnih hidrostatskih transmisija može se pretpostaviti maksimalna brzina vrtnje hidromotora od  $5500 \text{ min}^{-1}$  iz čega proizlazi prijenosni omjer planetarnog prijenosnika:

$$i_{pp} = \frac{n_{HMmax}}{n_{Kmax}} = 49,2 \quad (7.15)$$

Prema Bosch Rexroth katalogu planetnih prijenosa [95] odabire se prijenos HYDROTRAC GFT 0034T2 sljedećih karakteristika (tab. 7.8).

**Tablica 7.8.** Tehničke karakteristike odabranog planetnog prijenosa

<b>BOSCH REXROTH HYDROTRAC GFT 0034T2</b>		
<b>Prijenosni omjer</b>	$i_{pp}$	50,5
<b>Maksimalni izlazni moment</b>	$T_{max}$	34 kNm

Odabirom navedenog planetnog prijenosnika izračunava se maksimalni moment koji hidromotor mora ostvariti za svladavanje momenta opterećenja na kotaču pri maksimalnoj brzini vrtnje:

$$T_{HMmax} = \frac{T_K}{i_{pp}} = 598,87 \text{ Nm} \quad (7.16)$$

$$n_{HMmax} = i_{pp} n_{Kmax} = 5635,8 \text{ min}^{-1} \quad (7.17)$$

Temeljem poznatog maksimalnog momenta kojeg može dati hidromotor određuje se njegov specifični protok:

$$Q_{IHM} = \frac{T_{HMmax} 2\pi}{\Delta p \eta_{mHM}} \quad (7.18)$$

Usporedbom sa sličnih hidrostatskim transmisijama iz kataloga proizvođača [95] odabire se pad tlaka na hidromotoru  $\Delta p = 400 \text{ bar}$  i mehanički stupanj iskoristivosti hidromotora  $\eta_{mHM} = 0,98$ , iz čega proizlazi potrebni specifični protok hidromotora  $Q_{HM} = 95,9 \text{ cm}^3$ . Poznavanjem specifičnog protoka i maksimalnog momenta te maksimalne brzine iz kataloga proizvođača odabire se hidromotor A6VE 107 s karakteristikama danim u tablici 7.9:



Tablica 7.9. Tehničke karakteristike odabranog hidromotora

BOSCH REXROTH A6VE 107		
Tip hidromotora		Klipno aksijalni hidromotor s kosom pločom i promjenjivim protokom
Maksimalni radni tlak	$p_{\max}$	400 bar
Maksimalni specifični protok	$Q_{1\max}$	107 cm <sup>3</sup>
Minimalni specifični protok	$Q_{1\min}$	21,4 cm <sup>3</sup>
Brzina vrtnje pri maksimalnom specifičnom protoku	$n_{\max1}$	3550 min <sup>-1</sup>
Brzina vrtnje pri minimalnom specifičnom protoku	$n_{\max2}$	6300 min <sup>-1</sup>
Maksimalni protok	$Q_{\max}$	380 l/min
Maksimalni moment	$T_{\max}$	681 Nm

Nakon odabira planetnog prijenosa i hidromotora potrebno je proračunati hidrauličku pumpu koja će snabdijevati četiri hidromotora (4 kotača) radnom tekućinom. Za proračun specifičnog protoka pumpe kao mjerodavna se vrijednost uzima specifični protok hidromotora pri maksimalnoj brzini hidromotora tj. kotača skidera iz čega proizlazi formula za izračunavanje stvarnog protoka pumpe:

$$Q_{HP} = N_{HM} Q_{1HM} n_{HM\max} \quad (7.19)$$

broj hidromotora je  $N_{HM} = 4$  iz čega proizlazi stvarni protok pumpe  $Q_{HP} = 40375 \text{ cm}^3/\text{s}$ . Teorijski protok pumpe uzima u obzir još volumetrijski stupanj korisnosti pumpe  $\eta_{VHP} = 0,98$  pa je  $Q_{HPth} = 41199 \text{ cm}^3/\text{s}$ . Specifični protok pumpe određuje se prema sljedećem izrazu:

$$Q_{1HP} = \frac{Q_{HPth}}{n_{HP}} \quad (7.20)$$

pri čemu je brzina vrtnje hidrauličke pumpe  $n_{HP}$  definirana brzinom pogonskog motora  $n_{PM}$  i prijenosnim omjerom razdjelnika snage preko kojeg se pumpa pogoni  $i_{raz}$ :

$$n_{HP} = \frac{n_{PM}}{i_{raz}}, \quad (7.21)$$

Maksimalna brzina pogonskog motora na skidera ECOTRAC 120V je  $n_{PM} = 2300 \text{ min}^{-1}$  a prijenosni omjer razdjelnika snage je odabran te iznosi  $i_{raz} = 0,9$  iz čega proizlazi  $n_{HP} = 2555 \text{ min}^{-1}$  i  $Q_{1HP} = 967,3 \text{ cm}^3$ . Analizirajući karakteristike hidrauličkih pumpi iz kataloga proizvođača [95] dolazi se do zaključka da pumpa koja zadovoljava specifični protok ne može ostvariti potrebnu maksimalnu brzinu vrtnje pumpe te se kao rješenje nameće korištenje više pumpi. Ovakav princip se često koristi kod hidrostatske transmisije šumskih vozila, npr. skideri proizvođača "Morgan Silva" koriste četiri pumpe za snabdijevanje četiri hidromotora. Odabirom konstrukcijskog rješenja s četiri pumpe dolazi se do specifičnog volumena jedne pumpe od  $Q_{1HP} = 241,8 \text{ cm}^3$  te se iz kataloga proizvođača [95] odabire pumpa AA4VG 250 čije su karakteristike dane u tablici 7.10.

**Tablica 7.10.** Tehničke karakteristike odabrane hidrauličke pumpe

<b>BOSCH REXROTH AA4VG 250</b>		
<b>Tip hidrauličke pumpe</b>		Klipno aksijalni pumpe s kosom pločom i promjenjivim protokom
<b>Maksimalni specifični protok</b>	$Q_{1max}$	$250 \text{ cm}^3$
<b>Maksimalni radni tlak</b>	$p_{max}$	400 bar
<b>Maksimalna brzina vrtnje</b>	$n_{max}$	$2600 \text{ min}^{-1}$
<b>Minimalna brzina vrtnje</b>	$n_{min}$	$500 \text{ min}^{-1}$
<b>Maksimalni protok</b>	$Q_{max}$	600 l/min

Nakon odabira pumpe potrebno je proračunati i odabrati cjevovode. Proračun se svodi na proračun cjevovoda tlačnog voda čiji se unutarnji promjer određuje pomoću slijedećeg izraza:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 Q_{HPmax}}{\pi v_{Smax}}}. \quad (7.22)$$

Maksimalni protok pumpe za odabranu pumpu i pogonski motor iznosi  $Q_{HPmax} = 10435 \text{ cm}^3/\text{s}$ , a maksimalno dozvoljena brzina strujanja radnog medija kroz tlačni vod  $v_{Smax} = 6,5 \text{ m/s}$  pa iz (7.22) slijedi promjer cijevi  $d_u = 45,2 \text{ mm}$ . Iz kataloga proizvođača cijevi [73] odabire se cijev HD 500 EN 856 Typ 4 SH unutarnjeg promjera  $d_u = 50,8 \text{ mm}$ .

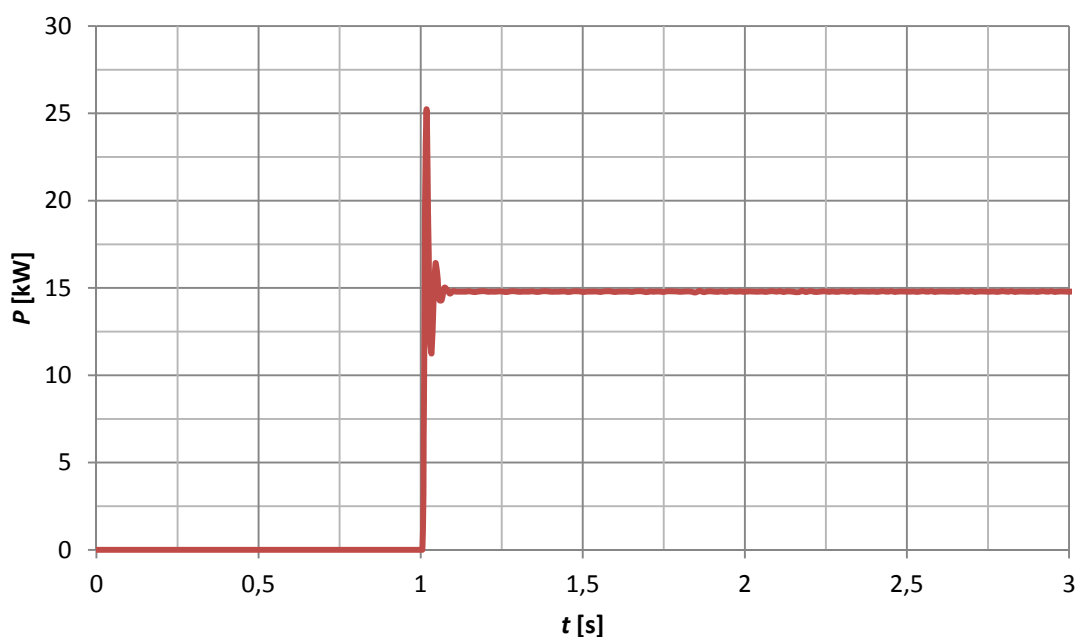
#### 7.4 Simulacija hidrostatske transmisije za skider ECOTRAC 120V

Izrađenim numeričkim modelima hidrostatske transmisije dokazala se njihova realna dinamika prilikom nejednolikog momenta opterećenja s čime je simuliran nejednoliki moment opterećenja kotača pri vožnji skidera neravnim šumskim tlom. Izrađeni numerički modeli se temelje na laboratorijskom sustavu koji se razlikuje od stvarnog hidrostatskog sustava skidera. Predviđena hidrostatska transmisija za skider ECOTRAC 120V predstavlja realni sustav te se vrijednosti njegovih komponenata koriste za simulaciju izrađenog numeričkog modela. Takva hidrostatska transmisija sastavljena je od 4 hidromotora koja pogone 4 hidrauličke pumpe što predstavlja četiri zasebna hidrostatska kruga. Izrađuje se numerički model samo jednog hidrostatskog kruga.

Rezultati dobiveni simulacijom numeričkog modela hidrostatske transmisije za skider ECOTRAC 120V uspoređuju se s rezultatima mjerenja provedenih na istom skideru s mehaničkom transmisijom [1]. Pri tome se uspoređuje dobivena snaga na kotaču (tab. 7.5). Analizira se mjerenje pri vožnji usponom od  $30^\circ$  s najvećim tovarom pri čemu je izmjeren moment na stražnjem mostu  $T_S = 23,044 \text{ kNm}$  tj. moment na jednom stražnjem kotaču  $T_{1S} = 11,522 \text{ kNm}$ . Izmjereni moment na kotaču zbog redukcije u planetnom prijenosu ( $i_{PP} = 50,5$ ) zahtijeva moment od  $T_{HM} = 228,2 \text{ Nm}$  koji hidromotor mora svladati. Simulacija se provodi s promjenom momenta opterećenja hidromotora dok se ne postigne vrijednost momenta hidromotora od  $228,2 \text{ Nm}$ .

Kako su hidraulička pumpa i hidromotor promjenjivog volumena za početak se simulira numerički model s maksimalnim vrijednostima specifičnih volumena radi postizanja maksimalne snage sustava. Pogonski motor je dizelski motor DEUTZ radnih

karakteristika danih na sl. 7.4 iz koje je vidljivo da se maksimalni moment postiže kod brzine vrtnje od  $1500 \text{ min}^{-1}$  što se uzima kao brzina vrtnje pogonskog motora pri simulaciji. Uzimajući u obzir dobivene dimenzije visokotlačne cijevi, proizvoljno se odabire dužina od 3m što je potrebno za izračunavanja volumena cijevi. Simulacijom novo izrađenog numeričkog modela hidrostatske transmisije koristeći jednadžbu (7.11) dobiva se obodna snaga hidromotora (sl. 7.6).

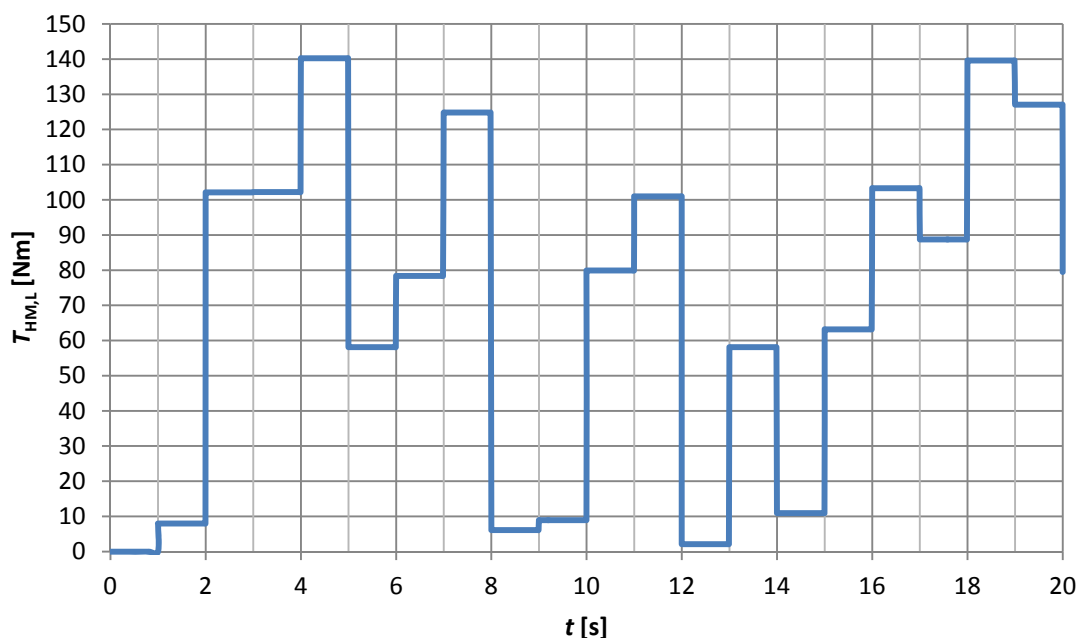


**Slika 7.6.** Snaga hidromotora hidrostatske transmisije skidera

Iz dobivenih rezultata obodne snage hidromotora može se zaključiti početni porast snage zbog svladavanja momenta trenja i inercije nakon čega snaga opada i poprima konstantnu vrijednost od oko  $P = 15 \text{ kW}$ . Prilikom mjerenja snage na skideru s mehaničkom transmisijom (tab. 7.5) obodna snaga na jednom kotaču stražnjeg mosta iznosi  $P = 9,3 \text{ kW}$  iz čega se može zaključiti da je dobivena snaga hidrostatskom transmisijom približno 40% veća od snage dobivene mehaničkom transmisijom za skider ECOTRAC 120V. Klizanje kotača je radi lakše usporedbe rezultata simulacije s eksperimentalnim rezultatima zanemareno. Iz većih vrijednosti snage dobivene hidrostatskom transmisijom proizlazi da je potrebno utrošiti manje snage tj. energije ako se žele ostvariti isti vrijednosti kao kod mehaničke transmisije skidera ECOTRAC 120V. Ušteda energije podrazumijeva manju potrošnju goriva pogonskog motora što

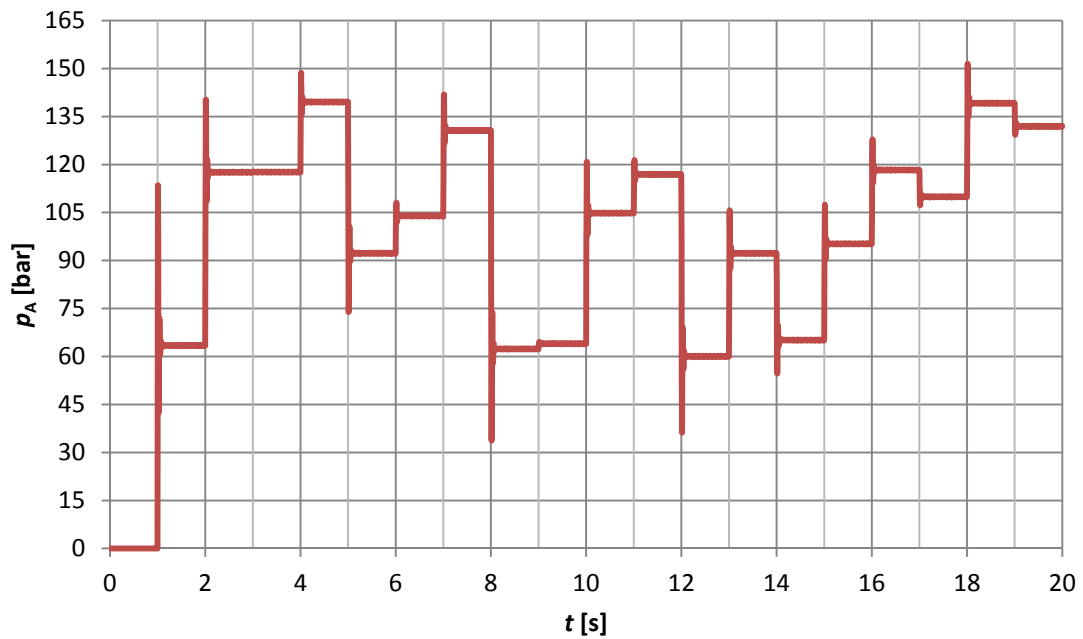
direktno utječe na manju emisiju ispušnih plinova. Na ovaj način je dokazana pretpostavka uštede energije hidrostatskom transmisijom u odnosu na mehaničku transmisiju.

Simulacija za promjenjivi moment opterećenja hidromotora koji se javlja pri realnoj vožnji skidera sljedeća je faza. Iz prethodne simulacije proizlazi maksimalni moment opterećenja hidromotora od  $T_{HM,L} = 150$  Nm. Odabire se Simulink blok koji proizvoljno mijenja vrijednost momenta opterećenja između 0 Nm i 150 Nm svake sekunde (sl. 7.7). Rezultati simulacije tlaka u visokotlačnoj cijevi i brzine hidromotora prikazani su na slikama 7.8 i 7.9.

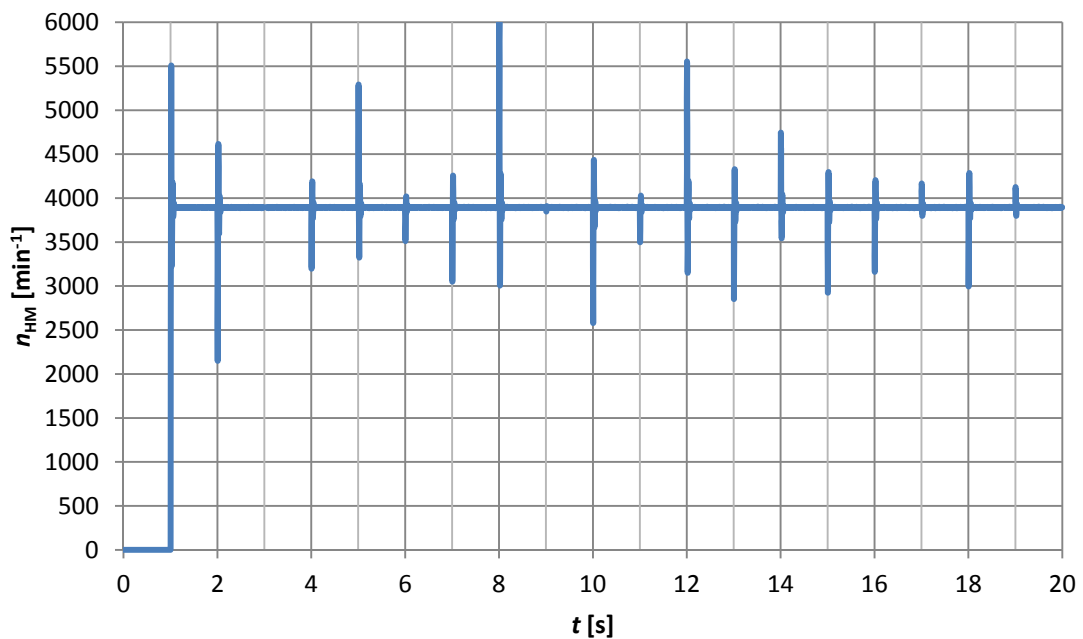


Slika 7.7. Promjenjivi moment kotača skidera

Tlak u visokotlačnoj cijevi raste ili pada ovisno o promjeni vanjskog momenta opterećenja. Početni nagli porast tlaka uslijed promjene momenta opterećenja nastaje zbog svladavanja momenta trenja i inercije. Ovakvi rezultati simulacije tlaka još jednom potvrđuju realnu dinamiku izrađenog numeričkog modela te načina provedbe eksperimentalnih istraživanja s promjenjivim kočenjem hidromotora.



Slika 7.8. Tlak u visokotlačnoj cijevi



Slika 7.9. Brzina vrtnje hidromotora

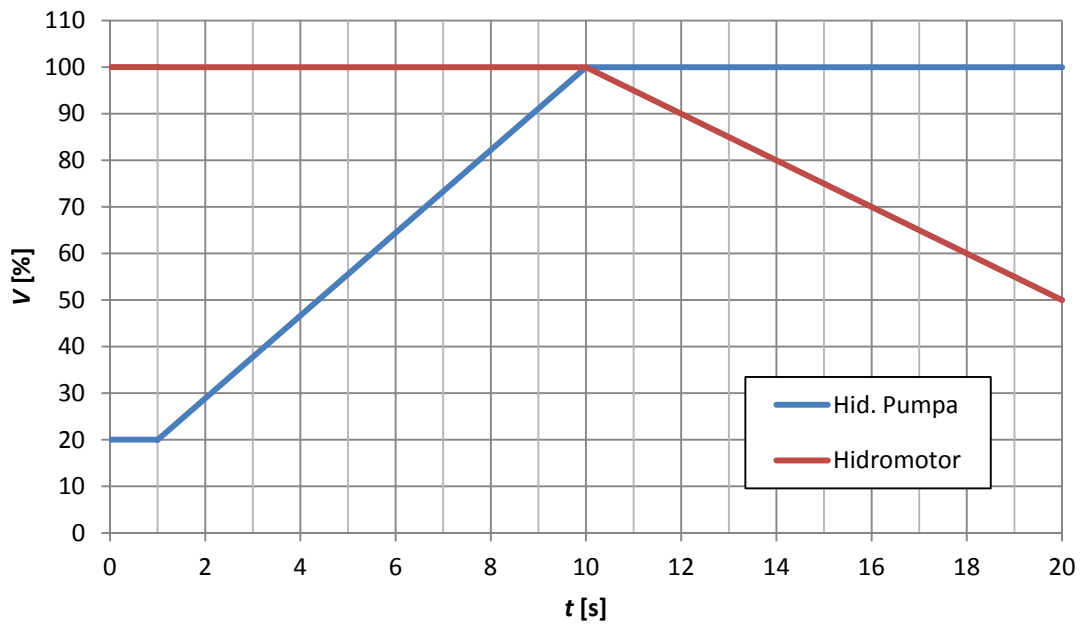
Iz dobivenih rezultata brzine vrtnje hidromotora može se zaključiti da se nakon početnog porasta, brzina stabilizira na konstantnu vrijednost koja proizlazi iz konstantnog volumena hidromotora. Povećanjem momenta opterećenja vidljivo je da

dolazi do trenutnog pada brzine. Kod smanjivanja vrijednosti momenta opterećenja brzina se povećava a potom stabilizira. Ponašanje brzine vrtnje hidromotora isto je kao i kod laboratorijskih istraživanja čime je potvrđena ispravnost procedure u laboratoriju i numeričkog modela hidrostatske transmisije.

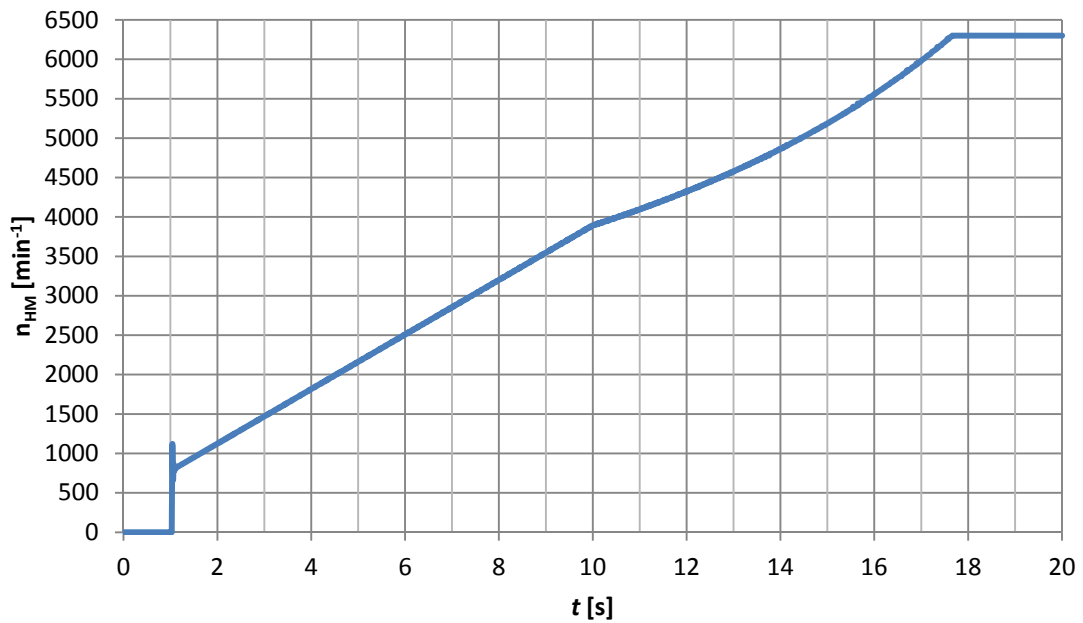
Kao što je već rečeno stabilizacija brzine vrtnje na konstantnu vrijednost proizlazi iz provedbe simulacije s konstantnim volumenom hidromotora te konstantnim protokom pumpe. Realna hidrostatska transmisija skidera je uvijek izvedena s komponentama promjenjiva volumena tj. protoka. Na temelju toga su i odabrane hidrauličke komponente s promjenjivim volumenom čime se regulira moment i brzina vrtnje hidromotora. Komponente laboratorijskog sustava su konstantnog volumena te se zbog toga simulacija numeričkog modela uvijek provodila s konstantnim volumenima. Zbog toga se provela čisto teorijska simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije s promjenjivim volumenima.

Na temelju dijagrama regulacije brzine vrtnje hidromotora (sl. 2.10) provela se simulacija s povećanjem protoka pumpe i smanjivanjem volumena hidromotora pri čemu se pretpostavlja porast brzine vrtnje hidromotora. Početni volumen pumpe iznosi 20% ukupnog volumena te će do 10 s simulacija postići vrijednost od 100% volumena. Simulacija počinje s vrijednošću od 100% volumen hidromotora do 10 s simulacija nakon čega opada do 50% volumena narednih 10 s kao što je vidljivo u dijagramu na sl. 7.10.

Simulacija se provodi s odabranim hidrostatskim komponentama za skider ECOTRAC 120V pri konstantnom momentu opterećenja od 150 Nm. Dobiveni rezultati simulacije brzine vrtnje su prikazani na slici 7.11.



Slika 7.10 Promjena volumena pumpe i hidromotora



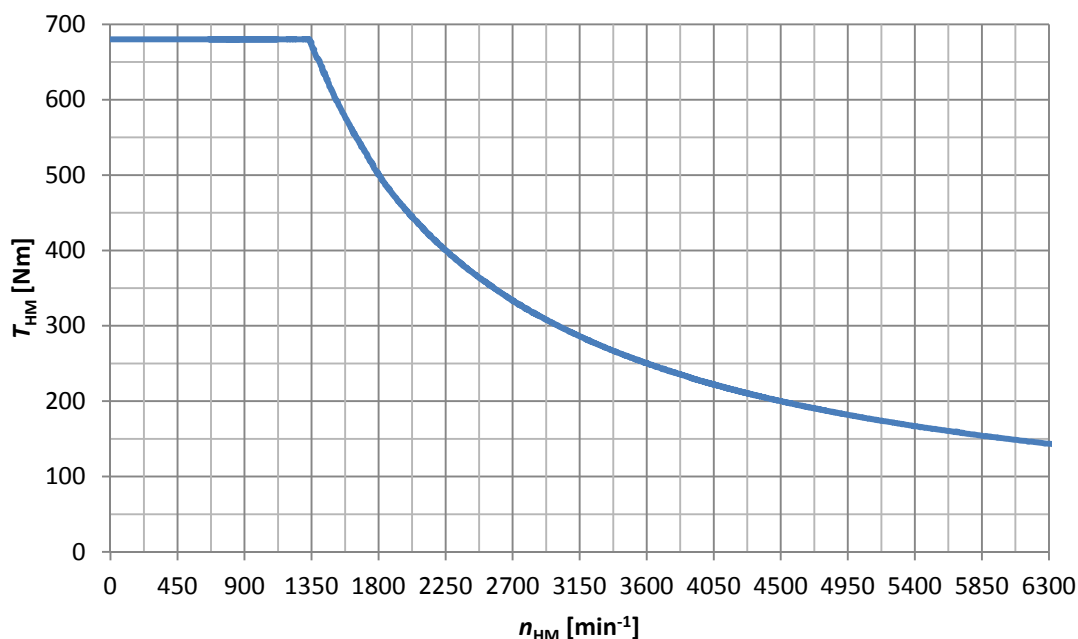
Slika 7.11 Promjena brzine vrtnje hidromotora

Iz dobivenih rezultata brzine vrtnje vidi se njeno povećanje čime se dokazala prethodna pretpostavka. Simulacija započinje nakon 1 s pri čemu dolazi do skokovitog porasta brzine što je produkt skokovitog porasta tlaka zbog svladavanja momenta trenja hidromotora. Nakon toga brzina opada kod vrijednosti od 20% volumena pumpe, te



slijedi njen porast zbog povećanja protoka pumpe. Linearno povećanje protoka pumpe traje do 10 s što utječe na linearni porast brzine nakon čega slijedi smanjivanje volumena hidromotora. Smanjivanjem volumena hidromotora brzina dalje raste ali ne više linearno zbog integriranja u jednadžbi dinamike hidromotora. Nakon što je postignuta maksimalna brzina vrtnje odabranog hidromotora (tab. 7.9) od  $n_{HM} = 6300 \text{ min}^{-1}$  brzina je konstantna neovisna o smanjivanju volumena.

U dijagramu na sl. 2.10 je vidljivo da povećanjem brzine vrtnje dolazi do pada momenta hidromotora. Provela se teorijska analiza brzine vrtnje i momenta hidromotora A6VE 107 pri čemu je bilo potrebno definirati konstantnu vrijednost snage hidromotora. Konstantna vrijednost snage hidromotora proizlazi iz jednadžbe (3.35) te se odabire vrijednost od  $P = 15 \text{ kW}$ . Rezultati analize prikazani su na sl. 7.12.



**Slika 7.12** Usporedba brzine vrtnje i momenta hidromotora

Iz dijagrama je vidljiva pretpostavka pada momenta hidromotora pri većim brzinama vrtnje ili obratno. Do brzine od  $n_{HM} = 1350 \text{ min}^{-1}$  moguće je ostvariti maksimalni moment za odabrani hidromotor od  $T_{HM} = 681 \text{ Nm}$ . Nakon toga povećanjem brzine vrtnje moment eksponencijalno opada do vrijednosti od oko  $T_{HM} = 150 \text{ Nm}$ .

## **8. Zaključak**

U ovom je radu razvijen numerički model hidrostatske transmisije za šumsko vozilo skider s ciljem simulacije radnih parametara pri vožnji skidera neravnim šumskim tlom. Takva vožnja rezultira nejednolikim momentom opterećenja kotača skidera što je zahtijevalo izradu numeričkog modela kao nelinearnog sustava te provođenje eksperimentalnih mjerenja s nejednolikim opterećenjem hidromotora. Nejednoliki moment opterećenja laboratorijskog hidromotora se ostvarivao pomoću mehaničke tarne kočnice s mogućnošću nejednolikog kočenja. Iz dobivenih rezultata laboratorijskih mjerenja dokazana je sličnost s realnim sustavom, a to je da s povećanjem momenta opterećenja hidromotora dolazi do porasta tlaka u visokotlačnoj cijevi te pada brzine vrtnje hidromotora.

Prvo je izrađen numerički model hidrostatske transmisije na principu bijele kutije. Obzirom da je sustav hidrostatske transmisije nelinearan javili su se problemi pri određivanju nekih parametara (npr. momenta opterećenja, trenja, modula elastičnosti radne tekućine, itd.), koje je bilo potrebno pretpostaviti, a što je utjecalo na ispravnost rezultata simulacije. Prvo su provedene simulacije pomoću kojih je cilj bio dokazati realnu dinamiku rada sustava transmisije što se ostvarilo skokovitim povećanjem momenta opterećenja hidromotora pri čemu je došlo do povećanja tlaka u visokotlačnoj cijevi i pada brzine vrtnje hidromotora. Sljedeći korak je bio usporedba rezultata simulacije s rezultatima laboratorijskih mjerenja tlaka u visokotlačnoj cijevi i brzine

vrtnje hidromotora. Provedene su tri vrste laboratorijskih mjerenja: s konstantnim, nejednoliko rastućim i nejednoliko promjenjivim momentom opterećenja hidromotora. Zbog nemogućnosti mjerenja momenta opterećenja ostvarenog pomoću kočnice, moment se određivao indirektno. Usporedbom rezultata tlaka uočene su veće oscilacije laboratorijski izmjerenog tlaka negoli tlaka dobivenog simulacijom što se može objasniti indirektnim načinom određivanja momenta opterećenja i nepoznavanjem točnih vrijednosti momenta inercije. Brzina vrtnje hidromotora pri zakočenom hidromotoru nije padala na nulu zbog kratkog vremena trajanja potpunog kočenja hidromotora. Zaključilo se da je za simulaciju numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu bijele kutije potrebno dobro poznavanje svih parametara i dimenzijskih veličina sustava što je vrlo teško zbog nelinearnosti samog sustava i nemogućnosti utvrđivanja svih relevantnih parametara iz čega je proizašla ideja izrade numeričkog modela na principu crne kutije.

Pri izradi numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu crne kutije koristile su se dvije vrste neuronskih mreža: višeslojna unaprijedna neuronska mreža i dinamička NARX neuronska mreža. Numerički model s višeslojnom unaprijednom neuronskom mrežom je, nakon učenja mreže, ostvario koeficijent korelacije  $R = 0,72$  što se tumači kao visoka povezanost podataka. Promatrajući dobivene rezultate izlaznih vrijednosti iz neuronske mreže (brzina vrtnje hidromotora) i ciljanih vrijednosti uočava se dobro poklapanje toka krivulja osim u slučajevima naglog pada brzine, koji se javlja kod potpunog kočenja hidromotora. Razlog tome je kratki vremenski interval potpunog kočenja pa rezultati dobiveni neuronskom mrežom nisu stigli ostvariti ciljane vrijednosti. Konačni test izrađene višeslojne unaprijedne neuronske mreže predstavlja simulaciju mreže novim ulaznim podacima laboratorijskih mjerenja. Srednje vrijednosti su pokazale jako dobro poklapanje. Može se zaključiti kako model crne kutije hidrostatske transmisije baziran na višeslojnoj unaprijednoj neuronskoj mreži daje prihvatljive rezultate. Budući da je višeslojna unaprijedna neuronska mreža statička, a hidrostatska je transmisija dinamički nelinearni sustav, za izradu modela crne kutije koristila se i dinamička NARX neuronska mreža. Numerički modela s NARX dinamičkom neuronskom mrežom, nakon učenja mreže, je ostvario koeficijent korelacije  $R = 0,98$ , što se može protumačiti kao vrlo visoka povezanost podataka. Korištenje serijsko-paralelne konfiguracija za predviđanje jednog koraka unaprijed dalo

je jako dobro poklapanje. Slijedeći korak je bio pretvorba mreže u njenu originalnu paralelnu formu (zatvorena petlja) te simulacija s novim setom izmjerenih podataka. Kod novo dobivenih rezultata simulacijom u NARX dinamičkoj neuronskoj mreži paralelne forme je tok krivulje jako dobro pratio srednje vrijednosti krivulje dobivene laboratorijskim mjerenjima. NARX neuronska mreža zbog svoje paralelne arhitekture s povratnom petljom nije mogla predvidjeti vrijednosti oscilacija, ali se zato srednje vrijednosti poklapaju na temelju čega se može zaključiti ispravan rad neuronske mreže. Opći je zaključak da se s višeslojnom unaprijednom neuronskom mrežom dobivaju prihvatljivi rezultati, ali da NARX dinamička neuronska mreža daje bolje rezultate jer je fleksibilnija kod rješavanja nelinearnih dinamičkih sustava kao što je sustav hidrostatske transmisije. Zbog navedenih prednosti NARX dinamičke neuronske mreže koristi se kod rješavanja modela sive kutije hidrostatske transmisije.

Konačni razvoj numeričkog modela hidrostatske transmisije dobiven je tzv. modelom sive kutije koji predstavlja kombinaciju modela bijele i crne kutije. Slijed formiranja sive kutije započinje modelom bijele kutije kod kojeg je bio problem određivanje vanjskog momenta opterećenja zbog nemogućnosti mjerenja momenta kočenja kod laboratorijskih mjerenja. Iz čega slijedi numerički model crne kutije s NARX neuronskom mrežom koja u kombinaciji s pojednostavljenom jednadžbom dinamike hidromotora daje moment opterećenja hidromotora. Kada su dobivene vrijednost momenta opterećenja prebacuje se rad na model bijele kutije. Iz dobivenih rezultata simulacije numeričkog modela hidrostatske transmisije na principu sive kutije ostvareno je skoro savršeno poklapanje vrijednosti tlaka s laboratorijski izmjerenim vrijednostima. Što se tiče rezultata brzine vrtnje hidromotora model sive kutije je u odnosu na model bijele i crne kutije dao realnije vrijednosti. Zbog integriranja jednadžbe (3.30) oscilacije brzine se ne poklapaju, ali se srednje vrijednosti savršeno poklapaju. Povećanjem momenta opterećenja dolazi do pada brzine kao i kod prijašnjih modela, ali modelom sive kutije se ostvaruje nagli pad brzine pri potpunom kočenju hidromotora (sl. 6.39). Temeljem svega navedenog može se zaključiti da se numeričkim modelom hidrostatske transmisije na principu sive kutije ostvaruju očekivani realniji rezultati.

Iz toga se razloga, model sive kutije koristio za simulaciju rada hidrostatske transmisije na skideru ECOTRAC 120V. Nakon proračuna opterećenja skidera i odabira komponenti hidrostatske transmisije izvršena je simulacija numeričkog modela hidrostatske transmisije s parametrima odabranih komponenti. Dobiveni rezultati simulacije uspoređivani su s eksperimentalno izmjerenim rezultatima na skideru ECOTRAC 120V s mehaničkom transmisijom [1]. Usporedbom dobivenih rezultata može se zaključiti da je dobivena snaga hidrostatskom transmisijom približno 40% veća od snage dobivene mehaničkom transmisijom. Temeljem takvih rezultata da se zaključiti da se s komponentama predložene hidrostatske transmisije mogu ostvariti veći momenti na kotačima skidera, odnosno da se mogu odabrati komponente s 40% manjom ulaznom snagom. Razloge tome treba tražiti u činjenici kontinuirane regulacije snage pomoću pumpe i hidromotora s reguliranim protokom i tlakom.

Znanstveni je doprinos ovog rada u razvijenom i eksperimentalnom potvrđenom numeričkom modelu hidrostatske transmisije koji zbog svoje univerzalnosti može poslužiti za simuliranje rada hidrostatske transmisije za šumsko vozilo skider, ali i za ostala vozila s hidrostatskom transmisijom. Dokazane su prednosti i mane modeliranja sustava na principu bijele, crne i sive kutije te prednosti korištenja metode umjetnih neuronskih mreži s kojom se ostvarila realnija dinamika i točniji model hidrostatske transmisije. Također je dokazana pretpostavka da bi dobiveni model funkcionirao i za stvarni sustav hidrostatske transmisije šumskog vozila skider.

Dobiveni rezultati istraživanja pružili su nova saznanja, koja se mogu koristiti prilikom projektiranja hidrostatske transmisije i regulacije njenog rada na šumskim vozilima. Iz provedenog istraživanja mogu se predložiti smjernice pri projektiranju sustava hidrostatske transmisije. Početno osnivanje sustava bi trebalo temeljiti na modelu bijele kutije prvenstveno zbog svoje jednostavnosti. Sljedeći korak bi podrazumijevao korištenje eksperimentalnih mjerenja iz čega proizlazi model crne kutije. Model crne kutije omogućava definiranje parametara za regulaciju sustava. Ukoliko model crne kutije ne bi bio dovoljno precizan tada se može koristiti model sive kutije čije su prednosti dokazane u ovom radu. Ukoliko bi se u hrvatskom gospodarstvu pojavio proizvođač s namjerom razvijanja šumskih vozila s hidrostatskom transmisijom, rezultati ove disertacije mogli bi naći svoju primjenu.

## **9. Buduća istraživanja**

Izrađeni numerički model hidrostatske transmisije za šumsko vozilo skider postavlja temelj za daljnji razvoj numeričkog modele odnosno za daljnja istraživanja modeliranja hidrostatske transmisije. Ona bi se prvenstveno trebala temeljiti na razvoju numeričkog modela na principu crne kutije odnosno sive kutije. Kao što je objašnjeno u prethodnim poglavljima za model crne kutije su potrebne ulazne i izlazne vrijednosti koje su dobivene eksperimentalnim mjerenjima. Eksperimentalna mjerenja su provedena na pojednostavljenom laboratorijskom hidrauličkom sustavu koji nema mogućnost promjene volumena pumpe i hidromotora što je slučaj kod stvarne hidrostatske transmisije vozila.

Stoga bi u budućim istraživanjima bilo potrebno osigurati laboratorijski sustav hidrostatske transmisije s varijabilnom pumpom i hidromotorom u izvedbi s zatvorenim kružnim tijekom. Pogonski stroj i dalje bi mogao biti elektromotor zbog svoje jednostavnosti iako bi motor s unutrašnjim izgaranjem omogućavao simulaciju i tog dijela sustava. Ukoliko bi se cijelom laboratorijskom sustavu dodao radni stroj tada više ne bi bilo potrebno koristiti izmjerene vrijednosti na stvarnom skideru s mehaničkom transmisijom već samo programirati tipične režime rada. Drugim riječima trebalo bi razviti sustav za mjerenje momenta kočenja, npr. na principu tenzometrije ili uz pomoć električne kočnice čiji je moment kočenja funkcija uzbudnog napona. Pored toga potrebno bi bilo mjeriti promjene volumena pumpe i hidromotora što bi značilo

uvođenje novih varijabli koje bi se koristile kod modeliranja hidrostatske transmisije na principu crne kutije.

Istraživanja bi se trebala usmjeriti prema razvoju regulacijskog sustava hidrostatske transmisije šumskog vozila. Izrađeni numerički model bi trebao poslužiti kao softver upravljačke jedinice koja regulira rad hidrostatske transmisije pri promjenjivim režimima vožnje skidera. Korištenje neuronskih mreža kao algoritma za rješavanje crne kutije bi posebno tada došao do izražaja zbog principa rada s učenjem zbog čega se neuronske mreže sve više koriste kod regulacijskih sustava.

Današnji razvoj hidrostatske transmisije vozila temelji se na uštedi energije i zaštiti okoliša. Jedno od rješenja koje zadovoljava oba uvjeta je korištenje hidrauličkih sustava koji za radni medij koriste vodu (eng. *water hydraulics*) [96]. Krajem 19. stoljeća napravljena je prva vodena pumpa te vodena hidraulika postaje glavi pokretač Engleske industrijalizacije. Pojavom uljne hidraulike početkom 20. stoljeća voda se sve manje koristi kao radni medij u hidrauličkim sustavima. Korištenjem mineralnih ulja eliminirani su dotad glavni nedostaci vodene hidraulike.

Nedostaci korištenja vode za radni medij u hidrauličkim sustavima jesu:

- voda ima manji viskozitet od ulja te se zbog toga javljaju veća curenja u sustavu,
- zbog veće brzine strujanja vode dolazi do turbulentnog strujanja i erozije materijala hidrauličkih komponenti te korozije metalnih dijelova,
- voda je također pogodna za razvijanje raznih mikroorganizama koji mogu štetno utjecati na površine elemente sustava,
- radne temperature vode su ograničene, a iznose od 2 °C do 50 °C gdje pri nižim temperaturama dolazi do smrzavanja, a pri višim do isparivanja vode,
- voda ima slabo svojstvo podmazivanja zbog čega dolazi do većeg kontaktnog trenja i trošenja dijelova [97].

Razvojem novih materijala, novih postupaka strojne obrade, novih kemijskih aditiva za pripremu vode te primjenom novih konstrukcijskih rješenja, eliminirani su navedeni nedostaci vodene hidraulike. Godine 1994. tvrtka "Danffos" predstavlja prvi hidraulički sustav ("Nessie") s vodom kao radnim medijem [98]. Razvijene su

hidrauličke komponente i sustavi koji za radni medij koriste vodu iz slavine (eng. *tap water hydraulics*), industrijsku vodu ili more. U početku su "Nessie" sustavi bili orijentirani na prehrambenu i farmaceutsku industriju, ali danas se koriste i kod radnih vozila, sustava za regulaciju razine rijeka i jezera, željeznica i u drvnjoj industriji. Trenutno se proizvode vodene hidrauličke pumpe protoka do 140 l/min, brzine vrtnje od 700 do 3000 min<sup>-1</sup> te maksimalnog radnog tlaka od 160 bar i vršnog tlaka od 210 bar. Vodeni hidromotori predviđeni su za brzine vrtnje od 300 do 4000 min<sup>-1</sup>, momente od 8 do 25 Nm i maksimalne radne tlakove od 140 bar.

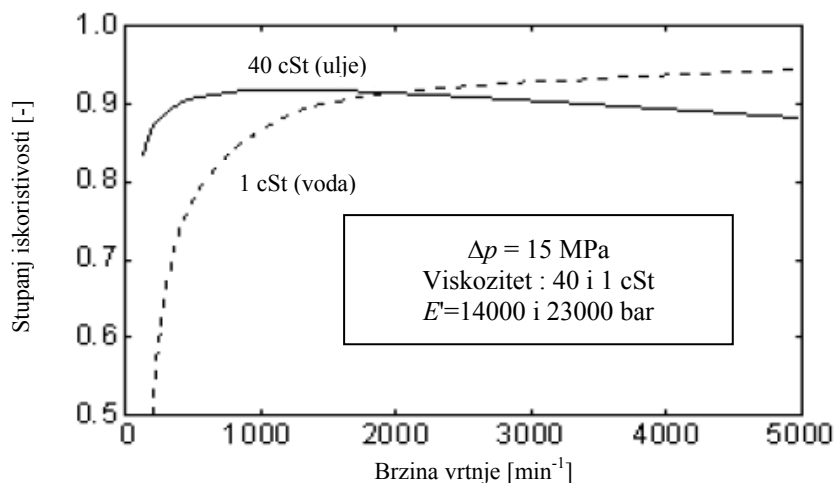
Usporedbom sustava vodene i ulje hidraulike dokazana je manja potrošnja energije. Manja potrošnja energije kod sustava vodene hidraulike proizlazi iz manjeg viskoziteta vode i većeg modula elastičnosti. Manji viskozitet vode podrazumijeva manje otpore pri strujanju fluida što dovodi do manjeg zagrijavanja medija i manjih gubitaka energije. Voda ima približno 50% veći modul elastičnosti od mineralnog ulja,  $E_{\text{voda}} = 24000$  bar u odnosu na  $E_{\text{min.ulje}} = 16000$  bar [99]. Prisutnost mjehurića zraka u vodi povećava kompresibilnost radnog medija ali je zato brzina gibanja mjehurića zraka obrnuto proporcionalna viskozitetu fluida iz čega proizlazi da mjehurići zraka nestaju 30 puta brže u vodi nego u ulju što čini vodu manje kompresibilnom tekućinom. Zbog toga se vodenom hidraulikom ostvaruju bolje performanse kod visoko frekventnih hidrauličkih sustava kao što su hidraulički roboti. Prednosti manjeg viskoziteta vode i većeg modula elastičnosti također se mogu prikazati kroz usporedbu iskoristivost hidrauličkih sustava. Prema Rydbergu [96] iskoristivost hidrauličke pumpe (sl. 9.1) je manja pri nižim brzinama vrtnje uslijed curenja nastalih zbog manjeg viskoziteta vode ali povećanjem brzine vrtnje dolazi do većeg stupnja iskoristivosti u odnosu na pumpu koja koristi mineralno ulje kao radnu tekućinu.

Navedene tvrdnje se mogu dokazati ukoliko se voda koristi kao radna tekućina kod izrađenog numeričkog modela hidrostatske transmisije za skider ECOTARC 120V. U numeričkom modelu hidrauličke cijevi određena je razlika protoka hidrauličke pumpe i hidromotora (jednadžba (3.36)). Odabran je konstantan moment opterećenja hidromotora što znači da je tlak u cijevi konstantan iz čega proizlazi razlika protoka kao funkcija modula elastičnosti radne tekućine:

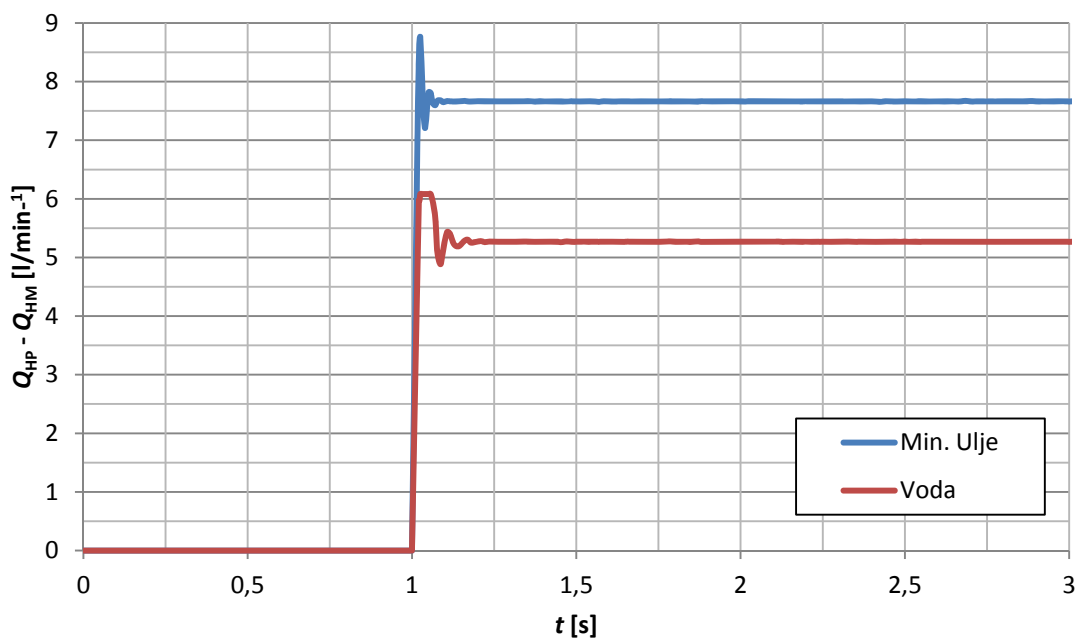


$$Q_{HP} - Q_{HM} = \frac{\dot{P}_A V_0}{E'} \quad (8.1)$$

Odabran je modul elastičnosti vode  $E_{voda} = 24000$  bar dok su ostali parametri ostali nepromijenjeni. Temeljem takve analize dobiveni su rezultati prikazani na sl. 9.2.



Slika 9.1 Usporedba iskoristivosti pumpe za vodu i mineralno ulje u ovisnosti o brzini vrtnje [96]



Slika 9.2. Razlika protoka pumpe i hidromotora

Iz dobivenih rezultata se može zaključiti da se korištenjem vode kao radne tekućine ostvaruje oko 30% manja razlika protoka pumpe i hidromotora u odnosu na mineralno ulje. Uz pretpostavku konstantnog protok hidromotora, a da bi se pritom ostvario isti tlak u sustavu, potreban je manji protoka hidrauličke pumpe. Prema jednadžbi (3.29) proizlazi da je s manjim protokom potrebna manja snaga pogonskog motora za svladavanje istih vrijednosti opterećenja hidromotora. Može se zaključiti da se korištenjem vode kao radne tekućine ostvaruje ušteda energije pogonskog motora što utječe ne manju potrošnju goriva i emisiju ispušnih plinova.

Trenutno karakteristike komponenti sustava vodene hidraulike ne zadovoljavaju potrebne radne parametre hidrostatske transmisije skidera prvenstveno zbog maksimalnih radnih tlakova od 160 bar što je u odnosu na 400 bar kod uljne hidraulike doista niska vrijednost tlaka. Ipak daljnjim razvojem materijala i tehnologije obrade mogu se očekivati sustavi vodene hidraulike koji bi se mogli koristiti kod hidrostatske transmisije radnih vozila kao što su šumska vozila.

Osim uštede energije, vodena hidraulika je prihvatljivija za okoliš. Radni medij je obična voda odnosno voda iz slavine koja se u slučaju curenja neće zapaliti, ozlijediti korisnika ili onečistiti okoliš kao što je slučaj s mineralnim uljem. Primjena vodene hidrostatske transmisije kod šumskih vozila pogotovo bi imala smisla jer se smanjenjem potrošnje goriva smanjuje emisija štetnih plinova koji su u direktnom kontaktu s šumom. Također se korištenjem vode kao radnog medija smanjuje onečišćenje šumskog tla do kojeg bi došlo u slučaju curenja. Vozila s vodenom hidraulikom već sada često rade u nacionalnim parkovima i područjima koja se žele zaštititi od štetnog utjecaja ulja.

## Popis literature

- [1] Šušnjar, M.: *Istraživanje međusobne ovisnosti značajki tla traktorske vlake i vučne značajke skidera*, doktorska disertacija, Zagreb, Hrvatska, 2005.
- [2] Krpan, A.P.B.: *Iskorišćivanje šuma (Forest exploitation)*, monografija "Šume u Hrvatskoj", Šumarski fakultet Sveučilišta u Zagrebu i Hrvatske šume p.o. Zagreb, Hrvatska, 153-170.
- [3] Horvat, D.: *Neke tehničke značajke traktora za privlačenje drva u prorednim sastojina brdsko-planinskog područja*, Šumarski list, br.3 – 4, 157 – 162 , Zagreb, Hrvatska, 1996.
- [4] Creighton, J.: *Logging Trucks, Tractors and Crawlers*, Motorbooks International Publisher and Wholesalers, SAD, 1997
- [5] Beuk, D.; Tomašić, Ž.; Horvat, D.: *Status and development of forest harvesting mechanization in Croatian state forestry*, Croatian Journal of Forest Engineering 28(2007)1, 63 – 82, Zagreb, Hrvatska, 2007.
- [6] Sever, S.; Puljak, S.: *TIBOTRAC FM 03 – prvi hrvatski šumski zglobnik na biodizelsko gorivo*, Nova mehanizacija šumarstva (26), 3 – 12, Zagreb, Hrvatska, 2005.
- [7] Arnup, R.W.: *The extent, effect and management of forestry-related soil disturbance, with reference to implications for the Clay Belt: a literature review*, Ontario Ministry of Natural Resources, Northeast Science & Technology, TR-37, 1998.

- [8] Rieppo, K.; Kariniemi, A.; Haarlaa, R.: *Possibilities to develop machinery for logging operations on sensitive forest sites*, Department of forest resource management, University of Helsinki, Finland, 2002
- [9] ..., <http://www.tigercat.com>, 08.01.2012.
- [10] ..., <http://www.vannatabros.com>, 08.01.2012.
- [11] Carlsson, E.: *Modeling Hydrostatic Transmission in Forest Vehicle*, doktorska disertacija, Linköping University, Švedska, 2006.
- [12] Košir, B.; Marenča, J.: *Measuring the limits of uphill timber skidding with a WOODY 110 forestry tractor*, Zbornik gozdarstva in lesarstva 83 (2007), 59 – 62, Ljubljana, Slovenija, 2008.
- [13] Marenča, J.; Košir, B.: *Technical parameters dynamics of woody 110 cable skidder within the range of stopping due to overload in uphill wood skidding*, Zbornik gozdarstva in lesarstva 85 (2008), 39 – 48, Ljubljana, Slovenija, 2008.
- [14] Horvat, D.: *Predviđanje vučnih karakteristika šumskog zglobnog traktora – skidera*, Mehanizacija šumarstva 15(7/8), 113-118, Zagreb, Hrvatska, 1990.
- [15] ..., <http://www.cat.com/equipment/skidders>, 08.01.2012.
- [16] Opalić, M.: *Prijenosnici snage i gibanja*, Hrvatsko društvo za elemente strojeva i konstruiranje, Zagreb, Hrvatska, 1998.
- [17] ..., <http://www.voithturbo.com>, 08.01.2012.
- [18] Rabie, M.G.: *Fluid Power Engineering*, McGraw-Hill Book Company, New York, SAD, 2009.
- [19] Koroman, M.: *Hidraulika i Pneumatika*, Školska knjiga Zagreb, Zagreb, Hrvatska, 1991.
- [20] Ibrahim, M.S.A.: *Investigation of Hydraulic Transmissions for Passenger Cars*, doktorska disertacija, Aachen, Njemačka, 2011.
- [21] ..., Mannesmann Rexroth, Katalog RD 90100/04.95, 1995.
- [22] Rydberg, K.E.: *Hydro-mechanical transmission*, Fluid power system and transmissions, 2011
- [23] Rydberg, K.E.: *Hydrostatic Drives in Heavy Mobile Machinery – New Concepts and Development Trends*, Society of Automotive Engineers, 1997.
- [24] Chengyan, S.: *Hydrostatic-Mechanical Power Split CVT*, doktorska disertacija, Tampere University of Technology, Finska, 2011.

- [25] Ivantysynova, M.: *Design and Modeling of Fluid Power Systems ME 597/ABE 591 - Lecture 15*, (<https://engineering.purdue.edu/Maha/docs/Courses/me597-abe591/Fall2007/ME597-lecture15-07.pdf>), 25.08.2011.
- [26] Renius, K.T.; Renius, R.: *Continuously Variable Tractor Transmissions*, Agricultural Equipment Technology Conference, Louisville, Kentucky, SAD, 2005.
- [27] Farkas, Z.; Jori, I.J.; Kerenyi, G.: *The Application and Modelling Possibilities of CVT in Tractor*, (<http://www.nordtech.ubm.ro/issues/2003/2003.01.24.pdf>), 25.08.2011.
- [28] Merritt, H.E.: *Hydraulic Control System*, J Wiley & Sons, New York, SAD, 1967.
- [29] Watton, J.: *Fluid Power Systems: Modeling, Simulation, Analog and Microcomputer Control*, Prentice-Hall, New York, SAD, 1989.
- [30] Prasetiawan, E.A.: *Modeling, simulation for an earthmoving vehicle power train simulator*, doktorska disertacija, University of Illinois, SAD, 2001.
- [31] Huhtala, K.: *Modelling of Hydrostatic Transmission - Steady-State, Linear and Non-Linear Models*, doktorska disertacija, Tampere University of Technology, Finska, 1996.
- [32] Manring, N.D.; Luecke, G.R.: *Modeling and Designing a Hydrostatic Transmission with a Fixed-Displacement Motor*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 120, pp. 45-49, 1998.
- [33] Lennevi, J.: *Hydrostatic transmission Control*, doktorska disertacija, Linköping University, Švedska, 1995.
- [34] Prasetiawan, E.A.; Rong, Z.; Alleyne, A.G.; Tsao, T.: *Modeling and Control Design of a Powertrain Simulation Testbed for Earth Moving Vehicles*, 1999.
- [35] Wu, K.; Zhang, Q.; Hansen, A.: *Modelling and Identification of hydrostatic transmission hardwer-in-loop simulator*, Vehicle Design, 34(1), 2004.
- [36] Zhang, R.: *Multivariable Robust Control of Nonlinear Systems with Application to an Electro-Hydraulic Powertrain*, doktorska disertacija, University of Illinois, SAD, 2002.
- [37] Sannelius, M.: *Complex Hydrostatic Transmissions – Design of a Two-Motor Concept using Computer-Aided Development Tools*, doktorska disertacija, Linköping University, Švedska, 1999.

- [38] Andersson, R.: *A Simulation Model of a Hydrostatic Dynamometer for Improved Controller Design*, doktorska disertacija, Linköping University, Švedska, 1999.
- [39] Jedrzykiewicz, Z.; Pluta, J.; Stojek, J.: *Application of the Matlab–Simulink Package in the Simulation Tests on Hydrostatic Systems*, Acta Montanistica Slovaca, Rocnik 3-1, 1998.
- [40] Jedrzykiewicz, Z.; Pluta, J.; Stojek, J.: *Research on the Properties of a Hydrostatic Transmission for Different Efficiency Models of its Elements*, Acta Montanistica Slovaca, Rocnik 2-4, 1997.
- [41] Lauvli, P.W.; Lund, B.V.: *Modeling, Simulation and Experimentation of a Hydrostatic Transmission*, magistarski rad, Faculty of Engineering and Science University of Agder, Grimstad, Norveška, 2010. Str 15.
- [42] Rivas, I.D.: *Hydrostatic Transmission Design*, doktorska disertacija, Linköping University, Švedska, 2009.
- [43] Kim, S-G.; Lee, W-S-; Kim, J-H.: *Hydraulic System Design and Dynamic Modeling of the Tire Roller*, Modelling and Simulation – MS 2003, Kanada, 2003.
- [44] Zavadinka, P.; Kriššák, P.: *Modeling and Simulation of Mobile Working Machine Powertrain*, Hydraulics and Pneumatics 2009, Wroclaw, Poljska, 2009.
- [45] Carter, D.E.; Alleyne, A.G.: *Earthmoving Vehicle Powertrain Controller Design and Evaluation*, Proceeding of the 2004 American Control Conference Boston, Massachusetts, SAD, 2004.
- [46] Kiencke, U.; Nielsen, L.: *Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle*, 2nd edition, Springer-Verlag, SAD, 2005.
- [47] Rill, G.: *Vehicle modeling by subsystems*, J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng. 2006, vol. 28, 2006.
- [48] Nevala, K.; Penttinen, J.; Saavalainen, R.: *Developing of anti-slip control of hydrostatic power transmission for forest tractor and optimization of the power of diesel engine*, Advanced Motion Control '98, 5<sup>th</sup> International Workshop, Coimbra, Portugal, 1998.
- [49] ..., <http://www.festo.com>, 08.01.2012.
- [50] Reuter, H.: *State space identification of bilinear canonical forms*, International Conference, Control '94, Coventry, Engleska, 1994.
- [51] Jelali, M.; Schwarz, H.: *Nonlinear identification of hydraulic servo-drive systems*, Control Systems Magazine, October, 1995.

- [52] Anyi, H.; Yiming, R.; Zhongfu, Z.; Jianjun, H.: *Identification and adaptive control for electro-hydraulic servo system using neural networks*, IEEE International Conference on Intelligent Processing Systems, Beijing, Kina, 1997.
- [53] Park, M.K.; Lee, C.L.: *Identification of a hydraulic simulator using the modified signal compression method and application to control*, Industrial Electronics Society IECON 2000, 26<sup>th</sup> Annual Conference of IEEE, October, 2000.
- [54] Dutton, K.; Groves, C.N.: *Self-tuning control of a cold mill automatic gauge control system*, International Journal of Control, Vol. 65, 4, 1996.
- [55] Kugi, A.; Schlavher, K.; Keintzel, G.: *Position Control and Active Eccentricity Compensation in Rolling Mills*, Automatisierungstechnik, Vol. 47, 1999.
- [56] Pedersen, L.M.: *Modeling and Control of Plate Mill Processes*, doktorska disertacija, Lund University, Švedska, 1999.
- [57] Lee, C.B.; Wu, H.W.: *Self-tuning Adaptive Speed Control for Hydrostatic Transmission Systems*, International Journal of Computer Applications in Technology, Vol. 9, 1996.
- [58] Lennevi, J.; Palmberg, J.O.: *Application and Implementation of LQ Design Method for the Velocity Control of Hydrostatic Transmissions*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part I, Journal of Systems and Control Engineering, Vol. 209, 1995.
- [59] Anderson, B.D.O.; Moore, J.B.: *Optimal Control, Linear Quadratic Methods*, Prentice-Hall, SAD, 1990.
- [60] Re, L.D.; Goransson, A.; Astolfi, A.: *Enhancing Hydrostatic Gear Efficiency Through Nonlinear Optimal Control Strategies*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 118, 1996.
- [61] Njabeleke, I.A.; Pannett, R.F.; Chawdry, P.K.; Burrows, C.R.: *Modeling and Control of a High Speed Hydrostatic Transmission*, International Mechanical Engineering Congress & Exposition: The Fluid Power and Systems Technology Division, Anaheim, SAD, 1998.
- [62] Njabeleke, I.A.; Pannett, R.F.; Chawdry, P.K.; Burrows, C.R.: *Self-organising Fuzzy Logic Control of a Hydrostatic Transmission*, International Conference on Control '98, No. 455, 1998.

- [63] Zhang, R.; Alleyne, A.G.; Carter, D.E.: *Robust Gain Scheduling Control of an Earthmoving Vehicle Powertrain*, Proceedings of the American Control Conference, Denver, Colorado, SAD, 2003.
- [64] Rabbo, S.A.; Tutunji, T.: *Identification and analysis of hydrostatic transmission system*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2008.
- [65] Jelali M.; Kroll A.: *Hydraulic Servo-systems, Modelling, Identification and Control*, Springer, London, Velika Britanija, 2003.
- [66] Gregov, G.; Siminiati D.: *Computer Simulation of a Laboratory Hydraulic System with Matlab-Simulink*, Proceeding of 8<sup>th</sup> International Scientific Conference CADAM 2010, Gradac, Croatia, Sep, 2010, 21-22.
- [67] Novaković, B.; Majetić, D.; Široki, M.: *Umjetne neuronske mreže*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 1998.
- [68] McCulloch, W.; Pitts, W.: *A logical calculus of the ideas immanent in nervous activity*, Bulletin of Mathematical Biophysics 5, 115-133, 1943.
- [69] Melsa, P.J.W.: *Neural Networks: A conceptual overview*, Tellabs Research Center, Mishawaka, SAD, 1989.
- [70] Haykin, S.: *Neural Networks, A Comprehensive Foundation*, Ninth Indian Reprint, Pearson Education, Singapore, 2005.
- [71] Beale, M.H.; Hagan, M.T.; Demuth, H.B.: *Neural Networks Toolbox 7, User's Guide*, MathWorks, SAD, 2010.
- [72] Leonaritis, I.J.; Billings, S.A.: *Input – Output Parametric Models for Nonlinear Systems, Part I: Deterministic Nonlinear Systems*, Int'l. of Control, 4, 1985.
- [73] ..., <http://hr.hansa-flex.com/>, 26.08.2011.
- [74] *Hansa Flex, Hydraulikaggregat, HKA 005 1204 A 045*, Certifikat, Njemačka 2005.
- [75] Findeisen, D.; Findeisen, F.: *OlHydraulik, Theorie und Anwendung*, Springer – Verlag, 1994.
- [76] Vivoil, Katalog zupčastih pumpi, ([http://www.vivoil.com/files/vivoil\\_p\\_en.pdf](http://www.vivoil.com/files/vivoil_p_en.pdf)), 26.08.2011.
- [77] *INA maziva, Katalog mineralnih ulja*, ([http://www.ina.hr/UserDocsImages/pdf/katalog\\_INA\\_maziva\\_listopad\\_2009.pdf](http://www.ina.hr/UserDocsImages/pdf/katalog_INA_maziva_listopad_2009.pdf)), 26.08.2011.
- [78] *Atos Electrohydraulics, On-line katalog*, (<http://www.atos.com/english>)
- [79] ..., <http://www.unitronics.com/Series.aspx?page=M90>, 27.08.2011.



- [80] ..., <http://english.loesi.de>, 27.08.2011.
- [81] *Hansa Flex, Katalog hidrauličkih komponenti*, 2009.
- [82] Orthwein, W.C.: *Clutches and Brakes, Design and Selection*, Marcel Deker, New York, SAD, 2004.
- [83] ..., <http://www.britannica.com>, 27.08.2011.
- [84] ..., <http://www.parker.com>, 27.08.2011.
- [85] Gran, R. J.: *Numerical Computing with Simulink, Volume I, Creating Simulations*, SIAM, SAD, 2007.
- [86] *Uvod u Simulink*, Fakultet elektrotehnike i računarstva, Zagreb, 2006.
- [87] Petz, B.: *Osnovne statističke metode za nematematičare*, Naklada Slap, Zagreb, 2007.
- [88] ..., *ECOTRAC 120V*, Hittner, katalog proizvođača, Bjelovar, 2011.
- [89] Hassan, A.E.: *Instrumentation research applied to four-wheel drive skidders*, Zbornik radova JUKEM 13, 587-607, Split, Hrvatska, 1988.
- [90] Sever, S.: *Istraživanje nekih eksploatacijskih parametara traktora kod privlačenja drva*, Doktorska disertacija, Šumarski fakultet Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, Hrvatska, 1980.
- [91] Sever, S.: *Dynamic loading of skidder axles at woo skidding*, Proceedings of the 9<sup>th</sup> International Conference of ISTVS, Barcelona, Španjolska, Vol. II, 1987.
- [92] Horvat, D.: *Skidder Wheel Torque Measuring*, Proceedengs of 9<sup>th</sup> ISTVS International Conference, Barcelona, Vol. II, 531-541, 1987.
- [93] Bakker, M.G.: *Theory of land locomotion*, The University of Michigan Press, SAD, 1956.
- [94] ..., <http://www.deutz-driven.co.uk/>, 22.12.2011.
- [95] ..., <http://www.boschrexroth.com/>, 22.12.2011.
- [96] Rydberg, K.E.: *Energy Efficient Water Hydraulic Systems*
- [97] Siminiati, D.; Rubeša, J.: *Tap Water Hydraulics – Reality of 19<sup>TH</sup> and 21<sup>ST</sup> Century*, 5th International Conference on Computer Aided Design and Manufacturing : CADAM 2007, Hrvatska, 2007.
- [98] ...<http://nessie.danfoss.com/hydraulic/application.asp>, 17.01.2012.
- [99] – Krutz, G.W.; Chua, P.S.K.: *Water Hydraulics – Theory and Applications 2004*, Workshop on Water Hydraulics, Agricultural Equipment Technology Conference (AETC 04), Kentucky, SAD, 2004.

# Popis oznaka i simbola

## Latinični simboli

$a_1, a_2, a_3$	-	Lee-ovi faktori
$A$	$m^2$	površina
$b$	-	bias
$b_e$	g/kWh	potrošnja goriva dizelskog motora
$c_c$	m/s	Stribeckova brzina
$C_{Le}$	-	koeficijent unutarnjeg curenja
$C_{Li}$	-	koeficijent vanjskog curenja
$d$	m	promjer
$d_u$	m	unutarnji promjer hidrauličke cijevi
$e$	-	greška
$E$	Pa	modul elastičnosti fluida
$E'$	Pa	efektivni modul elastičnosti fluida
$f$	-	faktor kotrljanja kotača skidera
$F$	N	sila
$F_v$	N	vučna sila skidera
$G$	N	težina skidera
$G_a$	N	adhezijska težina skidera
$H$	N	horizontalna komponenta sile u užetu

$i_{pp}$	-	prijenosni omjer planetnog prijenosnika
$J$	$Nms^2$	moment inercije
$k$	-	faktor raspodjele težine tovara skidera
$k_1, k_2$	-	Eggerthovi faktori
$\dot{m}$	$kg/s$	maseni protok
$n$	$s^{-1}$ , -	broj okretaja, broj neurona
$p$	Pa	tlak
$\Delta p$	Pa	razlika tlaka
$P$	W	snaga
$Q$	$m^3/s$	volumni protok
$Q$	N	težina tovara skidera
$r_k$	m	radijus kotača skidera
$R$	-	koeficijent korelacije
$t$	s	vrijeme
$T$	Nm	moment
$T_c$	Nm	moment Coulombovog trenja
$T_s$	Nm	moment statičkog trenja
$T_v$	Nm	moment viskoznog trenja
$u$	-	ulazni vektor
$v$	$m/s$	brzina
$V$	$m^3$ , N	volumen, vertikalna komponenta sile u užetu skidera
$w$	-	sinapse neurona
$x$	-	vektor stanja
$y$	-	izlazni vektor
$z$	-	broj klipova, linearni kombinator

### Grčki simboli

$\alpha$	$^\circ$	kut nagiba kose ploče, kut nagiba šumske vlake
$\beta$	-	vektor parametara modela
$\eta$	-	stupanj iskoristivosti
$\varepsilon$	-	funkcija cilja

$\Theta$	-	vektor nepoznatih parametara
$\lambda$	-	Egerthov parametar
$\mu_p$	-	faktor privlačenja tovara skidera
$v$	°C	temperatura
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	gustoća
$\rho_i$	kg/m <sup>3</sup>	gustoća pri nultom tlaku
$\varphi$	rad	kut vrtnje, vektor prošlih vrijednosti
$\dot{\varphi}$	rad/s	kutna brzina
$\ddot{\varphi}$	rad/s <sup>2</sup>	kutno ubrzanje
$\omega$	rad/s	kutna brzina

## Donji indeksi

aux	vanjski
A	visokotlačna cijev
B	niskotlačna cijev
A/B, HL	razlika između visokotlačne i niskotlačne cijevi
c	cilindar
eff	efektivno
f	trenje
flush	šok ventil
HP	hidraulička pumpa
HM	hidromotor
in	ulaz
k	kotač
L	opterećenje, razlika tlak
Le	unutarnja curenja
Li	vanjska curenja
meh	mehanički
min	najmanja vrijednost
max	najveća vrijednost
min ulje	mineralno ulje

mover	pogonski
out	izlaz
p	cilindar
repl	pumpa za nadopunjavanje gubitaka
RV	ventil ta ograničenje tlaka
s	stvarna vrijednost
t, th	teorijska vrijednost
vol	volumeni
0	nulta vrijednost
1,2,3 ...n	redni broj

## Popis slika

Slika 2.1.	Tehnologija i privlačenje drva po tlu [1] .....	7
Slika 2.2.	Skideri ECOTRAC 120V i 55V (a) i Skider TIBOTRAC (b) .....	11
Slika 2.3.	Skider Tigercat 630D (a) i Skider WOODY 110 (b) .....	13
Slika 2.4.	Prikaz skidera Caterpillar 535B .....	14
Slika 2.5.	Pretvorba energije i gibanja u mehaničkim prijenosnicima snage .....	17
Slika 2.6.	Hidrodinamički prijenosnik [17] .....	18
Slika 2.7.	Sustav mehaničke transmisije skidera [1] .....	20
Slika 2.8.	Vučna sila i brzina vozila u ovisnosti o prijenosnom omjeru .....	20
Slika 2.9.	Hidrostatski mjenjač [21] .....	22
Slika 2.10.	Regulacija brzine vrtnje hidromotora .....	22
Slika 2.11.	Izvedbe pogona kotača vozila s hidrostatskom transmisijom .....	23
Slika 2.12.	Učinkovitost obične hidrostatske transmisije i PST transmisije [22] ....	24
Slika 2.13.	Prijenos snage kod hidrostatsko-mehaničke transmisije .....	25
Slika 2.14.	Grananje snage hidrostatskog-mehaničkog prijenosnika .....	25
Slika 2.15.	Hidrostatsko-mehanička transmisija s grananjem snage ( <i>Output coupled</i> ) .....	26
Slika 2.16.	Shematski prikaz EVPS-a (a) i laboratorijski simulator EVPS-a (b) [30] .....	29
Slika 2.17.	Usporedba simulacijskih rezultata i eksperimentalnih mjerenja prema Prasetiawanovom modelu hidrostatske transmisije [30] .....	29

Slika 2.18.	Laboratorijski sustav hidrostatske transmisije prema Lauvi i Lundu [41] .....	30
Slika 2.19.	Usporedba simulacijskih rezultata i eksperimentalnih mjerenja prema Carlssonovom modelu hidrostatske transmisije [11] .....	31
Slika 2.20.	Hidrauličko-mehanički regulator protoka pumpe .....	32
Slika 2.21.	Elektrohidraulički proporcionalni sustav [49] .....	33
Slika 2.22.	Usporedba simulacijskih i eksperimentalnih rezultata s adaptivnim upravljačkim sustavom za: PVMF (a), PFMV (b) i PVMV (c) s dva različita opterećenja hidromotora [57] .....	34
Slika 2.23.	Shematski prikaz regulacijskog sustava prema Huhtalu [31] .....	35
Slika 2.24.	Shematski prikaz laboratorijskog sustava hidrostatske transmisije [64] .....	36
Slika 3.1.	Pojednostavljeni prikaz kontrolne cijevi .....	42
Slika 3.2.	Usporedba različitih jednadžbi za izračunavanje E' [65] .....	45
Slika 3.3.	Shematski prikaz hidrostatske transmisije .....	46
Slika 4.1.	Pojednostavljeni prikaz modela crne kutije .....	55
Slika 4.2.	Prikaz biološkog neurona (a), pojednostavljeni prikaz strukture biološkog neurona (b) .....	59
Slika 4.3.	Struktura umjetnog neurona .....	60
Slika 4.4.	Oblici aktivacijske funkcije neurona .....	62
Slika 4.5.	Shematski prikaz procesa učenja neuronske mreže .....	63
Slika 4.6.	Blok dijagram višeslojne nepovratne neuronske mreže .....	64
Slika 4.7.	Vektorski prikaz jednoslojne neuronske mreže .....	66
Slika 4.8.	Vektorski prikaz višeslojne neuronske mreže .....	67
Slika 4.9.	Unaprijedna (statička) neuronska mreža u učenju NARX modela .....	68
Slika 4.10.	Dinamička NARX neuronska mreža .....	69
Slika 4.11.	Paralelna arhitektura (a) i serijsko-paralelna arhitektura (b) .....	70
Slika 5.1.	Laboratorijski hidraulički sustav .....	72
Slika 5.2.	Shematski prikaz hidrauličkog agregata s razvodnim ventilima .....	73
Slika 5.3.	Momentna karakteristika asinkronog elektromotora .....	73
Slika 5.4.	Sklop razvodnih ventila i razvodne ploče .....	74
Slika 5.5.	Pojednostavljeni prikaz Pronyeve kočnice [83] .....	76
Slika 5.6.	Konstruktivna izvedba veze tarne kočnice i hidromotora .....	77
Slika 5.7.	Mjerni uređaj Senso Control (a) i Printer Canon BJC-85 (b) .....	78

Slika 5.8.	Mjerni osjetnik tlaka i temperature SCPT 600-02-20 .....	79
Slika 5.9.	Osjetnik brzine vrtnje SCRPM 220 s adapterom (a) i princip mjerenja brzine vrtnje (b) .....	80
Slika 5.10.	Postavljanje mjernih osjetnika kod laboratorijskih mjerenja .....	82
Slika 5.11.	Rezultati mjerenja tlaka u visokotlačnoj i niskotlačnoj cijevi .....	84
Slika 5.12.	Rezultati mjerenja brzine vrtnje hidromotora .....	84
Slika 6.1.	Faze provedbe simulacije u Simulinku .....	88
Slika 6.2.	Shematski prikaz sustava hidrostatske transmisije .....	89
Slika 6.3.	Numerički model hidrauličke pumpe .....	90
Slika 6.4.	Numerički model hidromotora .....	91
Slika 6.5.	Numerički model dinamike tlaka $p_A$ .....	92
Slika 6.6.	Cjeloviti numerički model hidrostatske transmisije .....	93
Slika 6.7.	Tlak u visokotlačnoj cijevi kod prvog testa modela .....	95
Slika 6.8.	Brzina vrtnje hidromotora kod prvog testa modela .....	95
Slika 6.9.	Tlak u visokotlačnoj cijevi kod drugog testa modela .....	96
Slika 6.10.	Brzina vrtnje hidromotora kod drugog testa modela .....	97
Slika 6.11.	Eksperimentalno određen moment opterećenja hidromotora .....	98
Slika 6.12.	Teorijski moment hidromotora kod prvog mjerenja .....	99
Slika 6.13.	Tlakovi u hidromotoru kod prvog mjerenja .....	99
Slika 6.14.	Brzina vrtnje hidromotora kod prvog mjerenja .....	100
Slika 6.15.	Moment opterećenja hidromotora kod drugog mjerenja .....	101
Slika 6.16.	Teorijski moment hidromotora kod drugog mjerenja .....	101
Slika 6.17.	Tlakovi u hidromotoru kod drugog mjerenja .....	102
Slika 6.18.	Brzina vrtnje hidromotora kod drugog mjerenja .....	102
Slika 6.19.	Moment opterećenja hidromotora kod trećeg mjerenja .....	103
Slika 6.20.	Teorijski moment hidromotora kod trećeg mjerenja .....	104
Slika 6.21.	Tlakovi u hidromotoru kod trećeg mjerenja .....	104
Slika 6.22.	Brzina vrtnje hidromotora kod trećeg mjerenja .....	105
Slika 6.23.	Rezultati učinkovitosti višeslojne unaprijedne neuronske mreže .....	109
Slika 6.24.	Regresijska analiza rezultata višeslojne unaprijedne neuronske mreže .....	110
Slika 6.25.	Brzina vrtnje hidromotora višeslojne unaprijedne mreže .....	110
Slika 6.26.	Uvećani prikaz brzine vrtnje hidromotora .....	111
Slika 6.27.	Brzina vrtnje hidromotora s novim podacima .....	112



Slika 6.28.	Uvećani prikaz brzine vrtnje hidromotora s novim podacima .....	112
Slika 6.29.	Rezultati učinkovitosti NARX neuronske mreže .....	114
Slika 6.30.	Regresijska analiza rezultata NARX neuronske mreže .....	114
Slika 6.31.	Brzina vrtnje hidromotora NARX dinamičke mreže .....	115
Slika 6.32.	Brzina vrtnje hidromotora NARX mreže s novim podacima .....	115
Slika 6.33.	Shematski prikaz NARX dinamičke neuronske mreže paralelne forme	116
Slika 6.34.	Brzina vrtnje hidromotora NARX mreže paralelne forme .....	116
Slika 6.35.	Blok dijagram modela sive kutije hidrostatske transmisije .....	119
Slika 6.36.	Blok dijagram numeričkog modela sive kutije hidrostatske transmisije .....	120
Slika 6.37.	Moment opterećenja hidromotora kod modela sive kutije .....	121
Slika 6.38.	Tlak u visokotlačnoj cijevi kod modela sive kutije .....	121
Slika 6.39.	Brzina vrtnje hidromotora kod modela sive kutije .....	122
Slika 7.1.	Model gibanja elastičnog kotača po elastičnoj podlozi [1] .....	124
Slika 7.2.	Raspodjela sila pri privlačenju skiderom uz nagib [1] .....	126
Slika 7.3.	Raspodjela masa i položaja težišta skidera ECOTRAC 120V .....	129
Slika 7.4.	Značajke motora DEUTZ D914 L06 [1] .....	129
Slika 7.5.	Dijagram toka proračuna opterećenja skidera .....	133
Slika 7.6.	Snaga hidromotora hidrostatske transmisije skidera .....	139
Slika 7.7.	Promjenjivi moment opterećenja kotača skidera .....	140
Slika 7.8.	Tlak u visokotlačnoj cijevi .....	141
Slika 7.9.	Brzina vrtnje hidromotora .....	143
Slika 7.10.	Promjena volumena pumpe i hidromotora .....	143
Slika 7.11.	Promjena brzine vrtnje hidromotora .....	143
Slika 7.12.	Usporedba brzine vrtnje i momenta hidromotora .....	144
Slika 9.1.	Usporedba iskoristivosti pumpe za vodu i mineralno ulje u ovisnosti o brzini vrtnje [96] .....	152
Slika 9.2.	Razlika protoka pumpe i hidromotora .....	152

## Popis tablica

Tablica 3.1.	Parametri Eggerthove formule .....	45
Tablica 5.1.	Tehničke karakteristike razvodnih ventila DHIO .....	74
Tablica 5.2.	Karakteristike mjernog senzora SCPT 600-02-20 .....	79
Tablica 5.3.	Karakteristike osjetnika brzine vrtnje SCRPM 220 .....	80
Tablica 7.1.	Nominalne brzine prema stupnjevima prijenosa [1] .....	130
Tablica 7.2.	Rezultati mjerenja sile u užetu i izračunate vrijednosti faktora raspodjele tovara i privlačenja .....	131
Tablica 7.3.	Adhezijska težina skidera .....	131
Tablica 7.4.	Rezultati mjerenja zakretnog momenta te raspodjela momenta .....	131
Tablica 7.5.	Bilanca snage .....	131
Tablica 7.6.	Pogonski uvjeti .....	132
Tablica 7.7.	Rezultati proračuna za dva pogonska uvjeta .....	133
Tablica 7.8.	Tehničke karakteristike odabranog planetnog prijenosa .....	135
Tablica 7.9.	Tehničke karakteristike odabranog hidromotora .....	136
Tablica 7.10.	Tehničke karakteristike odabrane hidrauličke pumpe .....	137

## **Životopis**

Goran Gregov rođen je 14. siječnja 1982. godine u Rijeci. Nakon završetka srednje Tehničke škole u Rijeci 2000. godine, upisao je Sveučilišni studij strojarstva na Tehničkom fakultetu u Rijeci. Diplomirao je u travnju 2006. godine sa diplomskim radom pod naslovom, "Projekt preinake jedinice visokotlačne pumpe i rasprskачa za ubrizgavanje goriva kod dizelskog motora", pod vodstvom mentora red. prof. dr. sc. Vladimira Medice.

Po završetku studija se 2006. zapošljava na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci u svojstvu znanstvenog novaka na Zavodu za konstruiranje u strojarstvu na katedri za Inženjersku grafiku. Izvodi nastavu iz predmeta: Inženjerska grafika i Oblikovanje pomoću računala na preddiplomskom studiju strojarstva i brodogradnje, Inženjerska grafika i dokumentiranje na preddiplomskom studiju elektrotehnike, Tehničko crtanje i Hidraulika i pneumatika na stručnom studiju strojarstva i brodogradnje, Tehničko crtanje i dokumentiranje i Hidraulika i pneumatika na stručnom studiju elektrotehnike, te Hidraulika i Pneumatika I i Hidraulika i Pneumatika II na diplomskom studiju strojarstva.

U siječnju 2006. upisao je poslijediplomski doktorski studij smjera: Konstruiranje u strojarstvu. Kao istraživač bio je uključen na znanstvenom projektu br. 0069004, pod nazivom "Vrjednovanje opteretivosti inženjerske konstrukcije" pod vodstvom red. prof.

dr. sc. Gordane Marunić, a sada je uključen u rad na znanstvenom projektu br. 069-0692195-1793, pod nazivom "Konstrukcija i optimizacija prijenosnika snage " pod vodstvom red. prof. dr. sc. Borisa Obsiegera. U rujnu 2008. je obranio temu doktorske disertacije naslova "Prilog istraživanju modeliranja hidrostatske transmisije na šumskom vozilu" pod mentorstvom red. prof. dr. sc. Dubravke Siminiati.

Studijski boravak na stranoj znanstvenoj ustanovi u sklopu poslijediplomskog studija u trajanju od četiri mjeseca proveo je 2010. i 2011. godine na Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, Tomas Bata University in Zlin, Faculty of Technology i na Fakultetu za strojarstvo i brodogradnju Sveučilišta u Zagrebu.

Autor je ili koautor 20 znanstvenih radova objavljenih u domaćim ili stranim časopisima. Član je Udruge za razvoj visokog školstva Universitas, a u razdoblju od 2007 do 2010 bio je predstavnik studenata poslijediplomskog studija.



## PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI

### 1. AUTOR

Ime i prezime: Goran Gregov  
Datum i mjesto rođenja: 14. siječanj 1982., Rijeka  
Naziv fakulteta, studija i godina završetka dodiplomskog studija: Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, 2006.  
Sadašnje zaposlenje: Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet

### 2. DOKTORSKA DISERTACIJA

Naslov: Prilog istraživanju modeliranja hidrostatske transmisije na šumskom vozilu  
Broj stranica, slika, tablica i bibliografskih podataka: 172, 103, 14, 99  
Znanstveno polje i grana: Strojarsstvo  
Opće strojarstvo (konstrukcije)  
Voditelji rada: Red. prof. dr. sc. Dubravka Siminiati, dipl. ing. stroj.  
Fakultet na kojem je rad obranjen: Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet

### 3. OBRANA I OCJENA

Datum prijave teme: 11. srpanj 2008.  
Datum predaje rada: 13. veljače 2012.  
Datum prihvaćanja ocjene rada: 30. ožujak 2012.  
Sastav Povjerenstva za ocjenu: Red. prof. dr. sc. Senka Maćešić, prof. mat. i fiz.  
Red. prof. dr. sc. Dubravka Siminiati, dipl. ing. stroj.  
Red. prof. dr. sc. Milan Opalić, dipl. ing. stroj.  
Datum obrane: 18. travanj 2012.  
Sastav Povjerenstva za obranu: Red. prof. dr. sc. Senka Maćešić, prof. mat. i fiz.  
Red. prof. dr. sc. Dubravka Siminiati, dipl. ing. stroj.  
Red. prof. dr. sc. Milan Kljajin, dipl. ing. stroj.  
Datum promocije: \_\_\_\_\_

## PRILOG ISTRAŽIVANJU MODELIRANJA HIDROSTATSKE TRANSMISIJE NA ŠUMSKOM VOZILU

Goran Gregov

Sveučilište u Rijeci

Tehnički fakultet

Hrvatska

Ključne riječi: šumsko vozilo, hidrostatska transmisija, numeričko modeliranje, umjetne neuronske mreže

Sažetak: U ovoj doktorskoj disertaciji izrađen je numerički model i sprovedena analiza hidrostatske transmisije za šumsko vozilo tzv. skider. Poznato je da su to vozila s ekstremno teškim uvjetima vožnje po neravnom i nagnutom šumskom tlu te da se danas u skidere pretežito ugrađuje mehanička transmisija. Mogućnost uporabe hidrostatske transmisije temeljena je na opće poznatoj činjenici o ekonomičnosti takvog rješenja. Analiza je provedena na temelju razvijenog numeričkog modela uporabom metoda bijele, crne i sive kutije. Zbog specifičnosti hidrostatske transmisije, analiziranog vozila i mogućnosti kojima se raspolagalo u laboratorijskim uvjetima, metoda bijele kutije omogućila je čisto teorijski pristup. Preciznost metode crne kutije uvelike je ovisila o laboratorijskim mjerenjima, dok je metoda sive kutije dala realne rezultate i omogućila visok stupanj općenitog pristupa rješavanju hidrostatske transmisije. Za numeričku analizu crne i sive kutije uporabljena je metoda umjetnih neuronskih mreža. Ispravnost modela dokazana je na postojećem skideru s mehaničkom transmisijom. Analiza je pokazala da je za pogon hidrostatskom transmisijom na takvom skideru potrebno 40% manje snage. Ušteda energije bila bi i veća da se umjesto uljne koristi vodena hidraulika, što je također dokazano. Ovim je radom dokazana opravdanost uporabe hidrostatske transmisije ne samo zbog uštede energije već i doprinos u zaštiti okoliša sa stajališta emisije štetnih plinova, zagađenja i sabijanja šumskog tla. Ne manje značajno je i činjenica da se razvijeni numerički model može koristiti i za regulaciju hidrostatskog sustava što na vozilu s vrlo zahtjevnom eksploatacijskom tehnologijom znači sigurnost i komfor korisnika.

Rad nije objavljen.

Mentor: Red. prof. dr. sc. Dubravka Siminiati, dipl. ing. stroj.

Povjerenstvo za ocjenu: Red. prof. dr. sc. Senka Maćešić, prof. mat. i fiz.  
Red. prof. dr. sc. Dubravka Siminiati, dipl. ing. stroj.  
Red. prof. dr. sc. Milan Opalić, dipl. ing. stroj.

Povjerenstvo za obranu: Red. prof. dr. sc. Senka Maćešić, prof. mat. i fiz.  
Red. prof. dr. sc. Dubravka Siminiati, dipl. ing. stroj.  
Red. prof. dr. sc. Milan Kljajin, dipl. ing. stroj.

Datum obrane: 18. travanj 2012.

Datum promocije: \_\_\_\_\_

Rad je pohranjen na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci.  
(172, 103, 14, hrvatski jezik)

Prilog istraživanju hidrostatske  
transmisije na šumskom vozilu

I Gregov G.

II Sveučilište u Rijeci  
Tehnički fakultet  
Hrvatska

Ključne riječi:

šumsko vozilo  
hidrostatska transmisija  
numeričko modeliranje  
umjetne neuronske mreže



## CONTRIBUTION TO RESEARCH MODELLING OF THE HYDROSTATIC TRANSMISSION APPLIED TO THE FOREST VEHICLE

Goran Gregov

University of Rijeka  
Faculty of Engineering  
Croatia

Keywords: forest vehicle, hydrostatic transmission, numerical modelling, artificial neural networks

Summary: In this dissertation a numerical model was developed and analysis was carried out on hydrostatic transmission for a forest vehicle, the so-called skidder. It is known that these vehicles have extremely difficult driving conditions on uneven and sloping forest terrain and that nowadays mechanical transmissions are predominantly mounted in the skidder. The possibility to apply hydrostatic transmissions is based on the general well-known fact about the economy of such solutions. The analysis was carried out on the basis of the developed numerical model using the methods of the white, black and gray box. Because of the specificity of the hydrostatic transmission, of the analyzed vehicles and opportunities which have been used in laboratory conditions, the method of the white box allowed a purely theoretical approach. The precision of the black box method largely depended on the laboratory measurements, while the gray box method gave accurate results providing a high level of general approach to solving the hydrostatic transmission. For the numerical analysis with black and gray boxes the method of artificial neural networks has been used. The validity of the approach is demonstrated on an existing skidder with mechanical transmission. The analysis has demonstrated that for the hydrostatic drive transmission in such a skidder it is used 40% less power. Energy savings would be greater if the tap water was used instead of oil hydraulics, which is also demonstrated. This work proved the validity of use of hydrostatic transmissions not only to save energy also but to contribute to environment protection in relation to emissions of CO<sub>2</sub>, pollution and compacting of the soils. Not less significant is the fact that the developed a numerical model can be used for the purpose of control of the hydrostatic system, which for the vehicle with very demanding technology exploitation means safety and comfort of the user.

This thesis has not been published.

Mentor: Red. D. Sc. Dubravka Siminiati, mag. ing. mech.

Advisors: Prof. D. Sc. Senka Maćešić, mag. educ. math. et phys.  
Prof. D. Sc. Dubravka Siminiati, mag. ing. mech.  
Prof. D. Sc. Milan Opalić, mag. ing. mech.

Reviewers: Prof. D. Sc. Senka Maćešić, mag. educ. math. et phys.  
Prof. D. Sc. Dubravka Siminiati, mag. ing. mech.  
Prof. D. Sc. Milan Kljajin, mag. ing. mech.

Presentation: 18<sup>th</sup> April 2012.

Degree conferred: \_\_\_\_\_

This thesis is deposited in the library of the University of Rijeka, Faculty of Engineering.  
(172, 103, 14, 99, Croatian language)

Contribution to Research  
Modelling of the Hydrostatic  
Transmission Applied to the  
Forest Vehicle

I Gregov G.

II University of Rijeka  
Faculty of Engineering  
Croatia

Key words:

forest vehicle  
hydrostatic transmission

numerical modelling

artificial neural networks