

# Projektiranje hidrauličkog vibracijskog uređaja

---

**Toplak, Mario**

**Undergraduate thesis / Završni rad**

**2017**

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:694382>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-05-12**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Mario Toplak**

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Joško Petrić

Student:

Mario Toplak

Zagreb, 2017.

## **IZJAVA**

*Pod punom moralnom odgovornošću izjavljujem da sam završni rad na temu „Projektiranje hidrauličkog vibracijskog uređaja“ izradio samostalno koristeći se navedenom literaturom i znanjem stećenim tijekom studija*

Mario Toplak

## **ZAHVALA**

*Zahvaljujem se mentoru Prof.dr.sc Jošku Petriću za njegovo vodstvo, kvalitetnoj stručnoj pomoći, stalnoj potpori i razumijevanju pri izradi ovog rada.*

*Na kraju bih se zahvalio svojoj obitelji, prijateljima na strpljenju i moralnoj podršci, te povjerenju koje su mi ukazali tijekom izrade završnog rada, a ujedno i tijekom studiranja na preddiplomskom studiju.*

Mario Toplak



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:

proizvodno inženjerstvo, računalno inženjerstvo, industrijsko inženjerstvo i menadžment, inženjerstvo materijala i mehatronika i robotika

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

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student:

**Mario Toplak**

Mat. br.: 0035198349

Naslov rada na hrvatskom jeziku:

**PROJEKTIRANJE HIDRAULIČKOG VIBRACIJSKOG UREĐAJA**

Naslov rada na engleskom jeziku:

**DESIGN OF HYDRAULIC SHAKER**

Opis zadatka:

Mehanički sustavi ponekad se podvrgavaju vibracijskim pobudama radi ispitivanja zamora ili dinamičkog ponašanja. Sustav koji se ispituje pričvrsti se za prihvatinicu uređaja koji generira vibracije (vibracijski uređaj, engl. shaker), a odzivi se mjeri i analiziraju. Vibracijski uređaji najčešće su električni ili hidraulički. U ovom zadatku potrebno je projektirati jedan hidraulički vibracijski uređaj namijenjen ispitivanju udobnosti vožnje u osobnom automobilu. Uređaj se sastoji od servo-cilindra, servo-ventila, te ostale hidrauličke, upravljačke i mjerne opreme. Pri projektiranju vibracijskog uređaja potrebno je poštivati zahtjeve glede mase ispitivanog sustava, potrebne brzine i hoda cilindra, te potrebnog frekvencijskog opsega generiranih vibracija.

Zadatak zadan:

30. studenog 2016.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Joško Petrić

Rok predaje rada:

1. rok: 24. veljače 2017.

2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.

3. rok: 22. rujna 2017.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.

2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.

3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

v.d. predsjednika Povjerenstva:

Izv. prof. dr. sc. Branko Bauer

## Sadržaj:

<b>Sadržaj:</b> .....	<b>I</b>
<b>Popis slika:</b> .....	<b>III</b>
<b>Popis tablica:</b> .....	<b>V</b>
<b>Popis oznaka:</b> .....	<b>VI</b>
<b>Sažetak</b> .....	<b>1</b>
<b>1. Uvod</b> .....	<b>2</b>
<b>2. Dimenzioniranje i odabir komponenti</b> .....	<b>3</b>
2.1. Hidraulički cilindar .....	4
2.1.1. Maksimalna i minimalna sila .....	4
2.1.2. Maksimalni i minimalni tlak .....	4
2.1.3. Maksimalni protok .....	5
2.1.3. Prirodna frekvencija .....	5
2.1.4. Odabir hidrauličkog cilindra .....	9
2.2. Elektro – hidraulički servo ventil .....	11
2.2.1. Odabir servo ventila .....	11
<b>3. Opis elemenata hidrauličkog sustava</b> .....	<b>15</b>
3.1. Hidraulički servo cilindar.....	15
3.2. Elektro – hidraulički servo ventil .....	22
3.2.1. Tipovi povratne veze .....	23
3.2.2. Koeficijenti ventila.....	24
3.3. Ostali hidraulički elementi .....	28
3.3.1. Hidraulička pumpa .....	28
3.3.2. Ventil za ograničenje tlaka .....	28
3.3.3. Akumulator.....	28
<b>4. Matematički model hidrauličkog vibracijskog uređaja</b> .....	<b>29</b>
4.1. Model hidrauličkog cilindra .....	30
4.2. Model hidrauličkog servo ventila.....	36
<b>5. Simulacijski model hidrauličkog sustava</b> .....	<b>40</b>
5.1. Parametri simulacijskog modela hidrauličkog sustava .....	40

5.2. Rezultati provedene simulacije .....	42
<b>6. Zaključak .....</b>	<b>48</b>
<b>Literatura .....</b>	<b>49</b>
<b>Prilog 1 .....</b>	<b>50</b>
<b>Prilog 2 .....</b>	<b>52</b>
<b>Prilog 3 .....</b>	<b>53</b>

## Popis slika:

Slika 39. Tlak  $p_2$  u ovisnosti o vremenu..... 47

## Popis tablica:

Tablica 1. Podaci za različite cilindre .....	9
Tablica 2. Parametri simulacijskog modela .....	41

## Popis oznaka:

Oznaka	Jedinica	Opis
$a_{\max}$	$\text{m/s}^2$	Maksimalno ubrzanje tereta
$A_p$	$\text{m}^2$	Površina klipa cilindra s prolaznom klipnjačom
$A_1$	$\text{m}^2$	Površina radne komore cilindra
$A_2$	$\text{m}^2$	Površina povratne komore cilindra
$C$	$\text{N/m}$	Krutost hidrauličkog cilindra
$C_q$		Koeficijent protoka
$d_k$	$\text{m}$	Promjer klipnjače
$D$	$\text{m}$	Promjer klipa
$F_a$	$\text{N}$	Hidraulička sila cilindra
$F_{a\_max}$	$\text{N}$	Sila ubrzanja
$F_g$	$\text{N}$	Težina
$F_{\max}$	$\text{N}$	Maksimalna sila
$F_{\min}$	$\text{N}$	Minimalna sila
$F_R$	$\text{N}$	Maksimalna sila
$F_{tr}$	$\text{N}$	Sila trenja
$g$	$\text{m/s}^2$	Ubrzanje Zemljine sile teže
$G(s)$		Prijenosna funkcija
$i_v$	$\text{A}$	Ulazni električni signal
$K_c$	$\text{m}^3/\text{s Pa}$	Koeficijent protok-tlak
$K_i$	$\text{m/A}$	Pojačanje ulaznog signala
$K_m$	$\text{m/V}$	Pojačanje povratne veze
$K_p$	$\text{Pa/A}$	Koeficijent osjetljivosti tlaka
$K_q$	$\text{m}^3/\text{s A}$	Koeficijent pojačanja protoka
$l_m$	$\text{m}$	Raspon mjerena
$L$	$\text{m}$	Efektivni hod cilindra
$L_{\max}$	$\text{m}$	Maksimalni hod cilindra
$m$	$\text{kg}$	Masa tereta i klipa s klipnjačom
$p_a$	$\text{Pa}$	Tlak spremnika
$p_{b\_max}$	$\text{Pa}$	Maksimalni tlak
$p_L$	$\text{Pa}$	Razlika tlaka opterećenja
$p_{\max}$	$\text{Pa}$	Maksimalni tlak
$p_{\min}$	$\text{Pa}$	Minimalni tlak
$p_n$	$\text{Pa}$	Nazivni tlak
$p_s$	$\text{Pa}$	Tlak dobave
$p_1$	$\text{Pa}$	Tlak u radnoj komori cilindra

$p_2$	Pa	Tlak u povratnoj komori cilindra
$P_L$	Pa	Pad tlaka
$q_L$	$\text{m}^3/\text{s}$	Protok kroz servo ventil
$Q_L$	$\text{m}^3/\text{s}$	Nominalni protok fluida
$Q_{\max}$	$\text{m}^3/\text{s}$	Maksimalni protok
$Q_1$	$\text{m}^3/\text{s}$	Protok kroz radnu komoru cilindra
$Q_2$	$\text{m}^3/\text{s}$	Protok kroz povratnu komoru cilindra
$s$		Laplace-ov operator
$s_{\max}$	m	Maksimalni hod tereta
$t$	s	Vrijeme
$u$	V	Ulagani naponski signal
$U_m$	V	Raspon ulaznog signala
$v_{\max}$	$\text{m}/\text{s}$	Maksimalna brzina tereta
$V_{L1}, V_{L2}$	$\text{m}^3$	Volumen hidrauličkih vodova
$V$	$\text{m}^3$	Ukupni volumen cilindra s prolaznom klipnjačom
$V_{01}$	$\text{m}^3$	Početni volumen radne komore
$V_{02}$	$\text{m}^3$	Početni volumen povratne komore
$V_1$	$\text{m}^3$	Volumen radne komore cilindra
$V_2$	$\text{m}^3$	Volumen povratne komore cilindra
$x_p$	m	Pomak klipa cilindra
$x_v$	m	Pomak razvodnog klipa servo ventila
$X_L$	$\text{m}/\text{s}$	Maksimalna zahtjevana brzina klipa
$w$	m	Opseg razvodnog klipa
$\beta$	Pa	Modul stišljivosti hidrauličke tekućine
$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Gustoća fluida
$\omega_h$	Hz	Prirodna frekvencija sustava
$\omega_v$	Hz	Neprigušena vlastita frekvencija sustava

## **Sažetak**

U završnom radu razmatra se problematika iz područja hidraulike. U ovom zadatku potrebno je projektirati jedan hidraulički vibracijski uređaj namijenjen ispitivanju udobnosti vožnje u osobnom automobilu. Mehanički sustavi ponekad se podvrgavaju vibracijskim pobudama radi ispitivanja zamora ili dinamičkog ponašanja. Sustav koji se ispituje pričvrsti se za prihvativnicu uređaja koji generira vibracije (vibracijski uređaj, engl. shaker), a odzivi se mjere i analiziraju. Uređaj se sastoji od servo cilindra, servo ventila, te ostale hidrauličke, upravljačke i mjerne opreme. Kod projektiranja je potrebno poštivati zahtjeve glede mase ispitivanog sustava, potrebne brzine i hoda cilindra, te potrebnog frekvencijskog opsega generiranih vibracija. Ciljevi rada osim projektiranja su izvođenje i analiza dinamičkog sustava hidrauličkog vibracijskog uređaja te simuliranje dinamičkog ponašanja. Matematički model koji opisuje dinamiku hidrauličkog sustava je nelinearan, te zbog činjenice da su parametri vremenski promjenjivi koristi se MATLAB/SIMULINK program. Ovaj alat omogućava implementiranje raznih nelinearnosti i promjenjivih parametara u simulacijski model.

## 1. Uvod

U ovom radu će se razmatrati projektiranje hidrauličkog vibracijskog uređaja. Hidraulički sustavi imaju široku primjenu u suvremenoj industriji, i to prvenstveno zbog mogućnosti ostvarivanja velikih iznosa sila, s relativno malim komponentama. U usporedbi sa ostalim tehničkim sustavima jednostavno su nezamjenjivi u tom pogledu. Iz tog razloga danas je njihova primjena u industriji i ostalim tehničkim granama, koje zahtijevaju velike iznose sila, gotovo standardna. Vodeći se tom činjenicom, novija tehnologija krenula je prema razvijanju takvih sustava, koja se naziva elektro-hidraulika.

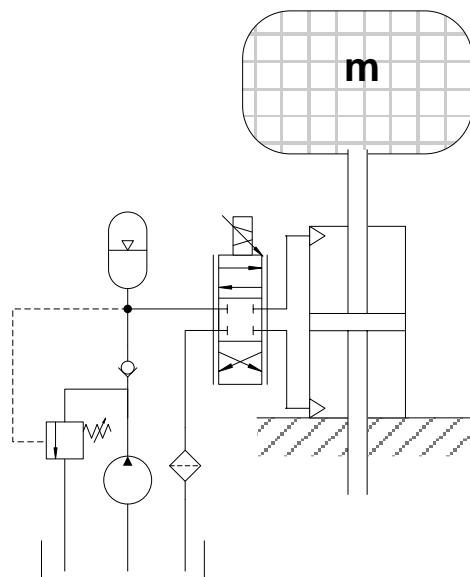
Elektro-hidraulika postala je iznimno cijenjena i primamljiva razvojem servo ventila. Osnovna zamisao servo ventila je ta da bi se električnim signalima male vrijednosti moglo točno upravljati hidrauličkim sustavima. Na taj način ostvareno je relativno jednostavno upravljanje velikim silama s malim električnim signalima. Pojam hidraulika obuhvaća sve primjene kod kojih hidraulički uređaji rade u regulacijskim krugovima. Primjena u regulacijskim krugovima znači da se radno stanje npr. nekog hidrauličkog cilindra mjerne-tehnički stalno nadzire, a odstupanja se automatski ispravljavaju. Regulirane veličine su najčešće mehaničke veličine kao što su put, brzina, sila ili hidrauličke kao protok ili tlak. Da bi se navedene veličine mogle regulirati potreban je odgovarajući mjerni uređaj za utvrđivanje vrijednosti. Servo hidraulika tako ne podrazumijeva samo hidrauličke komponente već i uzajamno djelovanje tehnike regulacije, hidraulike za prijenos energije te elektronike za obradu informacije.

U odnosu na klasičnu hidrauliku, elektro-hidraulički sustavi su superiorni kod upravljanja sustava jer su upravljački signali električni. Elektro-hidraulički servo sustavi imaju široku primjenu u različitim industrijskim postrojenjima i mobilnim sustavima zbog mogućnosti ostvarenja velikih snaga s relativno malim uređajima i elementima, uz velike brzine odziva i visoke točnosti upravljanja. Korištenjem servo ventila moguće je ostvariti regulaciju položaja, brzine ili sile hidrauličkog aktuatora. Pri tome, za uspješnu realizaciju projektnih zadataka pored temeljnih znanja iz područja klasične hidraulike nužno je i dobro poznavanje područja automatskog upravljanja sustavima.

U nastavku rada bit će detaljno analizirano dimenziniranje komponenata koje se koriste pri projektiranju hidrauličkog vibracijskog uređaja, a to su hidraulički servo cilindar i servo ventil. Bit će prikazan njihov matematički model, te na temelju modela cijelog sustava, provest će simuliranje sustava u Matlab/Simulink-u.

## 2. Dimenzioniranje i odabir komponenti

Hidraulički sustav prikazan na slici 1. sastoji se od hidrauličkog cilindra, servo ventila i ostalih elemenata koji služe da bi se moglo upravljati gibanjem klipnjače cilindra na koju je u ovom slučaju kruto vezana stolica vibracijskog uređaja. Ostali elementi su npr. pumpa, ventil za ograničavanje tlaka (odnosno ventil za rasterećenje) kojim se namješta dozvoljeni tlak u sustavu, hidraulički akumulator koji osigurava konstantni tlak u sustavu, filter, spremnik tekućine i cjevovodi.



Slika 1. Shema hidrauličkog sustava vibracijskog uređaja

U ovom poglavlju potrebno je odabrati hidraulički cilindar, potreban servo ventil te ostalu potrebnu opremu s obzirom na zahtjeve koji se stavljaju pred hidraulički vibracijski uređaj namijenjen ispitivanju udobnosti vožnje.

Potrebni zahtijevi su:

$$\begin{aligned}
 m &= 120 \text{ kg} , \\
 a_{max} &= \pm 5 \text{ m/s}^2 , \\
 v_{max} &= \pm 1,5 \text{ m/s} , \\
 s_{max} &= \pm 100 \text{ mm} , \\
 \omega_h &> 50 \text{ Hz} ,
 \end{aligned}$$

gdje je:

$m$  – masa tereta i klipa s klipnjačom, [ kg] ,  
 $a_{max}$  - maksimalno ubrzanje tereta, [m/s<sup>2</sup>] ,  
 $v_{max}$  – maksimalna brzina tereta, [m/s] ,

$s_{max}$  – maksimalni hod tereta [m] ,  
 $\omega_h$  - prirodna frekvencija sustava [Hz].

## 2.1. Hidraulički cilindar

Za pravilni odabir cilindra potrebno je na temelju zahtjeva koji se stavlja pred hidraulički vibracijski uređaj odrediti maksimalnu i minimalnu silu, maksimalni i minimalni tlak, maksimalni protok te prirodnu frekvenciju.

### 2.1.1. Maksimalna i minimalna sila

Za određivanje maksimalne i minimalne sile potrebno je izračunati težinu, te silu ubrzanja. Izrazi za određivanje težine i sile ubrzanja su :

$$\text{težina : } F_g = m \cdot g \quad [\text{N}] , \quad (2.1)$$

$$\text{sila ubrzanja: } F_{a_{\max}} = m \cdot a_{\max} \quad [\text{N}] , \quad (2.2)$$

gdje je:

$m$  – masa tereta i klipa s klipnjačom [ kg] ,  
 $a_{\max}$  - maksimalno ubrzanje [m/s<sup>2</sup>] ,  
 $g$  – ubrzanje Zemljine sile teže [m/s<sup>2</sup>], ( iznosi :  $g=9.81$  m/s<sup>2</sup>) .

Konačni izraz za određivanje maksimalne i minimalne sile slijedi iz jednadžbi (2.1) i (2.2).

$$F_{\max/\min} = F_g \pm F_{a_{\max}} \quad [\text{N}] . \quad (2.3)$$

### 2.1.2. Maksimalni i minimalni tlak

Tlak  $p$  je omjer sile  $F$  koja djeluje na neku površinu  $A$ . Za određivanje maksimalnog i minimalnog tlaka potrebno je poznavati maksimalnu odnosno minimalnu silu prema izrazu (2.3) te površinu cilindra. Izraz za određivanje maksimalnog i minimalnog tlaka je:

$$p_{\max/\min} = F_{\max/\min} \cdot A_p \quad [\text{N/m}^2] , \quad (2.4)$$

gdje je:

$$F_{\max/\min} - \text{maksimalna / minimalna sila [N]}, \\ A_p - \text{površina klipa cilindra s prolaznom klipnjačom } [m^2].$$

### 2.1.3. Maksimalni protok

Volumenski protok je volumen fluida koji u nekoj vremenskoj jedinici proteče kroz neki presjek. Maksimalni protok određuje se na temelju zahtjeva za maksimalnom brzinom klipa cilindra i površine klipa tog istog cilindra. Izraz za maksimalni protok je:

$$Q_{\max} = v_{\max} \cdot A_p \quad [m^3/s]. \quad (2.5)$$

gdje je:

$$v_{\max} - \text{maksimalna brzina klipa } [m/s], \\ A_p - \text{površina cilindra s prolaznom klipnjačom } [m^2].$$

### 2.1.3. Prirodna frekvencija

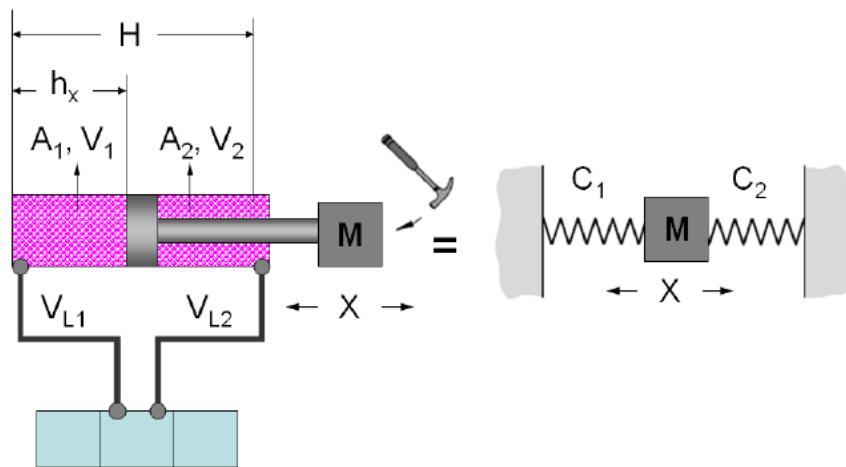
Prirodna frekvencija je frekvencija kojom sustav prepušten sam sebi oscilira nakon vanjske pobude. Izraz za prirodnu frekvenciju hidrauličkog cilindra je:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{C}{m}} \quad [\text{rad/s}]. \quad (2.6)$$

gdje je:

$$C - \text{krutost hidrauličkog cilindra } [N/m], \\ m - \text{masa tereta i klipa s klipnjačom, (masa koja se giba) } [kg].$$

Da bi se odredila prirodna frekvencija hidrauličkog cilindra mora se prvo definirati krutost hidrauličkog cilindra. Na slici 2. prikazana je simulacija krutosti hidrauličkog cilindra povezana sa mehaničkim dijelom sustava.



Slika 2. Simulacija krutosti hidrauličkog cilindra [2]

Prema slici 2, jednadžbe krutosti za radnu (1) i povratnu (2) komoru iznose (prema [2]):

$$C_1 = \frac{\beta \cdot A_1^2}{V_1 + V_{L1}}, \quad (2.7)$$

$$C_2 = \frac{\beta \cdot A_2^2}{V_2 + V_{L2}}, \quad (2.8)$$

Ukupan iznos krutosti hidrauličkog cilindra dobije se zbrajanjem jedndžbi (2.7) i (2.8) (prema [2] ):

$$C_h = \beta \cdot \left[ \frac{A_1^2}{V_1 + V_{L1}} + \frac{A_2^2}{V_2 + V_{L2}} \right], \quad (2.9)$$

gdje su:

$\beta$  – modul stišljivosti hidrauličke tekućine [Pa] ,

$A_1$  – površina radne komore cilindra [ m<sup>2</sup> ] ,

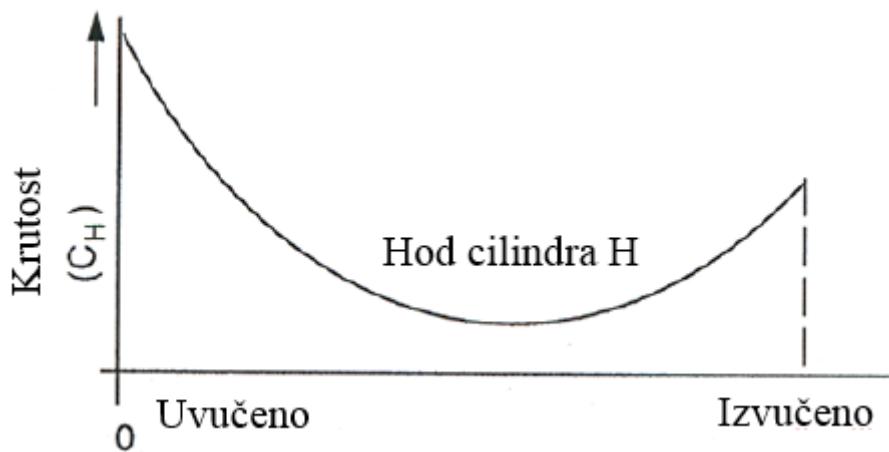
$A_2$  – površina povratne komore cilindra [ m<sup>2</sup> ] ,

$V_1$  – volumen radne komore cilindra [ m<sup>3</sup> ] ,

$V_2$  – volumen povratne komore cilindra [ m<sup>3</sup> ] ,

$V_{L1}$  i  $V_{L2}$  – volumen hidrauličkih vodova [ m<sup>3</sup> ] .

Volumeni  $V_1$  i  $V_2$  mijenjaju se u ovisnosti o poziciji klipa cilindra, dok su volumeni hidrauličkih vodova u ovoj analizi zanemareni.



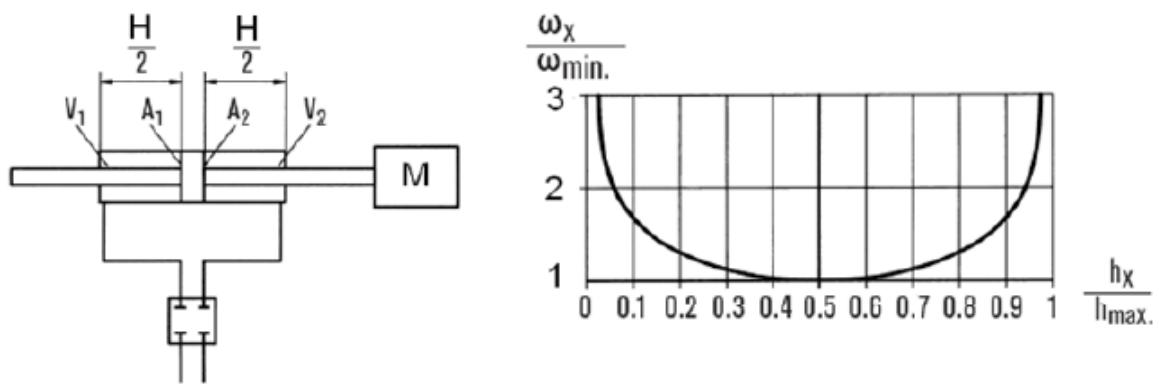
Slika 3. Krutost hidrauličkog diferencijalnog cilindra u ovisnosti o hodu cilindra [2]

Iz slike 3. može se vidjeti da je krutost najveća kada se cilindar nalazi u krajnjim položajima, odnosno kada je potpuno uvučen ili kada je potpuno izvučen.

Minimalna krutost je na udaljenosti klipa  $h_x = 0.56H$ . Pa se stoga jednadžba (2.9) može napisati na sljedeći način (prema [2]):

$$C_{H \min} = \beta \cdot \left[ \frac{A_1^2}{0,56HA_1} + \frac{A_2^2}{0,44HA_2} \right]. \quad (2.10)$$

U ovom završnom radu proučavat će se cilindar s prolaznom klipnjačom pa iz slike 4. slijedi izraz za minimalnu krutost cilindra s prolaznom klipnjačom.



Slika 4. Krutost hidrauličkog cilindra u ovisnosti o hodu cilindra [2]

$$C_{H \min} = \beta \cdot \left[ \frac{A_p^2}{0,5HA_p} + \frac{A_p^2}{0,5HA_p} \right]. \quad (2.11)$$

$$C_{H \min} = \frac{4 \cdot \beta \cdot A_p^2}{V} . \quad (2.12)$$

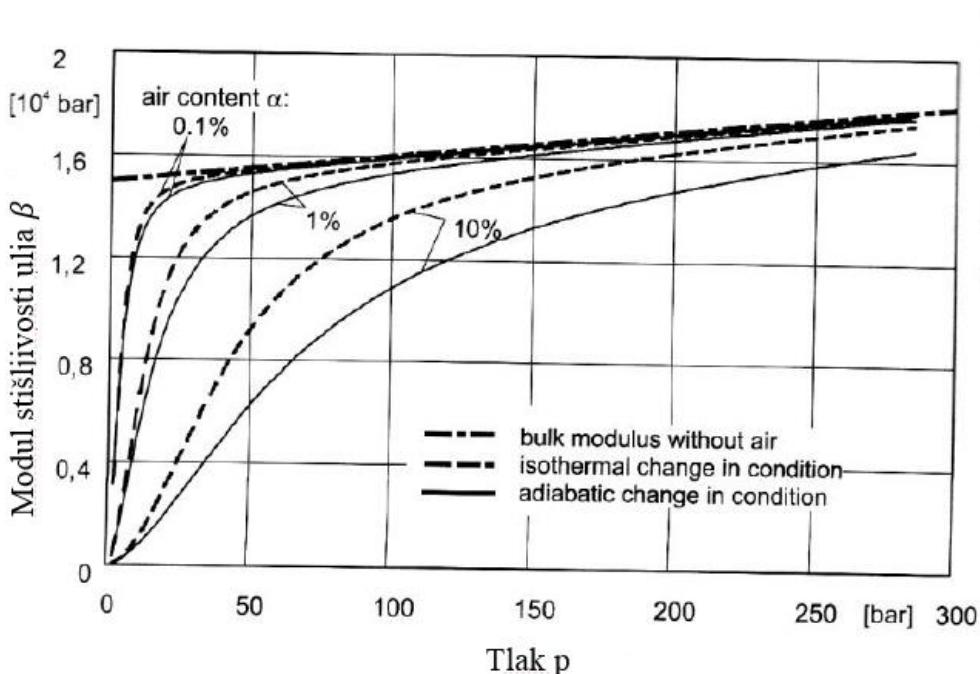
gdje je:

$V$  – ukupni volumen cilindra s prolaznom klipnjačom [m<sup>3</sup>] ,  $V = V_1 + V_2$

$A_p$  – površina cilindra s prolaznom klipnjačom [m<sup>2</sup>] .

Kad se izraz (2.12) uvrsti u izraz (2.6) dobije se izraz za priodnu frekvenciju hidrauličkog cilindra u obliku:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4 \cdot \beta \cdot A_p^2}{V}} [\text{rad/s}] . \quad (2.13)$$



Slika 5. Ovisnost modula stišljivosti mineralnog ulja o tlaku p

Kao što je vidljivo iz slike 5. koeficijent modula stišljivosti mineralnog ulja nije konstantna vrijednost nego se mijenja po krivulji u ovisnosti u tlaku. Značajna je i ovisnost o udjelu zraka u ulju te o načinu promjene stanja (izotermna ili adijabatska). Varijabilnost vrijednosti modula stišljivosti mineralnih ulja značajnija je na manjim tlakovima (ispod 50 bara). Porastom tlaka, vrijednost modula stišljivosti raste. Kako će se kasnije vidjeti, u ovom zadatku radni tlakovi su niski, a zahtjevi za dinamikom visoki, pa je važno voditi računa o utjecaju modula stišljivosti.

## 2.1.4. Odabir hidrauličkog cilindra

U nastavku su razmatrani različiti tipovi cilindara dvaju proizvođača s izračunatim podacima koji su potrebni za odabir cilindra. Podaci su dani u tablici 1.

$$\text{težina: } F_g = m \cdot g = 120 \cdot 9,81 = 1177,2 \text{ N ,}$$

$$\text{maksimalna sila ubrzanja (prema gore ili dolje) : } F_{a_{\max}} = m \cdot a_{\max} = 120 \cdot 5 = 600 \text{ N ,}$$

$$\text{maksimalna sila: } F_{\max} = F_g + F_{a_{\max}} = 1777,2 \text{ N ,}$$

$$\text{minimalna sila: } F_{\min} = F_g - F_{a_{\max}} = 577,2 \text{ N .}$$

**Tablica 1. Podaci za različite cilindre**

	Cilindar MTS 248.01	Cilindar MTS 248.02	Cilindar MTS 248.03	Cilindar Hanchen 320
$A_p$ [cm <sup>2</sup> ]	5,23	8,32	14,52	7,31
$p_{\max}$ [bar]	33,981	21,361	12,239	24,312
$p_{\min}$ [bar]	11,036	6,938	3,975	7,896
$Q_{\max}$ [l/min]	47,07	74,88	130,681	65,79
$\omega_h$ [rad/s]	49,613	62,576	82,667	62,882

U tablici 1. dani su podaci maksimalnih i minimalnih tlakova, maksimalnog protoka te vlastite frekvencije za različite cilindre (različiti proizvođači s različitim površinama klipova).

Na temelju dobivenih podataka odabran je dvoradni servo cilindar s prolaznom klipnjачom Hanchen 320. Na slici 6. prikazan je presjek cilindra Hanchen 320.



Slika 6. Cilindar Hanchen 320 [5]

Osnovne karakteristike odabranog hidrauličkog cilindra su:

- promjer cilindra  $D = 70$  [mm] ,
- promjer klipnjače  $d_k = 63$  [mm] ,
- maksimalni hod cilindra  $L_{\max} = 170$  [mm] ,
- efektivni hod cilindra  $L = 150$  [mm] .

Detaljnije o odabranom hidrauličkom cilindru Hanchen 320 dano je u *Prilogu 1*.

## 2.2. Elektro – hidraulički servo ventil

Na temelju maksimalne brzine i površine cilindra dobije se izraz za određivanje potrebnog protoka ventila i pada tlaka pri opterećenju ( prema [3]).

$$Q_L = A_p \cdot X_L \text{ [m}^3/\text{s}] , \quad (2.14)$$

$$P_L = \frac{F_R}{A_p} \text{ [Pa]} . \quad (2.15)$$

gdje je:

$A_p$  – površina cilindra s prolaznom klipnjačom [ m<sup>2</sup> ] ,

$X_L$  – maksimalna zahtjevana brzina klipa [m/s] ,

$Q_L$  – nominalni protok ventila [ m<sup>3</sup>/s] ,

$P_L$  – pad tlaka [ Pa] ,

$F_R$  – maksimalna sila [N] .

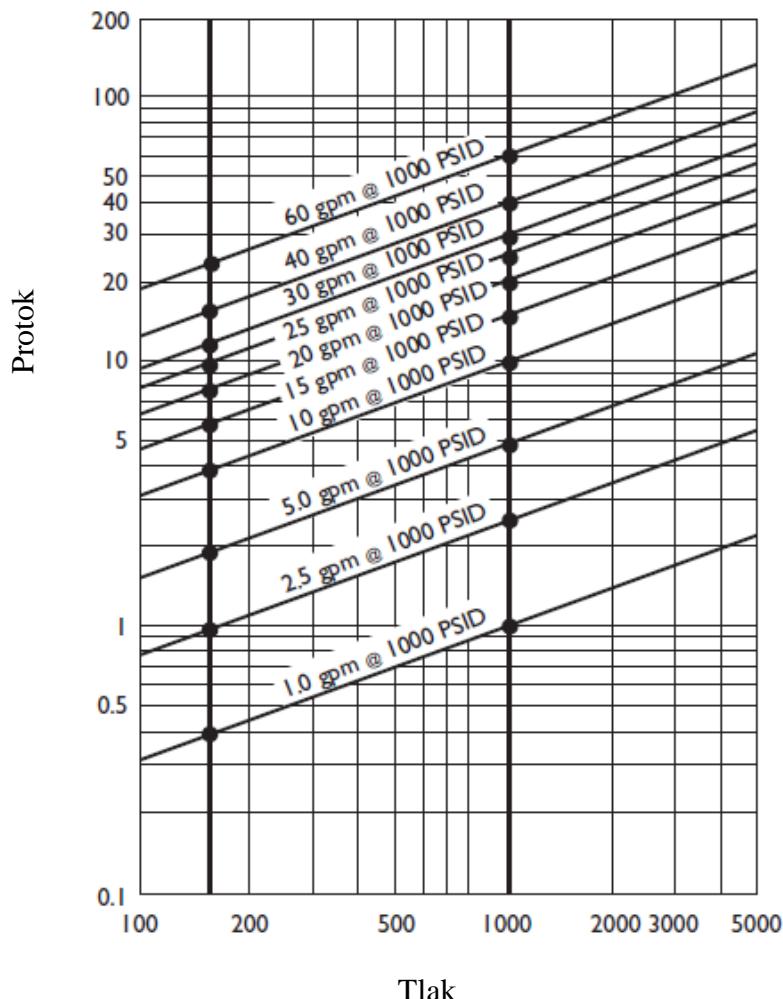
### 2.2.1. Odabir servo ventila

Odabir ventila vrši se na temelju zahtjeva za protokom i potrebnom dinamikom. Ako je potreban veliki protok koristi se veliki ventil,a ako treba mali protok koristi se mali ventil. Nije dobro uzimati preveliči ventil zbog osjetljivosti, tj. zbog bolje rezolucije upravljanja. Nominalni protok kroz servo ventil dobije se iz izraza (2.16).

$$Q_{no\ min\ a\ ln\ i} = Q_{traženi} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{no\ min\ a\ ln\ i}}{\Delta p_{ventila}}} \text{ [m}^3/\text{s}] , \quad (2.16)$$

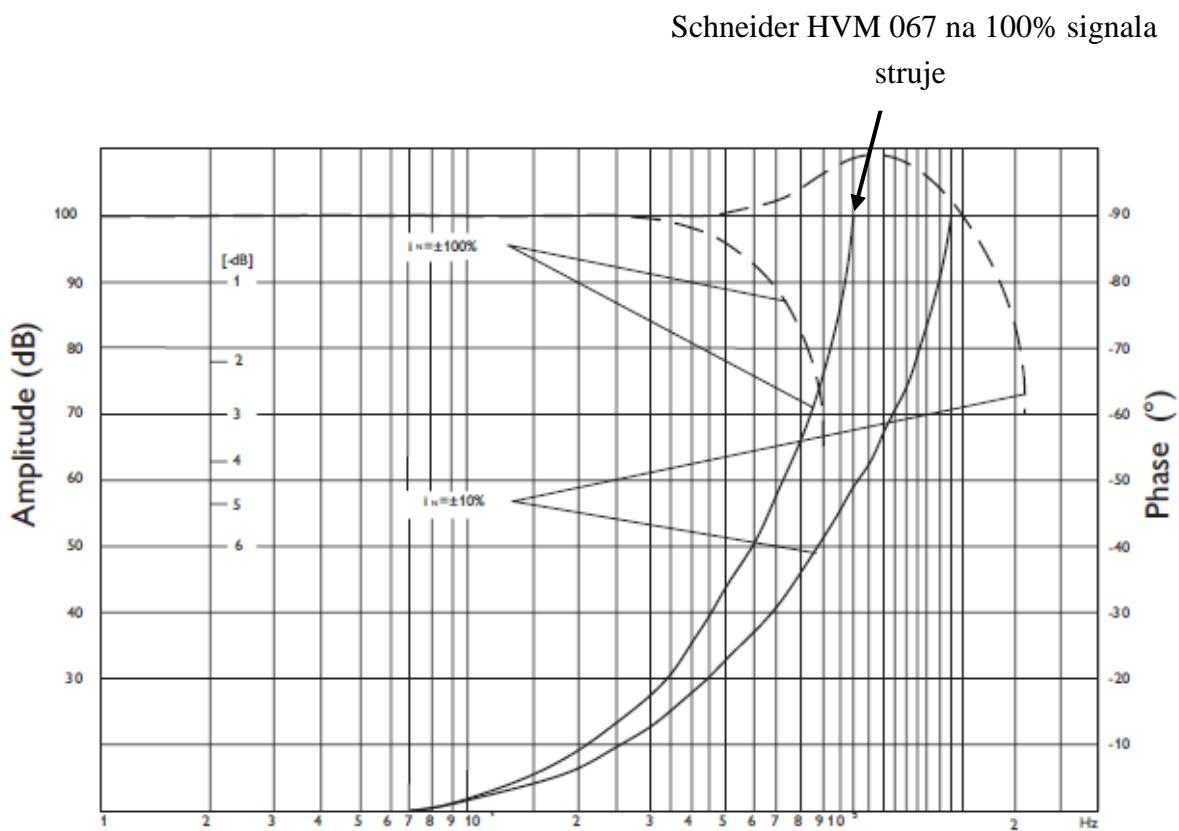
$$\Delta p_{ventila} = p_{dobave} - p_{tereta} \text{ [Pa]} , \quad (2.17)$$

Maksimalni protok  $Q_{traženi}$  dobiven je u tablici 1. i iznosi 65,79 l/min. Na slici 7. dan je primjer grafičkog prikaza karakteristike ventila, na osnovu čega se ventili biraju. Kose crte prikazuju ventile različitih veličina. Na temelju dobivenog nominalnog protoka prema izrazu (2.16) i padu tlaka na ventilu odabire se određeni ventil.



Slika 7. Krivulja ovisnosti protoka u tlaku [3]

Drugi zahtjev na temelju kojeg se odabire ventil je njegova dinamika, odnosno zadovoljava li po dinamici. Primjer frekvencijskog odziva ventila Schneider HVM 067 prikazanog u Bodeovom dijagramu dan je na slici 8.



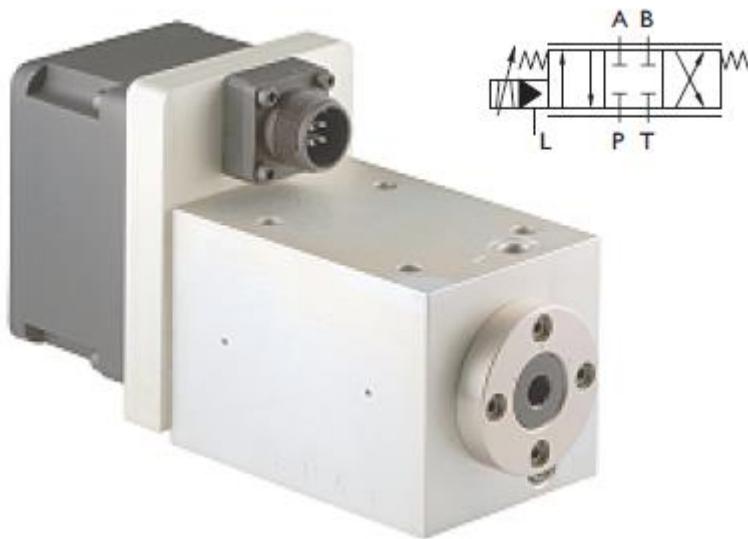
Slika 8. Bode dijagram dinamičkog odziva [7]

Dinamički odziv ventila može se odrediti mjeranjem frekvencije na kojoj fazno kašnjenje iznosi  $90^\circ$  između ulazne struje i izlaznog protoka. Odziv frekvencije ovisi o amplitudi ulaznog signala te o tlaku dobave. Preporučena amplituda vršnog signala je 80% nazivne struje ventila. Odziv servoventila obično se poboljšava povećanjem tlaka dobave.

Neprigušena vlastita frekvencija cijelokupnog sustava prema zahtjevu iz poglavlja 2. *Dimenzioniranje i odabir komponenti*, mora biti veća od 50 Hz. Stoga servo ventil nužno mora nadmašiti traženu frekvenciju, i to po mogućnosti što više. Uzima se najlošiji slučaj, a to je za fazu  $-90^\circ$  stupnjeva, pa za konkretni slučaj frekvencija  $\omega_v$  iznosi 110 Hz, odnosno:

$$\omega_v = 110 \cdot 6,28 = 690,8 \text{ rad/s}$$

Dakle, Schneider elektro-hidraulički servo ventil serije HVM067 može zadovoljiti tražene uvjete protoka i dinamike, pa se u daljnji proračun ide s njegovim podacima. Navedeni ventil prikazan je na slici 9.



Slika 9. Elektro - hidraulički servo ventil Schneider HVM 067 [7]

Karakteristike servo ventila:

- nazivni tlak  $p_n = 210$  [bar]
- maksimalni tlak  $p_{b\max} = 315$  [bar]
- nazivni protok (pri  $\Delta p = 70$  bar)  $Q_L = 100$  [l/min]
- raspon ulaznog signal  $\pm 10V$

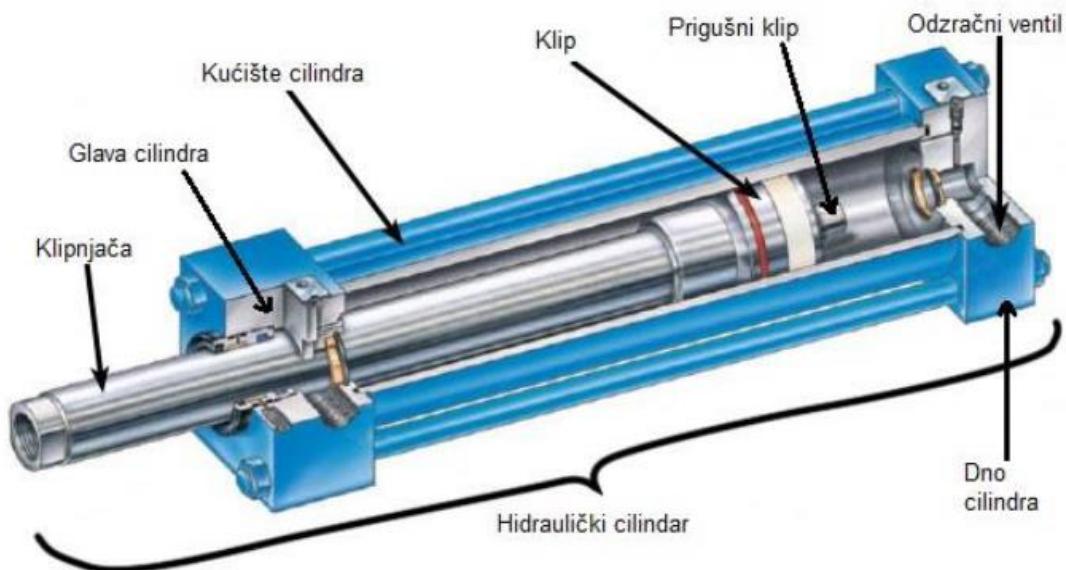
Detaljnije o ovom elektro-hidrauličkom servo ventilu dano je u *Prilogu 2*.

### 3. Opis elemenata hidrauličkog sustava

#### 3.1. Hidraulički servo cilindar

Hidraulički cilindri omogućavaju vrlo jednostavnu i razmjerno efikasnu pretvorbu hidrauličke energije u linearno gibanje. Ta mogućnost koju pružaju cilindri predstavlja i jednu od značajnih prednosti hidraulike. Hidraulički cilindri jednostavniji su elementi. Svaki hidraulički cilindar sastoji se od osnovnih dijelova koji su prikazani na slici 10.:

- klipa
- klipnjače
- glave cilindra
- dna cilindra
- kućišta cilindra
- prigušnog klipa ( kao produžetak glave klipa)
- priključača i pomoćnih komponenti ( vijci matice, osigurači)



Slika 10. Hidraulički cilindar i osnovni dijelovi [4]

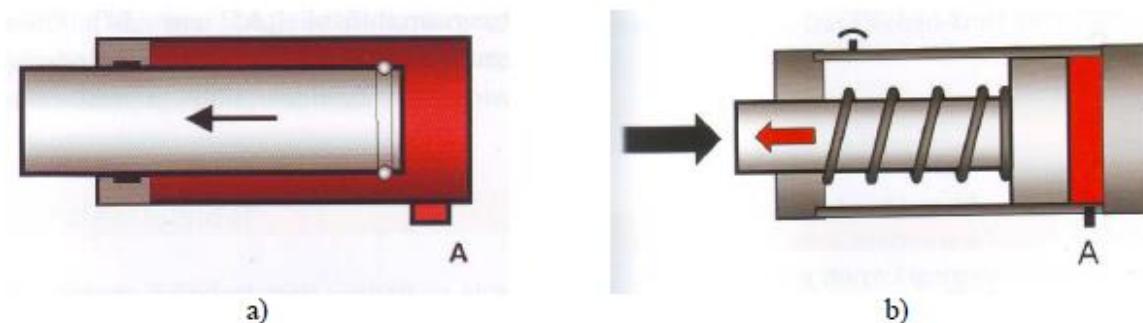
Ti dijelovi se međusobno mogu spojiti na više načina. Spajanje cijevi cilindra s glavom i dnom može se izvesti navojem, navojnim šipkama ili vijcima, te zavarivanjem.

Cilindri se prema djelovanju sile, odnosno korisnog rada koji obavljaju dijele na:

- jednoradne
- dvoradne

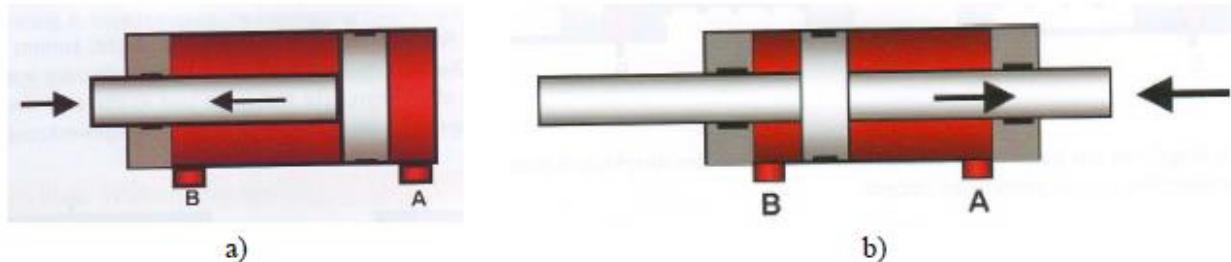
Jednoradni cilindri (slika 11.), obavljaju koristan rad samo u jednom smjeru, a dvoradni (slika 12.) u oba smjera. Jednoradni najčešće imaju samo jedan hidraulički priključak, a dvoradni dva. Klipovi jednoradnih cilindara vraćaju se u početni položaj masom tereta kojeg podižu ili vlastitom masom, te oprugama.

Dvoradni cilindri mogu biti diferencijalni ili s prolaznom klipnjačom (slika 11.). Diferencijalni cilindar ima točno određeni omjer površine klipa i klipnjače i taj omjer iznosi najčešće 2 (dakle dvostruko je veća površina klipa s jedne strane). Cilindar s prolaznom klipnjačom ima iste površine s jedne i s druge strane, pa su i njegove karakteristike simetrične tijekom gibanja na obje strane, što ga čini pogodnim u različitim servo primjenama. Na taj način je zbog simetričnosti olakšano podešavanje regulatora.



**Slika 11. Jednoradni cilindar [1]**

- a) s uronjenom klipnjačom
- b) s povratnim hodom pomoću opruge



**Slika 12. Dvoradni cilindar [1]**

- a) s uronjenom klipnjačom
- b) s povratnim hodom pomoću opruge

Hidraulički cilindar je aktuator koji pretvara energiju stlačenog fluida u mehaničku energiju uz visok stupanj iskoristivosti. Kod servo cilindara stupanj korisnog djelovanja može iznositi i do  $\eta = 0,99$ . Najčešći fluid koji se koristi je mineralno ulje, a mogu se još koristiti i razna sintetička ulja i emulzije.

Servo cilindri zajedno sa opterećenjem formiraju sustav koji može imati vrlo brze odzive i pružati velike sile. Zato su pogodni za razna dinamička ispitivanja, poput ovog koji je tema ovog rada.

## Servo cilindar Hanchen 320



Slika 13. Cilindar Hanchen 320 [5]

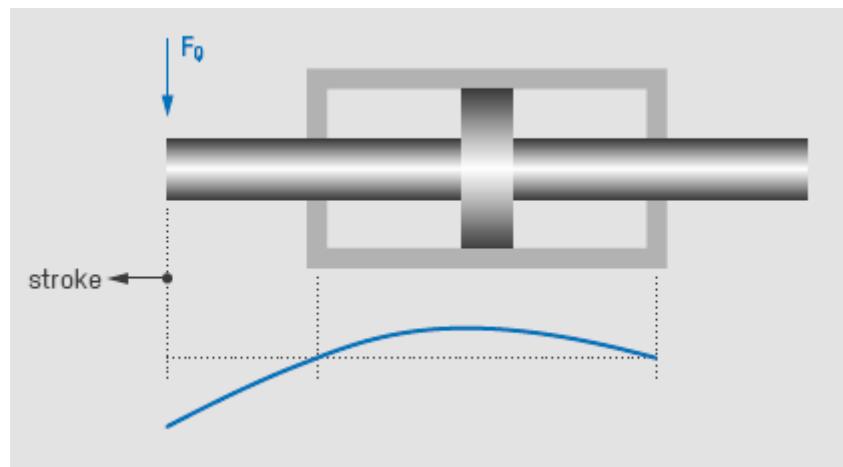
Na slici 13. prikazan je presjek i stvarni izgled servo cilindra Hanchen 320.

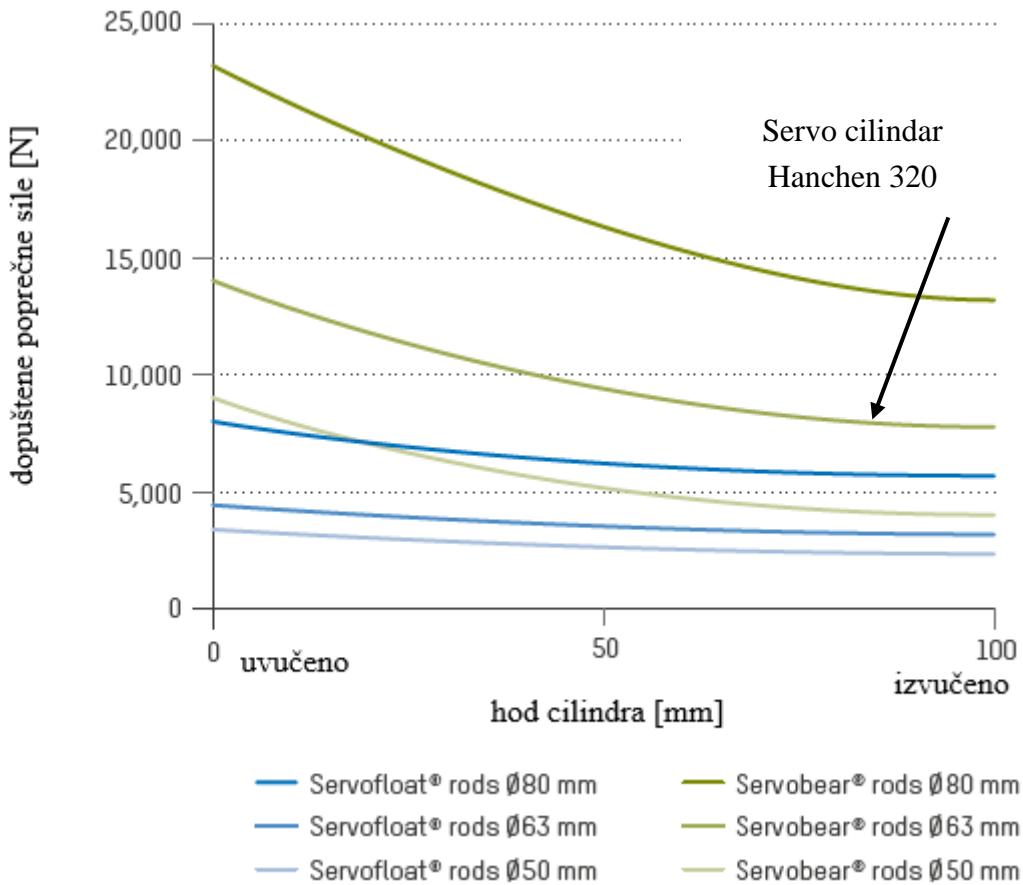
### Neke prednosti servocilindara (prema [5]):

- cilindri su stabilni za svaki širi raspon frekvencije i imaju visoka svojstva krutosti
- pogodni su za visoke brzine i mogu izdržati velike poprečne sile
- zahvaljujući dobrom brtvljenu i sustavu za navođenje cilindar ne treba dodatnu uljnu pumpu za nadoknadu curenja
- provrti sa milimetarskom točnošću – to štedi troškove rada i povećava korisno djelovanje

**Karakteristike izrade (prema [5]):****Slika 14. Provrsti cilindra sa milimetarskom točnošću [5]**

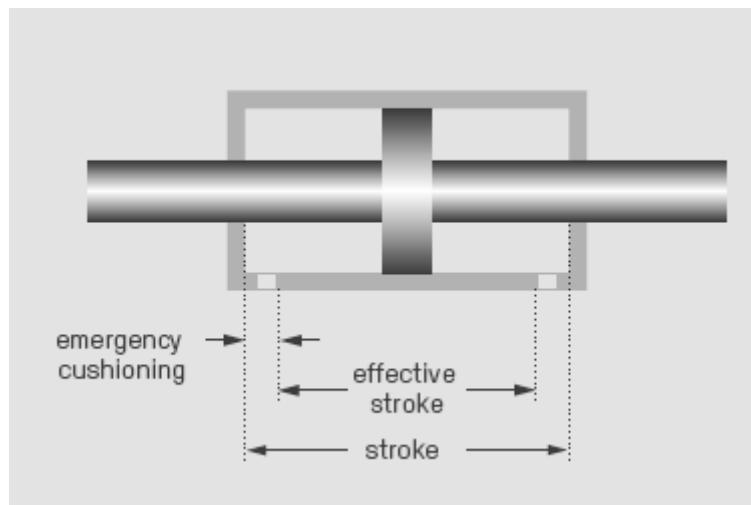
Prilikom izrade hidrauličkog cilindra važno je da cilindri imaju svojstvo podnijeti poprečne sile ili bočno opterećenje koje djeluje na klipnjaču cilindra ( slika 15.).

**Slika 15. Poprečna sila na klipnjaču cilindra [5]**



**Slika 16. Dijagram ovisnosti poprečnih sila u odnosu na hod cilindra [5]**

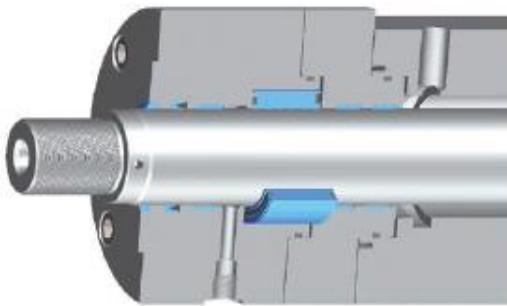
Također važno svojstvo kod izrade cilindra je imati zaštitu od nepredviđenog gibanja. Na svakom kraju hoda klipa dodan je zaštitni prigušni hod koji štiti cilindar od udaraca i oštećenja. Duljina zaštitnog prigušnog hoda uključena je u maksimalni hod cilindra. Hod cilindra bez prigušnog hoda naziva se efektivni hod cilindra, što se vidi na slici 17. Kod odabranog cilindra maksimalni hod je 170 mm , a efektivni 150 mm.



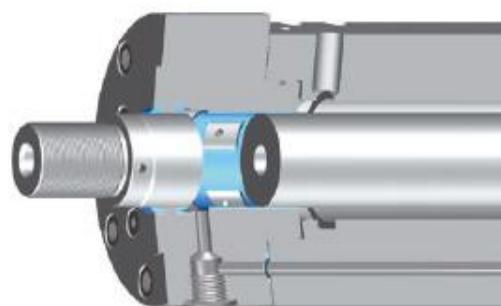
**Slika 17. Maksimalni i efektivni hod cilindra [5]**

Prilikom odabira cilindra razmatralo se između dva tipa vođenja klipnjače, a to su:

- a) SERVOFLOAT – konstruiran sa patentiranim plivajućim otvorom brtve za vrlo malo trenje
- b) SERVOBEAR – konstruiran sa hidrostatičkim vodičem klipnjače za najveća bočna opterećenja



**Slika 18. [5] a) SERVO FLOAT**



**b) SERVOBEAR**

Nakon analiziranja odabran je Servobear tip cilindra.

Karakteristike Servobear tipa cilindra (prema [5]):

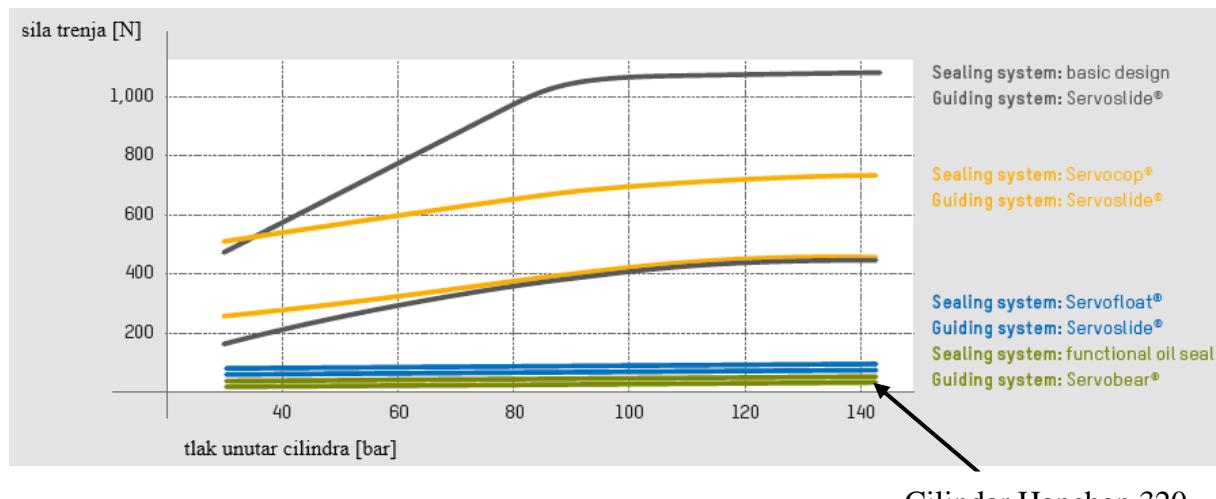
- mala osciliranja na hodu cilindra
- velike dinamike  $>25$  Hz
- može podnijeti najveća bočna operećenja
- ekstremno malo trenje

Brtveni sustav Servobear tipa je sa pomičnim prstenom koji je prikazan na slici 19.



Slika 19. Sustav za vođenje i brtveni sustav cilindra [5]

Sila trenja koja se javlja ovisi o izradi sustava za vođenje i brtvenog sustava cilindra. Servobear tip proizvodi ekstremno malo trenje što je prikazano na slici 20.



Slika 20. Sila trenja u cilindru [5]

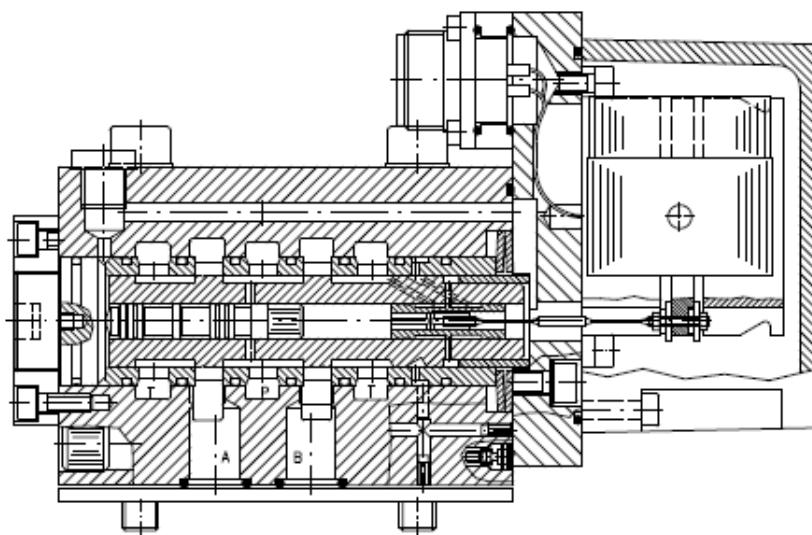
Za konkretni slučaj na slici 20. može se očitati sila trenja  $F_{tr}$  u iznosi od oko 30 do 40 N. Pri tom ta sila nije ovisna o tlaku.

### 3.2. Elektro – hidraulički servo ventil

Elektro hidraulički servo ventil predstavlja važnu komponentu u elektro-hidrauličkim servo sustavima. To je osnovna upravljačka komponenta koja omogućuje povezivanje električkog i elektroničkog dijela s hidrauličkim dijelom sustava. Zbog toga je za razumijevanje rada servo ventila potrebno poznavanje električkih pojava koje su u njemu prisutne, kao i zakona mehanike i hidraulike. Kod elektro-hidrauličkog servo ventila, električki ulazni signal napona pretvara se u električnom pojačalu, razmjerno visini napona, u električnu struju. U slučaju odabranog ventila u ovom radu ulazni naponski signal je  $\pm 10V$  ( vidjeti *Prilog 2* ). Tehničke prednosti servo uređaja su kontrolirani prijelazi između radnih položaja, kontinuirano upravljanje protokom ili tlakom radnog fluida te smanjenje broja hidrauličkih uređaja za određeno upravljanje.

Generalno gledano karakteristike servo ventila su brzi odziv i mali hod. Glavne prednosti hidrauličke komponente su (prema [6] ):

- laka i precizna kontrola pozicije i brzine
- dobra karakteristika krutosti
- brzi odziv kada se mijenja brzina ili smjer
- mali stupanj trošenja.



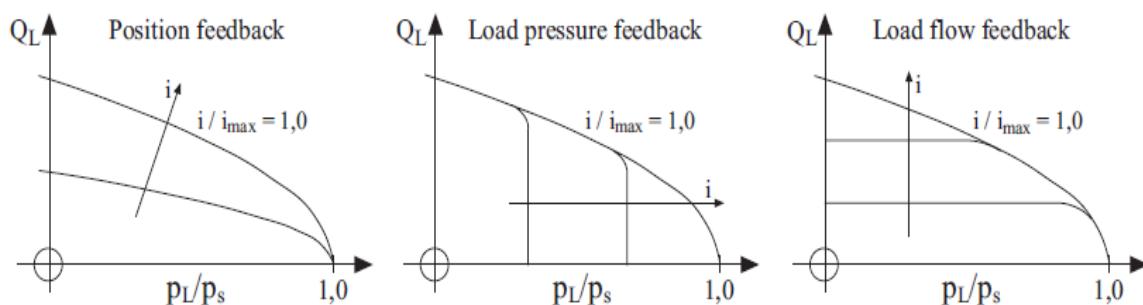
Slika 21. Direktno upravljeni servo ventil : Schneider HVM 067 [7]

Ako ventil nije aktiviran, razvodni klip se drži u srednjem položaju. Aktiviranje razvodnog klipa vrši se pojačanim ulaznim signalom. Ako se klip ventila pomakne u lijevo, u tom slučaju se ostvaruje veza između P i A, te T i B kanala. Hod klipa ventila je proporcionalan električnom signalu.

Elektro – hidraulički servo ventil povezuje električki i hidrauličko – mehanički dio hidrauličkog sustava. Kako je na ulazu u servo ventil strujni signal, on je proporcionalno transformiran sa različitim tipovima povratne veze u mehanički ili hidraulički signal.

### 3.2.1. Tipovi povratne veze

Karakteristika protok-tlak pokazuje kakva se povratna veza koristi u ventilu. Postoje tri tipa povratne veze. To su povratna veza pozicije razvodnog klipa servo ventila (engl. spool position feedback) , povratna veza tlaka tereta (engl. load pressure feedback) i povratna veza protoka tereta (engl. load flow feedback), a karakteristike su dane na slici 22.



Slika 22. Oblik krivulje protok-tlak koristeći za različit tip povratne veze [6]

Povratna veza pozicije razvodnog klipa servo ventila koja se koristi slučaju kada je pomak razvodnog klipa servo ventila proporcionalan ulaznom signalu, može se ostvariti na različite načine, pomoću mehaničke poluge ili sa električnim signalom. Za odabrani servo ventil Schneider HVM 067 promjena razvodnog položaja vrši se električnim signalom.

### 3.2.2. Koeficijenti ventila

Koeficijenti ventila mogu se opisati diferencijalnom jednadžbom (3.1) koja je rješenje krivulje protoka u ovisnosti o tlaku (prema [6]).

$$q_L = C_q \cdot w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left( p_s - \frac{x_v}{|x_v|} \cdot p_L \right)} \quad [\text{m}^3/\text{s}], \quad (3.1)$$

gdje je:

$C_q$  – koeficijent protoka , (tipičan  $C_q = 0.61$ ) ,

$p_s$  – tlak dobave [Pa],

$w$  – opseg razvodnog klipa [m],

$p_L = p_1 - p_2$  – razlika tlaka opterećenja [Pa],

$x_v$  – pomak razvodnog klipa servo ventila [m],

$\rho$  – gustoća fluida [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],

$p_1$  - tlak u radnoj komori cilindra [Pa],

$p_2$  - tlak u povratnoj komori cilindra [Pa].

Za elektro – hidraulički servo ventil koji ima električni ulazni signal  $i_v$ , pomak razvodnog klipa servo ventila  $x_v$  je proporcionalan ulaznom signalu  $i_v$ , pa izraz (3.1) poprima sljedeći oblik (prema [6]):

$$x_v = K_i \cdot i_v \quad [\text{m}], \quad (3.2)$$

$$q_L = K_i \cdot C_q \cdot w \cdot i_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left( p_s - \frac{x_v}{|x_v|} \cdot p_L \right)} \quad [\text{m}^3/\text{s}], \quad (3.3)$$

gdje je:

$K_i$  - pojačanje ulaznog signala [ $\text{m}/\text{A}$ ].

Uz pretpostavku konstantnog tlaka dobave, dobiju se koeficijenti ventila prema sljedećim izrazima (prema [6]):

$$\text{koeficijent pojačanja protoka : } K_q = \left[ \frac{\partial q_L}{\partial x_v} \right]_{p_L=const} \quad (3.4)$$

$$\text{koeficijent protok-tlak : } K_C = \left[ - \frac{\partial q_L}{\partial p_L} \right]_{x_v=const} \quad (3.5)$$

$$\text{koeficijent osjetljivosti tlaka : } K_p = \left[ \frac{\partial q_L}{\partial x_v} \right]_{q_L=const} \quad (3.6)$$

Za elektro – hidraulički servo ventil gdje je ulazna veličina struja na špuli  $i_v$  koeficijenti ventila definirani na sljedeći način (prema [6]) :

$$\text{koeficijent pojačanja protoka : } K_{qi} = \left[ \frac{\partial q_L}{\partial i_v} \right]_{p_L=const} \quad (3.7)$$

$$\text{koeficijent protok-tlak : } K_{ci} = \left[ -\frac{\partial q_L}{\partial p_L} \right]_{i_v=const} \quad (3.8)$$

$$\text{koeficijent osjetljivosti tlaka : } K_{pi} = \left[ \frac{\partial q_L}{\partial i_v} \right]_{q_L=const} \quad (3.9)$$

Razmatrajući u ovom radu cilindar s prolaznom klipnjačom izrazi za jednadžbu protoka ventila (3.1) i (3.3) mogu se zapisati na sljedeći način (prema [6]):

$$q_L = C_q \cdot w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \text{ [m}^3/\text{s]} , \quad (3.10)$$

$$q_L = K_i \cdot C_q \cdot w \cdot i_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \text{ [m}^3/\text{s]} , \quad (3.11)$$

odnosno izrazi za koeficijente ventila (3.4) do (3.9) mogu se napisati na sljedeći način:

$$K_q = C_q \cdot w \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \text{ [m}^3/\text{s A]} , \quad (3.12)$$

$$K_c = \frac{C_q w x_v}{2 \sqrt{\rho (p_s - p_L)}} \text{ [m}^3/\text{s Pa]} , \quad (3.13)$$

$$K_p = \frac{K_q}{K_c} \text{ [Pa/A]} , \quad (3.14)$$

$$K_q = K_i C_q \cdot w \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \text{ [m}^3/\text{s A]} , \quad (3.15)$$

$$K_c = \frac{K_i \cdot C_q w \cdot i_v}{2 \sqrt{\rho (p_s - p_L)}} \text{ [m}^3/\text{s Pa]} , \quad (3.16)$$

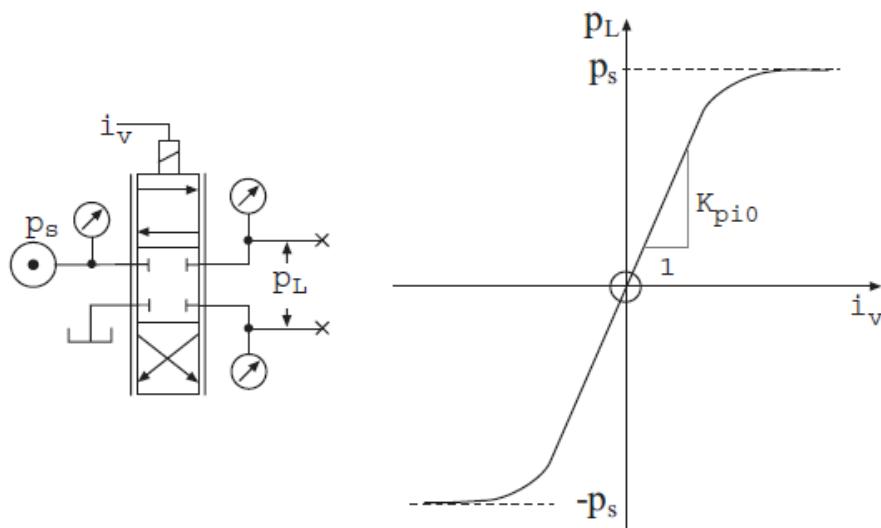
$$K_{pi} = \frac{K_{qi}}{K_{ci}} \text{ [Pa/A]}, \quad (3.17)$$

Koeficijent pojačanja protoka može se očitati iz tehnoloških podataka o Schneider HVM 067 servo ventilu iz *Priloga 3*.

Koeficijent pojačanja protoka iznosi :

$$K_{qi} = 4,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s mA}$$

Pomicanjem ventila i bilježenjem promjena tlaka opterečenja  $p_L$  u ovisnosti ulazne struje, može se mjeriti osjetljivost tlaka.



**Slika 23. Linija osjetljivosti tlaka za ventil s kritičnim centrom**

Razlika tlaka opterečenja  $p_L$  ubrzano raste do vrijednosti tlaka dobave nakon malog povećanja ulazne struje. Tipičan iznos koeficijenta osjetljivosti tlaka izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$K_{pi} = \frac{0,8 \cdot p_s}{0,01 \cdot i_{v\max}} \text{ [Pa/A]}, \quad (3.18)$$

Vrijednost ulazne struje može se isčitati prema kataloškim podacima o servo ventilu u *Prilogu 3*.

$$i_{v\max} = 600 \text{ [mA]}$$

Nominalni tlak dobave može se isčitati prema kataloškim podacima o servo ventilu u *Prilogu 2*.

$$p_s = 210 \text{ [bar]}$$

Uvrštavajući vrijednosti ulazne struje i nominalnog tlaka dobave u izraz (3.18), može se dobiti koeficijent osjetljivosti tlaka:

$$K_{pi} = \frac{0,3 \cdot 210 \cdot 10^5}{0,01 \cdot 600} = 1,05 \cdot 10^6 \text{ [Pa/mA]}, \quad (3.19)$$

Nakon izračunatih vrijednosti za koeficijent pojačanja protoka i koeficijent osjetljivosti tlaka prema izrazu (3.17) može se odrediti koeficijent protok-tlak:

$$K_{ci} = \frac{4,2 \cdot 10^{-6}}{1,05 \cdot 10^6} = 4 \cdot 10^{-12} \text{ [m}^3/\text{s Pa]}, \quad (3.20)$$

Dobiveni koeficijenti koristit će se u matematičkom modelu te u simulacijama modela.

### 3.3. Ostali hidraulički elementi

#### 3.3.1. Hidraulička pumpa

Predviđeno je korištenje hidrauličke pumpe fiksnog volumena, i to zupčasta pumpa s unutarnjim ozubljenjem ili eventualno krilne pumpe koje mogu zadovoljiti traženi protok i radni tlak.

#### 3.3.2. Ventil za ograničenje tlaka

Koristit će se ventil za ograničenje tlaka, odnosno ventil za rasterećenje, koji treba preusmjeriti protok iz pumpe u spremnik kada je akumulator napunjen i kada je tlak na razini namještenog radnog tlaka u sustavu.

#### 3.3.3. Akumulator

Akumulator u ovom sustavu služi da održava radni tlak koliko god je to moguće konstantnim u razini koja je namještena ventilom za ograničenje tlaka. Ovdje će se koristiti akumulator s plinom, i to membranski.

Ostali elementi koji se još koriste su filtri, cijevovodi, priključci, priključne ploče, razni senzori i itd. Odabir navedenih hidrauličkih elemenata nije bio predmet ovog završnog rada pa se nije ulazilo u detaljniju analizu.

## 4. Matematički model hidrauličkog vibracijskog uređaja

Matematički model nekog sustava prikazuje funkcije ovisnosti između izlaznih i ulaznih veličina sustava odnosno dijelova sustava i iskazuje se odgovarajućim diferencijalnim ili integralno-diferencijalnim jednadžbama. Kod hidrauličkog sustava, za postavljanje matematičkog modela koriste se zakoni očuvanja energije i materije. Svrha postavljanja matematičkog modela je da se što bolje opiše dinamičko ponašanje neke komponente sustava.

Nelinearni sustavi opisuju se nelinearnim diferencijalnim jednadžbama, dok se linearni opisuju linearnim diferencijalnim jednadžbama s konstantnim koeficijentima. Nelinearnosti u elementima teško se matematički opisuju i teško je predvidjeti ponašanje sustava. Najznačajnija nelinearnost je ovisnost tlaka i protoka fluida, što otežava automatsko upravljanje elektro-hidrauličkim sustavom.

Točno izvođenje matematičkog modela je vrlo važno za mogućnost upravljanja i reguliranja sustava. Postupak računalne simulacije predstavlja nezaobilazan korak u postupku matematičkog modeliranja kojim se stječe dublji uvid u ponašanje realnog sustava u radu. Računalna simulacija služi kao alat za predviđanje i objašnjenje različitih fenomena koji se mogu pojaviti pri određenim stanjima razmatranog sustava.

Kombinacija servo ventila i hidrauličkog cilindra je jedna od najčešćih korištenih kombinacija u elektro-hidrauličkim sustavima. U nastavku završnog rada dan je matematički model hidrauličkog cilindra i matematički model elektro – hidrauličkog servo ventila koji su najvažniji elementi u realizaciji ovog vibracijskog uređaja.

## 4.1. Model hidrauličkog cilindra

Hidraulički cilindar opisan je sljedećim jednadžbama (prema [6]):

$$Q_1 = A_1 \frac{dx_p}{dt} + \left( K_{ci} + \frac{V_1(x_p)}{\beta} \right) \frac{dp_1}{dt}, \quad (4.1)$$

$$Q_2 = A_2 \frac{dx_p}{dt} - \left( K_{ci} + \frac{V_2(x_p)}{\beta} \right) \frac{dp_2}{dt}, \quad (4.2)$$

gdje je:

- $\beta$  - modul stišljivosti ulja [Pa],
- $A_1$  - površina radne komore cilindra [ $m^2$ ],
- $A_2$  - površina povratne komore cilindra [ $m^2$ ],
- $V_1$  - volumen radne komore cilindra [ $m^3$ ],
- $V_2$  - volumen povratne komore cilindra [ $m^3$ ],
- $p_1$  - tlak u radnoj komori cilindra [Pa],
- $p_2$  - tlak u povratnoj komori cilindra [Pa],
- $Q_1, Q_2$  - protočni volumeni kroz komore cilindra [ $m^3/s$ ].
- $K_{ci}$  - koeficijent protok-tlak [ $m^3/s\ Pa$ ]

Modul stišljivosti fluida  $\beta$  definiran je izrazom.

$$\beta = -V \frac{dp}{dv} . \quad (4.3)$$

Volumeni dviju komora cilindra mijenjaju se s pomakom klipa cilindra  $x_p$  na sljedeći način (prema [8]):

$$V_1(x_p) = V_{01} + A_1 \cdot x_p , \quad (4.4)$$

$$V_2(x_p) = V_{02} - A_2 \cdot x_p , \quad (4.5)$$

gdje je:

- $V_{01}$  - početni volumen radne komore cilindra [ $m^3$ ],
- $V_{02}$  - početni volumen povratne komore cilindra [ $m^3$ ],
- $x_p$  - pomak klipa cilindra [m].

Kao realna pretpostavka uzima se da je klip centriran na način da su mu početni volumeni u komorama s jedne i druge strane jednaki. U slučaju ovakve pretpostavke sam model je pogodniji za daljnju analizu, a u konačnici i dobivene rezultate je lakše interpretirati. Ta pretpostavka odgovara i realnim testnim uvjetima, kada će gibanje stolice koju pokreće klip cilindra kretati iz nekog nultog položaja koji je upravo na sredini hoda klipa. Iz toga je lako zaključiti da suma daje ukupni volumen:

$$V_u = V_{01} + V_{02} = 2V_0. \quad (4.6)$$

Kako se koristi simetrični cilindar može se pisati:

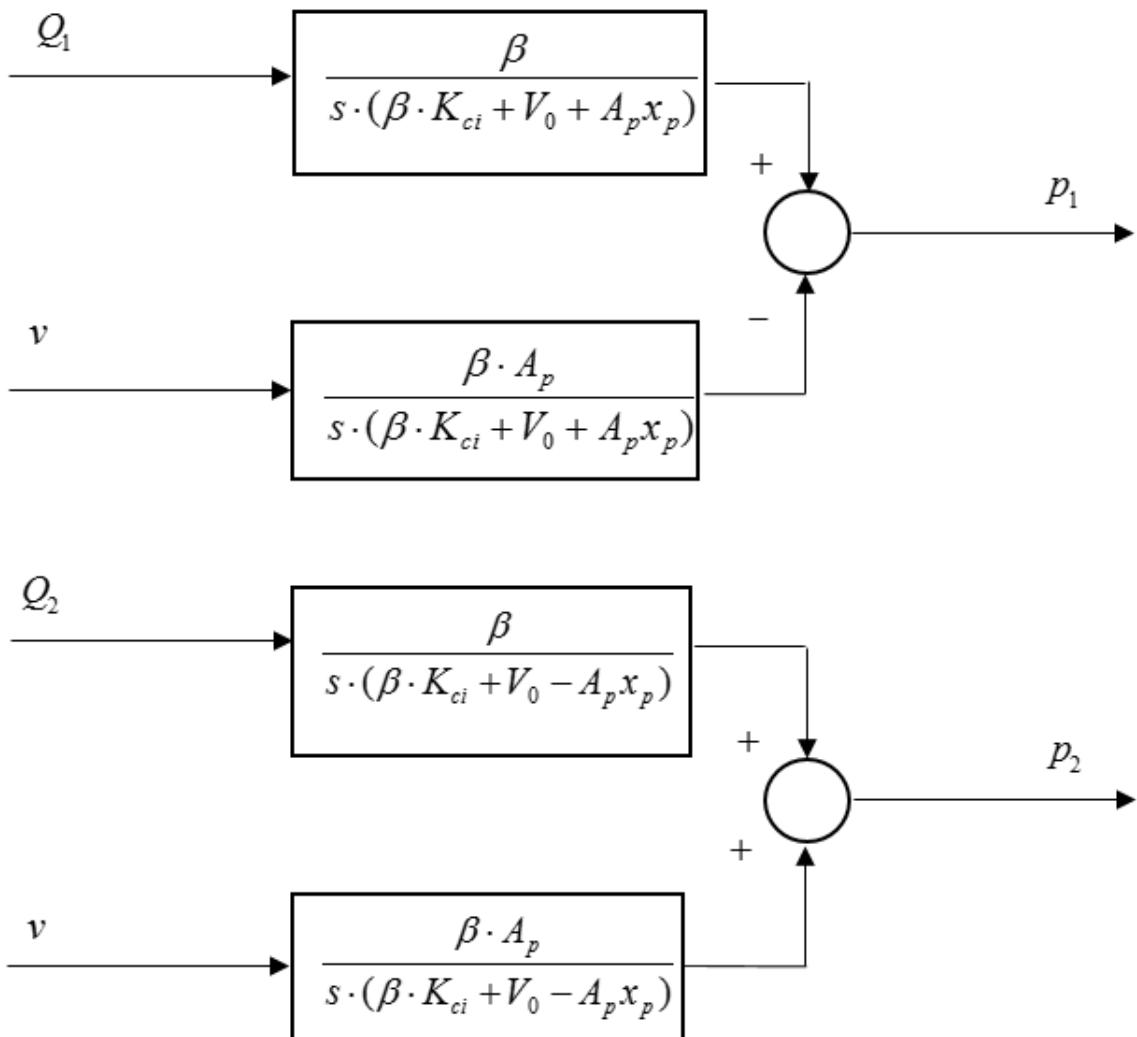
$$A_1 = A_2 = A_p . \quad (4.7)$$

Ponašanje tlakova unutar dviju komora cilindra dobije se iz izraza (4.1) i (4.2) te (4.4.) i (4.5) i iznosi:

$$\dot{p}_1 = \frac{\beta}{\beta \cdot K_{ci} + V_0 + A_p \dot{x}_p} (Q_1 - A_p \dot{x}_p), \quad (4.8)$$

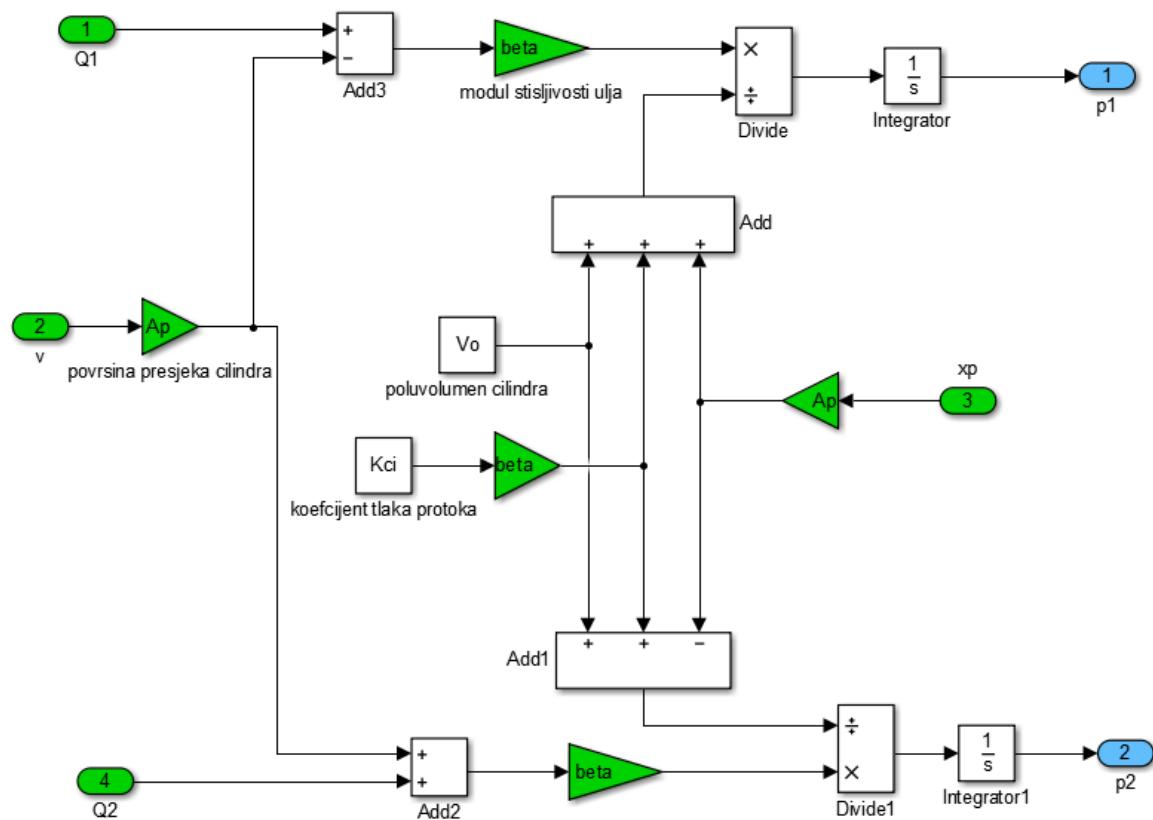
$$\dot{p}_2 = \frac{\beta}{\beta \cdot K_{ci} + V_0 - A_p \dot{x}_p} (Q_2 + A_p \dot{x}_p). \quad (4.9)$$

Blok shema izraza za tlak u cilindru prikazana je na slici 24.



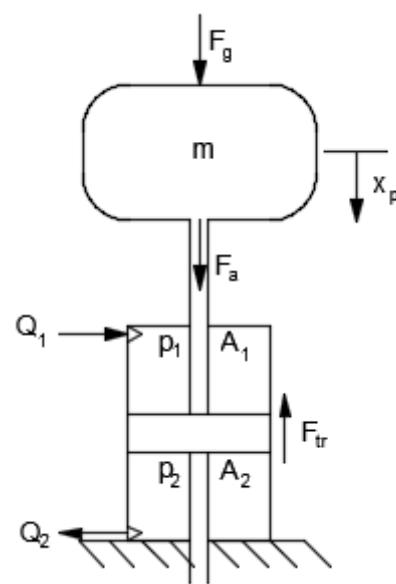
Slika 24. Blok shema prema izrazima za tlakove u cilindru

Na slici 25. dan je prikaz u Matlab/Simulink-u podsustav jednadžbi tlakova prema izrazima (4.8) i (4.9).



Slika 25. Jednadžbe tlakova u komorama cilindra u Matlab/Simulink-u

U nastavku je objašnjen mehanički dio hidrauličkog sustava koji je prikazan na slici 26.



Slika 26. Shema mehanizma hidrauličkog sustava

Mehanički dio sustava može se opisati sljedećim dinamičkim jednadžbama:

$$m \cdot \ddot{x}_p = F_a + F_g - F_{tr}, \quad (4.10)$$

$$F_a = p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2, \quad (4.11)$$

$$A_1 = A_2 = A_p, \quad (4.12)$$

$$F_g = m \cdot g, \quad (4.13)$$

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m} \cdot (F_g + p_1 \cdot A_p - p_2 \cdot A_p - F_{tr}). \quad (4.14)$$

gdje je:

$m$  - masa tereta i klipa s klipnjačom [kg],

$F_g$  - težina [N],

$F_a$  - hidraulička sila cilindra [N],

$F_{tr}$  - sila trenja [N],

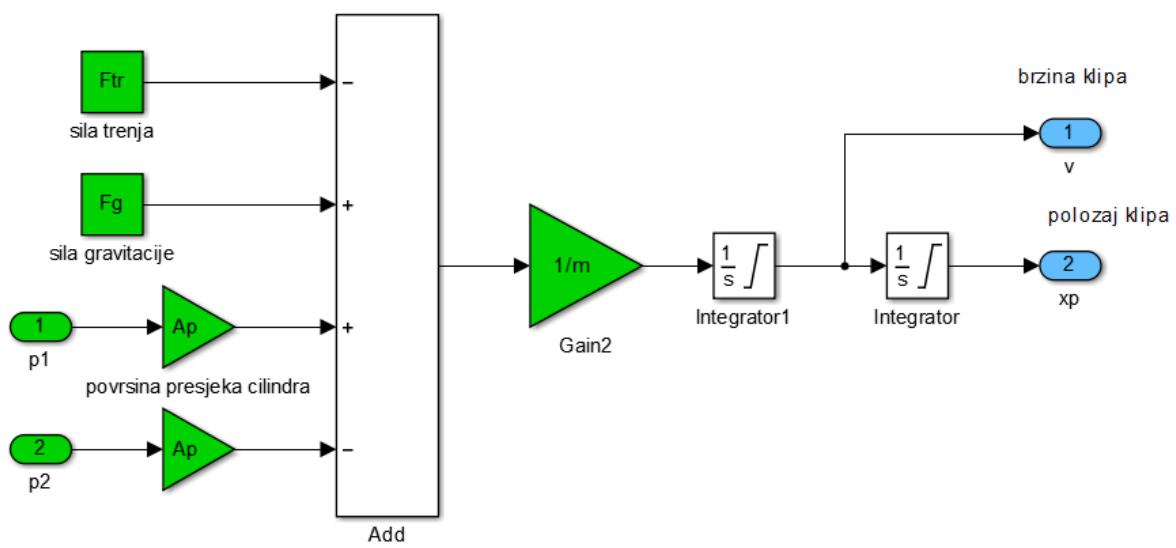
$x_p$  - pomak klipa cilindra [mm].

$A_p$  - površina cilindra [ $\text{m}^2$ ],

$p_1$  - tlak u radnoj komori cilindra [Pa],

$p_2$  - tlak u povratnoj komori cilindra [Pa].

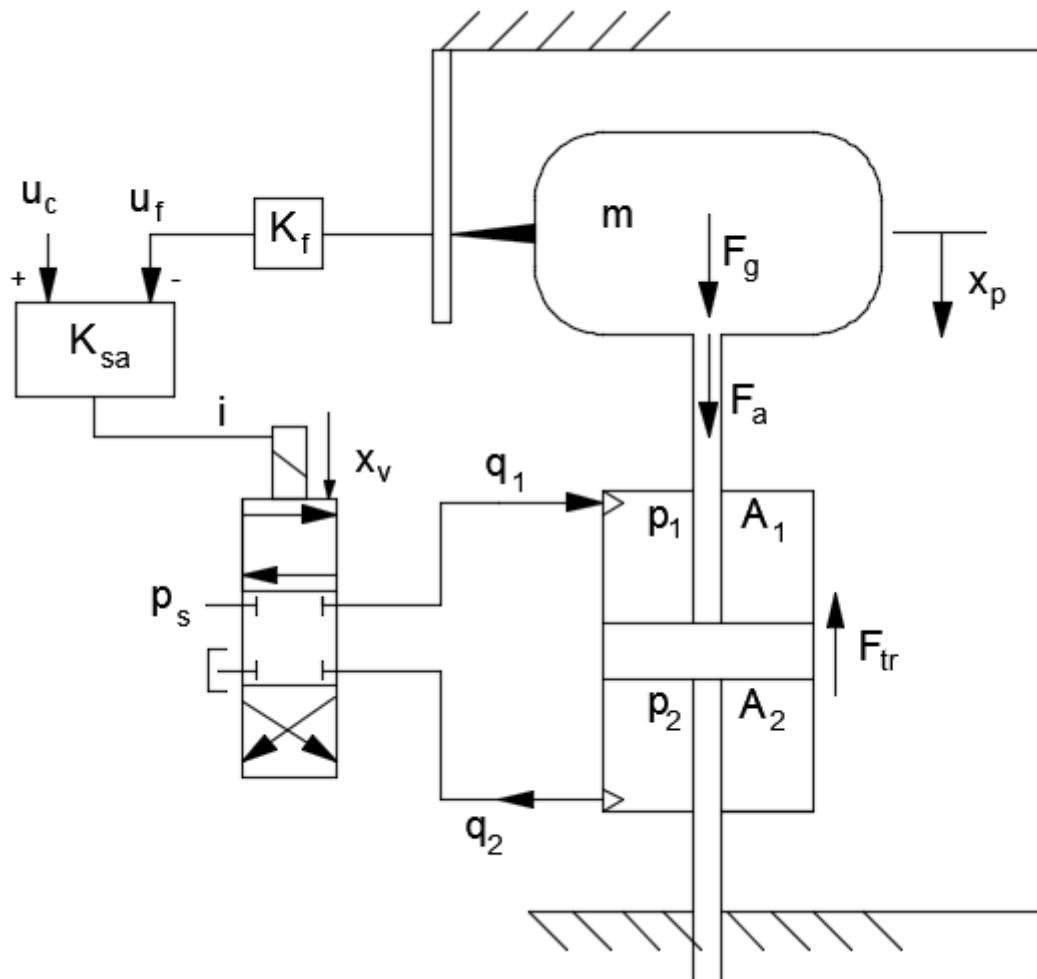
Na slici 27. prikazan je podustav dinamike hidrauličkog sustava prema izrazu (4.14) u programskom jeziku Matlab/Simulink.



Slika 27. Dinamika sustava u Matlab/Simulink-u

## 4.2. Model hidrauličkog servo ventila

Hidraulički sustav koji se obrađuje u ovom završnom radu dan je u shematskom prikazu na slici 29. Koristit će se povratna veza po poziciji.



Slika 28. Shematski prikaz pozicijskog servo sustava

Ovaj pozicijski servo sustav je hidraulički sustav kod kojeg elektro – hidraulički servo ventil upravlja cilindrom sa prolaznom klipnjačom. Vodeća veličina (promjenljiva referentna veličina) generira se u računalu, koje simulira gibanje vozila po cesti te odziv vertikalne dinamike vozila (ovjesa). Tako je ovaj hidraulički vibracijski uređaj dio jednog „Hardware-in-the-loop“ (HIL) sustava.

Nakon linearizacije i Laplace-ove transformacije izraza (3.10) dobije se izraz za protok kroz ventil u obliku:

$$Q_1(s) = K_{qi} \cdot X_v(s) - K_{ci} \cdot P_1(s), \quad (4.15)$$

$$Q_2(s) = K_{qi} \cdot X_v(s) + K_{ci} \cdot P_2(s). \quad (4.16)$$

Prepostavljajući da nema curenja u cilindru, dobije se nakon linearizacije i Laplace-ove transformacije hidrodinamička jednadžba u obliku:

$$Q_1(s) = A_l s X_p(s) + \frac{V_1}{\beta} s P_1(s), \quad (4.17)$$

$$-Q_2(s) = -A_2 s X_p(s) + \frac{V_2}{\beta} s P_2(s). \quad (4.18)$$

Za hidraulički cilindar s prolaznom klipnjačom vrijedi:

$$A_l = A_2 = A_p, \quad (4.19)$$

Prijenosna funkcija mehaničkog dijela sustava nakon provedene linearizacije i Laplace-ove transformacije iznosi:

$$A_p \cdot P_1(s) - A_p \cdot P_2(s) = m \cdot s^2 X_p(s) - F_g + F_{tr}. \quad (4.20)$$

Uvrštavanjem izraza (4.15) u izraz (4.17) i izraza (4.16) u (4.18) dobiju se jednadžbe protoka kroz servo ventil:

$$Q_1 = K_{qi} \cdot X_v(s) = A_l s X_p(s) + \left( K_{ci} + \frac{V_1}{\beta} s \right) \cdot P_1(s), \quad (4.21)$$

$$-Q_2 = -K_{qi} \cdot X_v(s) = -A_2 s X_p(s) + \left( K_{ci} + \frac{V_2}{\beta} s \right) \cdot P_2(s). \quad (4.22)$$

Prijenosna funkcija servoventila može se aproksimirati prijenosnom funkcijom proporcionalnog člana 1. s vremenskom konstantom  $1/\omega_v$  (prema [6]):

$$\frac{x_v(s)}{i(s)} = G_v(s) = \frac{1}{\frac{1}{\omega_v} s + 1}, \quad (4.23)$$

gdje je:

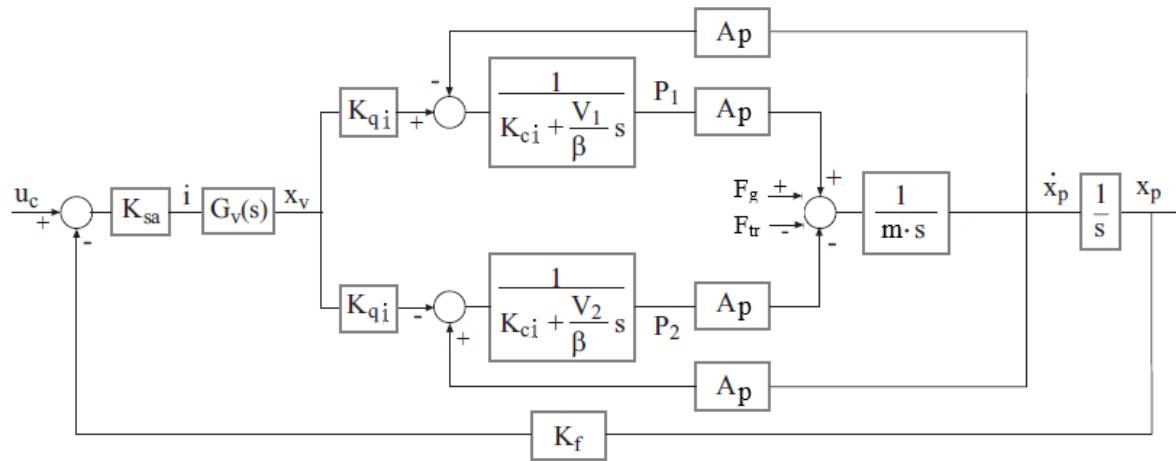
$i$  - ulazni strujni signal [A],

$\omega_v$  - prirodna frekvencija servo ventila, [rad/s].

Povezujući pojačanje povratne veze pozicije  $K_f$ , pojačanje pretvornika naponskog u strujni signal  $K_{sa}$  i prijenosnu funkciju servo ventila  $G_v(s)$  dobije se izraz za položaj razvodnog klipa servo ventila.

$$X_v(s) = (U_c(s) - K_f X_p(s)) \cdot K_{sa} G_v(s). \quad (4.24)$$

Na slici 29. prikazan je blok dijagram hidrauličkog pozicijskog servo sustav sa servo ventilom upravljan hidraulički cilindar sa prolaznom klipnjačom.



Slika 29. Blok dijagram hidrauličkog pozicijskog servo sustava

Ovdje su za računanje, te kasnije simulaciju protoka kroz servo ventil uzete jednadžbe (prema [8]):

$$Q_1(x_v, p_1) = \begin{cases} x_v \cdot \sqrt{|p_s - p_1|} \cdot sign(p_s - p_1) & \text{za } x_v \geq 0 \\ x_v \cdot \sqrt{|p_1 - p_a|} \cdot sign(p_1 - p_a) & \text{za } x_v < 0 \end{cases}, \quad (4.25)$$

$$Q_2(x_v, p_1) = \begin{cases} x_v \cdot \sqrt{|p_s - p_1|} \cdot sign(p_s - p_1) & \text{za } x_v \geq 0 \\ x_v \cdot \sqrt{|p_1 - p_a|} \cdot sign(p_1 - p_a) & \text{za } x_v < 0 \end{cases}, \quad (4.26)$$

gdje su:

- $p_1$  - tlak u radnoj komori cilindra [Pa],
- $p_2$  - tlak u povratnoj komori cilindra [Pa],
- $p_s$  - tlak izvora, napajanja [Pa],
- $p_a$  - tlak spremnika [Pa] .

Napomena: navedene jednadžbe protoka nešto su nepotpunije od modela iz slike 29. (npr. nedostaje koeficijent  $K_{ci}$ ), pa o tome treba voditi računa npr. u slučaju proširenja modela unutarnjim curenjem, i sl.

Za pretpostavku je uzeto da su tlakovi napajanja i spremnika konstantnog iznosa, a protoci  $Q_1$  i  $Q_2$  jednakog iznosa, pa se može pisati:

$$Q_1(x_v, p_1) = -Q_2(x_v, p_2) . \quad (4.27)$$

## 5. Simulacijski model hidrauličkog sustava

Simulacija se definira kao umjetno stvorena okolina koja oponaša uvjete onima u stvarnosti. Razvoj računala i računalnih alata omogućilo je jednostavno stvaranje simulacija realnih sustava, te uvelike olakšalo analizu istih. Simulacija rada hidrauličkog sustava je izvedena pomoću programa Matlab/Simulink. Matlab sadrži veliki broj programskih paketa razne namjene. Simulink je jedan od programskih paketa namijenjen stvaranju simulacija. Služi za modeliranje, simuliranje i analizu dinamičkog ponašanja sustava koji mogu biti linearni ili nelinearni, te kontinuirani ili vremenski diskretni.

Modeliranje se izvodi tako da se već postojeći blokovi sadržani u Simulink-u slažu u blok dijagram i time se opisuje matematički model sustava. Blok dijagram predstavlja blokovski zapis diferencijalnih i algebarskih jednadžbi kojima je opisan model.

### 5.1. Parametri simulacijskog modela hidrauličkog sustava

Da bi simulacijski model mogao vjerno opisivati realni sustav, moraju se definirati vrijednosti veličina definirane konstrukcijom samog hidrauličkog sustava. Vrijednosti se upisuju u m-datoteku i pozivaju prije izvođenja simulacije.

Koeficijent povratne veze:

$$K_m = \frac{U_m}{l_m} = \frac{20}{0.15} = 133.33 \left[ \frac{V}{m} \right],$$

gdje je:

$U_m$  - raspon ulaznog signala [V],

$l_m$  - raspon mjerjenja [m].

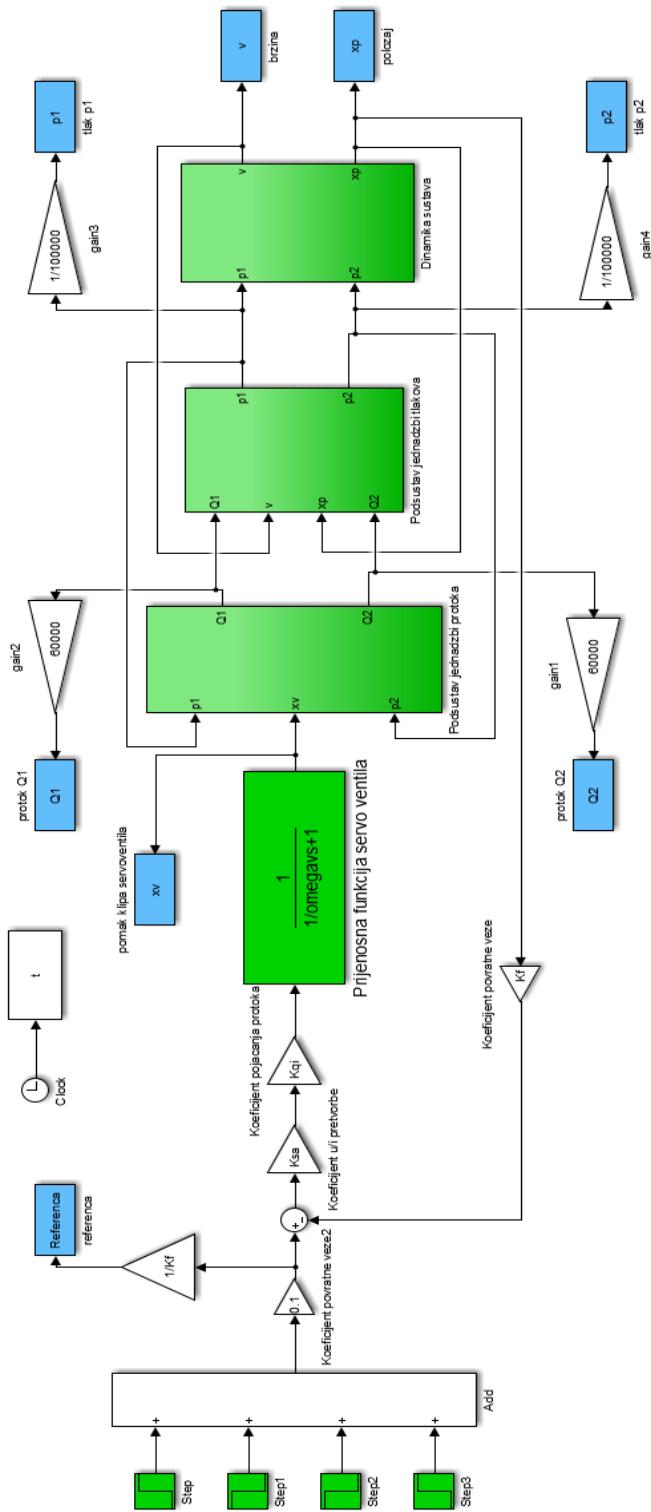
U nastavku je dan tablični prikaz vrijednosti parametara hidrauličkog sustava koji se pozivaju pomoću m-skripte u Matlab/Simulink.

**Tablica 2. Parametri simulacijskog modela**

Simbol	Parametar	Vrijednost
$m$	Masa tereta i klipa s klipnjačom	120 [kg]
$F_g$	Težina	1177,2 [N]
$F_{tr}$	Sila trenja	30 [N]
$\beta$	Modul stišljivosti mineralnog ulja	$1,2 \cdot 10^9$ [Pa]
$\rho$	Gustoća mineralnog ulja	885 [kg/m <sup>3</sup> ]
$p_s$	Tlak napajanja (dobave)	100 [bar]
$p_a$	Tlak spremnika	1 [bar]
$A_p$	Površina cilindra s prolaznom klipnjačom	0,000731 [m <sup>2</sup> ]
$V_0$	Poluvolumen cilindra s prolaznom klipnjačom	0,000112707 [m <sup>3</sup> ]
$\omega_v$	Neprigušena vlastita frekvencija servoventila	690,8 [rad/s]
$K_{qi}$	Koeficijent pojačanja protoka	$4,2 \cdot 10^{-6}$ [m <sup>3</sup> /s/A]
$K_f$	Koeficijent povratne veze	1,3333 [V/m]
$K_{ci}$	Koeficijent tlaka protoka	$4 \cdot 10^{-12}$ [m <sup>3</sup> / s/ Pa]
$K_{sa}$	Koeficijent u/i pretvorbe	1 [A/V]

## 5.2. Rezultati provedene simulacije

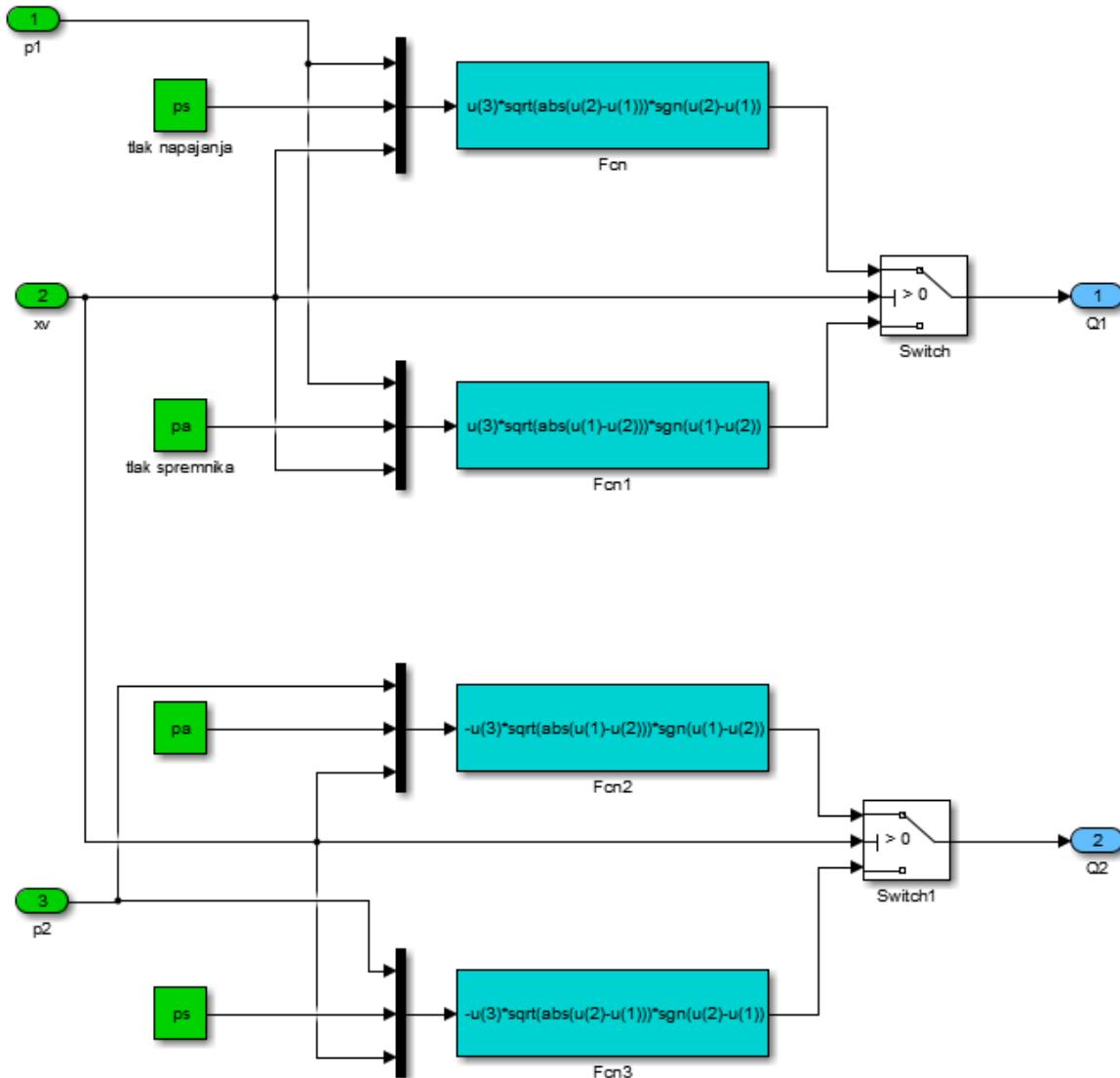
Cjelokupni model na kojem se provodila simulacija u Matlab/Simulink-u prikazan je na slici 30.



**Slika 30.** Kompletni hidraulički sustav u Simulink-u

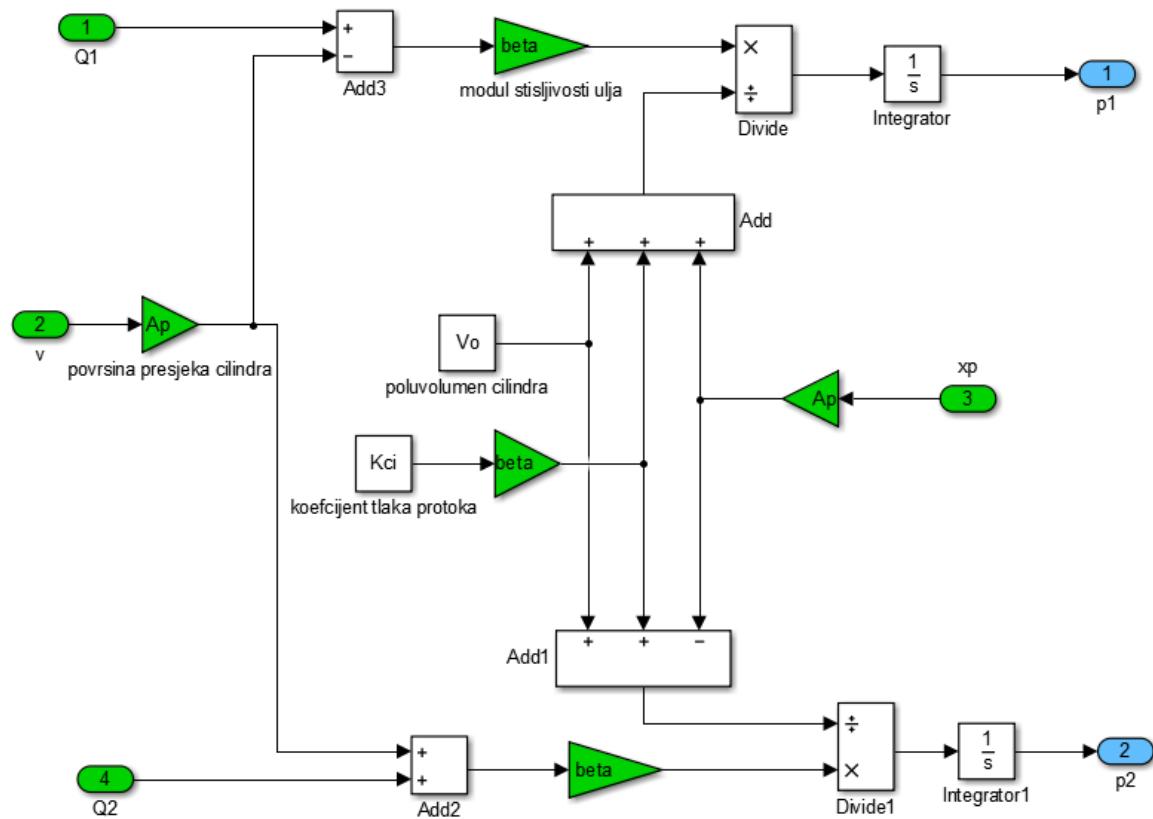
Ukupni model hidrauličkog sustava formira se u podsustave radi preglednosti. Tako je i ovaj podijeljen na tri podsustava. U poglavlju 4. su prikazane jednadžbe koje opisuju dinamičko ponašanje hidrauličkog sustava. U nastavku slijedi prikaz tih jednadžbi u Simulink-u

Prvi podsustav je podsustav jednadžbi protoka prikazan na slici 31. Jednadžbe protoka dobiju se pomoću izraza (4.25) i (4.26).



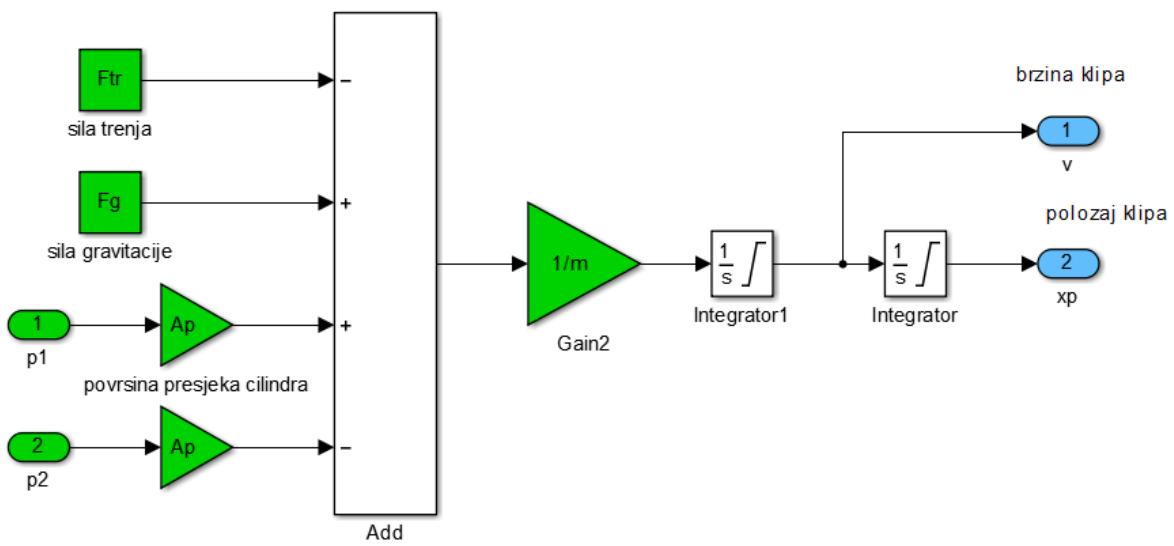
Slika 31. Jednadžbe protoka kroz servo ventil u Simulink-u

Drugi podsustav je podsustav jednadžbi tlakova prikazan na slici 32. Jednadžbe tlakova dobiju se pomoću izraza (4.8) i (4.9).



Slika 32. Jednadžbe tlakova u komorama cilindra u Simulink-u

Treći podsustav prikazuje dinamiku sustava, a prikazan je na slici 33. Dinamička ravnoteža sustava dobije pomoću izraza (4.14)

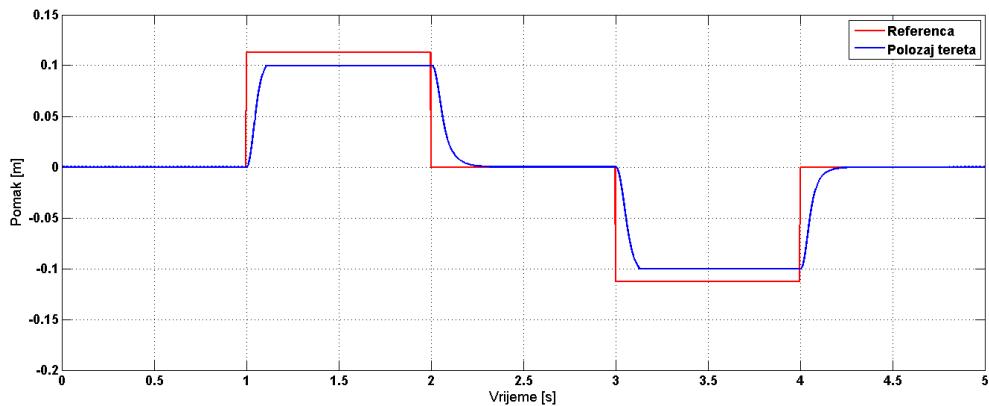


Slika 33. Dinamička jednadžba ravnoteže sila aktuatora u Simulink-u

Da bi se mogla izvršiti simulacija, potrebno je definirati pobudne funkcije. Koriste se četiri odskočne pobudne funkcije, svaka u trajanju od 1 sekunde. Isto tako, potrebno je učitati definirane parametre pokretanjem odgovarajuće m-datoteke u kojoj su spremљeni parametri.

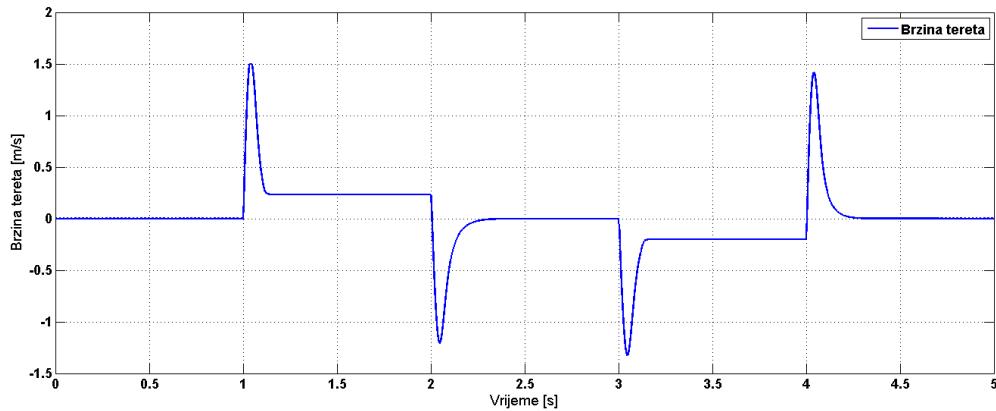
Nakon provedene simulacije dobiven je grafički prikaz rezultata.

Na slici 34. dan je grafički prikaz pomaka klipa cilindra u ovisnosti o vremenu. Efektivni hod cilindra je 150 mm. Zahtjev koji se nalaže za hidraulički vibracijski uređaj vezano uz pomak cilindra je prevaljeni hod od  $\pm 100$  mm.



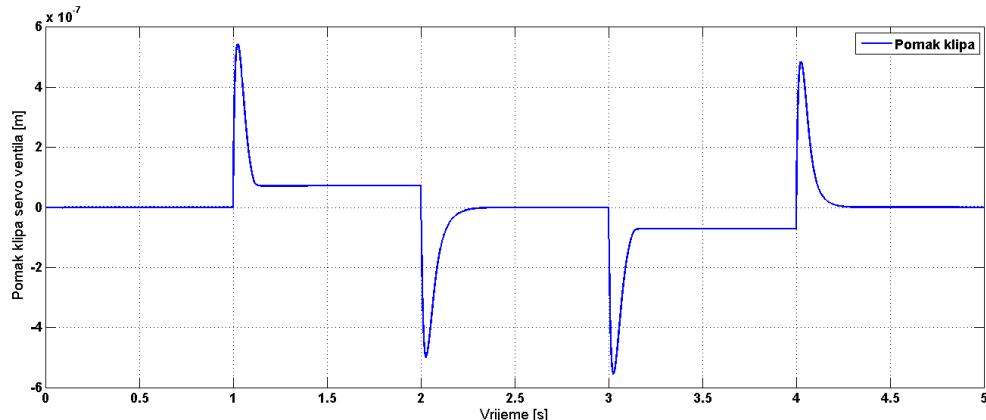
Slika 34. Pomak klipa cilindra u ovisnosti o vremenu

Na slici 35. prikazana je ovisnost brzine gibanja klipa u ovisnosti o vremenu. Prema zahtjevu koji se nalaže za hidraulički vibracijski uređaj, brzina ne smije biti veća od 1.5 m/s .



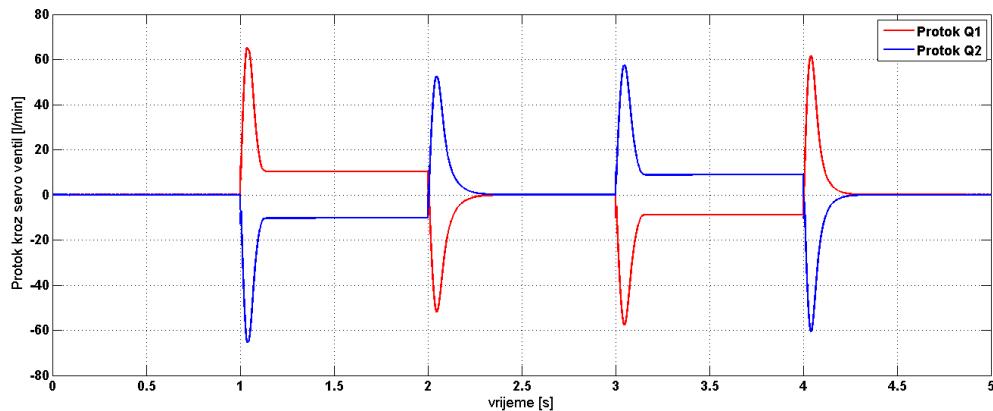
Slika 35. Brzina gibanja klipa cilindra u ovisnosti o vremenu

Na slici 36. dan je grafički prikaz pomaka razvodnog klipa servo ventila u ovisnosti o vremenu. Iz slike je vidljivo da su relativno mali pomaci prilikom preklapanja jednog razvodnog položaja u drugi.



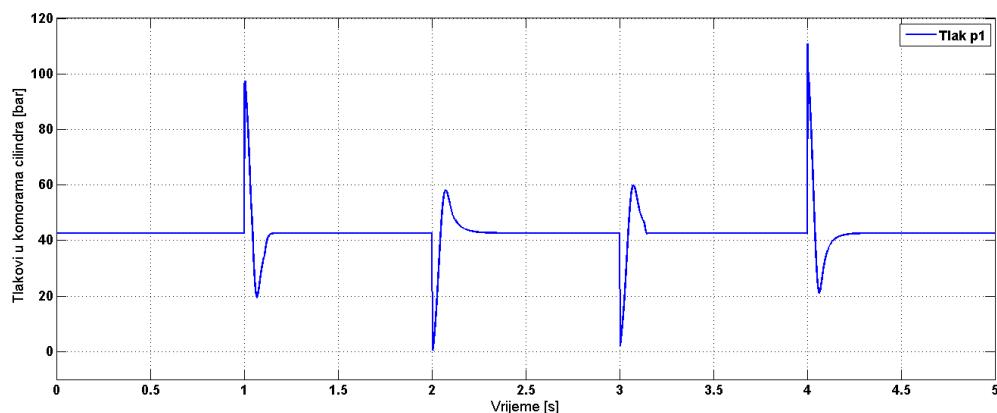
Slika 36. Pomak razvodnog klipa servo ventila u ovisnosti o vremenu

Na slici 37. dan je grafički prikaz protoka kroz servo ventil u ovisnosti o vremenu. Uspoređujući graf sa izrazom (4.27) dobiveni rezultat pokazuje da su protoci jednaki ali suprotnog predznaka, što se uzelo za pretpostavku radi lakšeg opisa ponašanja protoka u servo ventilu.

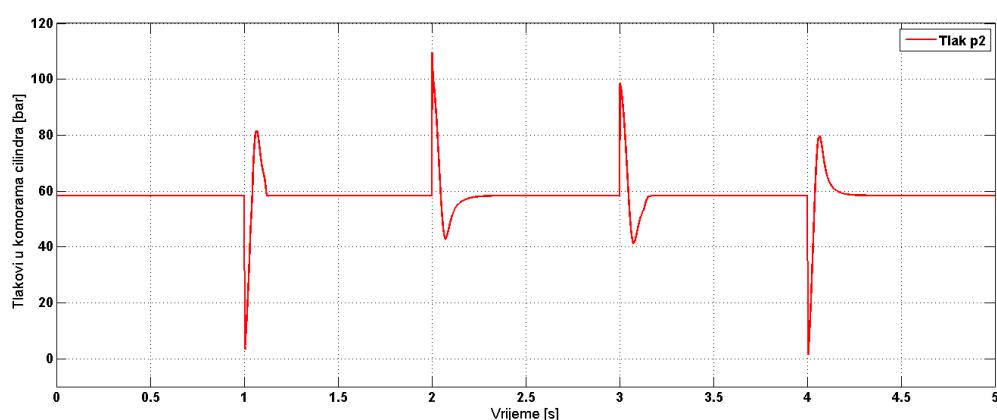


Slika 37. Protok  $Q_1$  i  $Q_2$  kroz servo ventil u ovisnosti o vremenu

Na slikama 37. i 38. dan je grafički prikaz tlakova u komorama cilindra u ovisnosti o vremenu.



Slika 38. Tlak  $p_1$  u ovisnosti o vremenu



Slika 39. Tlak  $p_2$  u ovisnosti o vremenu

## 6. Zaključak

U radu je razmatran problem projektiranja jednog hidrauličkog sustava namijenjen ispitivanju udobnosti vožnje cestovnih vozila. U uvodnom dijelu dan je kratak opis elektro-hidrauličkog servo sustava. Nakon toga je provedena analiza dimenzioniranja i odabir komponenata za zadani hidraulički vibracijski uređaj. Nadalje razrađeni su matematički modeli hidrauličkog servo cilindra i elektro-hidrauličkog servo ventila jer su oni najvažniji elementi u ovom hidrauličkom sustavu. Na temelju tih matematičkih modela dobivene su diferencijalne i algebarske jednadžbe dinamičkog ponašanja nelinearnog sustava, koje su nakon toga prikazane u obliku blokova u programskom alatu Matlab/Simulink. U programskom alatu Matlab/Simulink provedena je simulacija nelinearnog modela hidrauličkog vibracijskog uređaja. Dobivenu simulaciju potrebno bi bilo proširiti s nekim dodatnim nelinearnim elementima (poput modula elastičnosti fluida, raznoraznih trenja, itd.) te usporediti eksperimentalnim putem s rezultatima odziva stvarnog modela hidrauličkog vibracijskog uređaja. Na taj način bi se dobiveni matematički model verificirao i utvrđila bi se njegova vjerodostojnost. Zbog određenih oscilacija koje su sejavljale u simulaciji, (oscilacije su se korigirale zadavanjem početnih uvjeta), sustav bi se mogao poboljšati uvođenjem PID regulatora, npr sa PID djelovanjem. Dakle unaprijeđenje ovog rada moglo bi se kretati u smjeru nadopune simulacijskog modela novim elementima te uvođenjem boljih regulatora.

## Literatura

- [1] Petrić J.: HIDRAULIKA I PNEUMATIKA, 1. DIO: Hidraulika, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2012,
- [2] B. Khalil: INTERACTIVE ANALYSIS OF CLOSED LOOP EHS, Military Technical College, pp. 6-8, Cairo, 2009,
- [3] MOOG INDUSTRIAL CONTROLS DIVISION: How to select a servo or proportional valve, <http://www.moog.com/products/servovalves-servo-proportional-valves.html>,
- [4] Kocelj M.: UBLAŽAVANJE UDARCA KLIPA HIDRAULIČKOG CILINDRA NA ZAVRŠETKU HODA, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2016,
- [5] Hanchen Company.: HANCHEN TEST CYLINDER - RANGE OF SERVICES. Kataloški podaci, <http://www.haenchenshydraulic.com/hydraulic-cylinders/servo-actuator-for-test-systems.html>,
- [6] Rydberg.K.E.: HYDRAULIC SERVO SYSTEMS, Linkoping universitet, 2008,
- [7] Servovalve Technical Data, Schneider HVM 067 servovalve, Tehnička dokumentacija,
- [8] Razum L.: Regulacija sile i položaja cilindra hidrauličke preše, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2012.

# Prilog 1

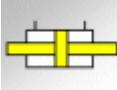


**HÄNCHEN®**  
HYDRAULIK-ZYLINDER

## configuration overview

Config-ID 2015003415

### Actuator

		volume	unit price
<b>Order data = bold type</b>			
	<b>Test cylinder</b>	<b>7019610Q</b>	<b>x 1</b>
<b>Dk.</b>	<b>70 mm</b>		
<b>stroke</b>	<b>170 mm</b>		
<b>Kstgvli</b>	<b>114 mm</b>		
<b>Kstgvre</b>	<b>74 mm</b>		
series	320 - Hänchen (32 MPa)		
bore	70 mm		
rod-Ø	63 mm		
cylinder stroke	170 mm		
effective stroke	150 mm		
cushioning	with emergency cushioning 10 mm		
type of effect	double-rod		
sealing system cover	functional oil seal, wiper ring		
guiding system cover	Servobear®: hydrostatic bearing		
sealing system piston	gap seal		
guiding system piston	metallic guide		
sealing material	PU / NBR-based		
quality of piston rod	42CrMo4V hard-chrome plated		
mounting cylinder body	basic mounting		
free piston rod end left (z1)	70 mm		
free piston rod end right (z1)	183 mm		
piston rod elongation left	114 mm		
piston rod elongation right	74 mm		
mounting piston rod end left	male thread; M 56x2; 60 mm		
mounting piston rod end right	plain end		
mounting rod end left	hook wrench		
mounting rod end right	without		
hydraulic port	for mounting plate		
port left hand (head side)	NW 20		
port right hand (cap side)	NW 20		
position transducer	inductive		
standard coating	white aluminium; RAL 9006		
<b>Technical data</b>			
cylinder force max. (F1)	23,4 kN		
adm. pressure in cylinder	320 bar		
test pressure	480 bar		
speed	4 m/s		
working area (A1)	731 mm <sup>2</sup>		
adm. lateral force	11,1 kN - retracted		
	6,41 kN - centered position		
	4,49 kN - extended		
temperature min	-15,0 °C		

Herbert Hänchen GmbH & Co. KG

Brunniewiesestr. 3 info@haenchen.de  
73760 Ostfildern www.haenchen.de  
Deutschland USt-IdNr.: DE813264997  
Fon +49 711 44139-0 Steuer Nummer: 97113/01518  
Fax +49 711 44139-100 Zollnummer: DE5776198

Volksbank Esslingen

100 515 002- BLZ 611 901 10  
IBAN: DE41 6119 0110 0100 5150 02  
BIC (S.W.I.F.T.): GENODES1ESS  
Deutsche Bank Esslingen  
0121400 00- BLZ 611 700 76

IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00

BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDESS611  
Commerzbank Esslingen  
8 254 500 00- BLZ 611 400 71  
IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00  
BIC (S.W.I.F.T.): COBADEF611

Persönlich haftender  
Gesellschafter:

Geschäftsführer:

Tanja Hänchen  
Stefan Hänchen  
Matthias Hänchen  
Amtsgericht Stuttgart  
HRA 211293



temperature max 100,0 °C

#### Your Hydraulic Design

type of calculation	sine movement
amplitude	0 mm
frequency	0 Hz
max. speed	0 m/s
max. acceleration	0 m/s <sup>2</sup>
attached mass	-- kg
mass of piston rod	16,7 kg
moving mass	24,9 kg
working pressure in cylinder	210 bar
cylinder force at working pressure	15,4 kN
Erforderliche Beschleunigungskraft	0 kN
flow rate	0 l/min



**rod flange**

*mounting side: left*



**circular flange**

*mounting side: left*



**protection tube cone-shaped**

*mounting side: right*



**mounting plate**

*mounting side: right*



**position transducer inductive**

*mounting side: right*

## Accessories

no accessories selected

## Important Note

We don't know how you intend to use the products. You need to check yourself whether the selected products are suitable for your application and purposes.

For all products, the respective admissible values have to be considered, in particular the admissible pressure, forces, temperatures and speeds. When combining cylinders with accessories or sensors, always use the lower value.

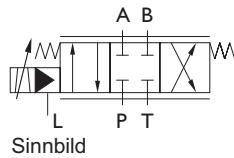
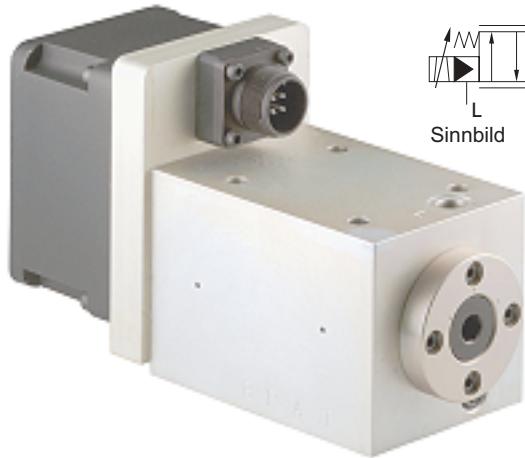
We're always glad to assist you if you have any questions, but all information over the phone will be given without obligation.

All images, drawing and texts © Herbert Hänenchen GmbH & Co. KG 2013

## Notes

<b>Herbert Hänenchen GmbH &amp; Co. KG</b> Brunniesenstr. 3 73760 Ostfildern Deutschland Fon +49 711 44139-0 Fax +49 711 44139-100	Volksbank Esslingen 100 515 002- BLZ 611 901 10 IBAN: DE41 6119 0110 0100 5150 02 UST-IdNr.: DE813264997 Steuer Nummer: 97113/01518 Zollnummer: DE5776198	IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00 BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDESS611 Commerzbank Esslingen 8 254 500 00- BLZ 611 400 71 IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00 BIC (S.W.I.F.T.): COBADEFF 611	Persönlich haftender Gesellschafter: Hänenchen Vertriebs- und Verwaltungs- gesellschaft mbH IBAN: DE02 6117 0076 0012 1400 00 BIC (S.W.I.F.T.): DEUTDESS611 Commerzbank Esslingen 8 254 500 00- BLZ 611 400 71 IBAN: DE72 6114 0071 0825 4500 00 BIC (S.W.I.F.T.): COBADEFF 611	Geschäftsführer: Tanja Hänenchen Stefan Hänenchen Matthias Hänenchen Amtsgericht Stuttgart HRA 211293
---	--	--	---	--

### Elektrohydraulic Servovalves Typ HVM 067

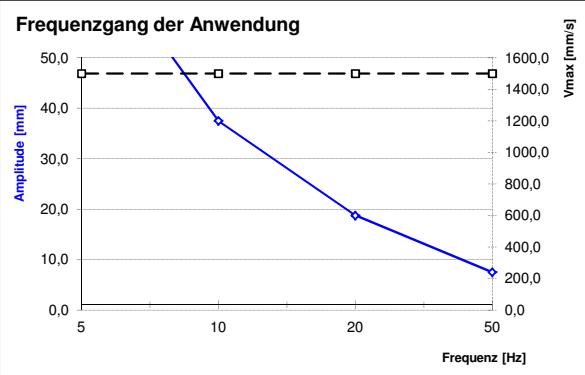


#### Technical Data

##### 1. Hydraulic Data (definition according to DIN 24311)

.1	rated pressure	pN	=	210	[bar]
.2	operating pressure	p <sub>b</sub> min	=	5	[bar]
		p <sub>b</sub> max	=	315	[bar]
.2.1	back stroke pressure	p <sub>r</sub> max	=	35 % p <sub>b</sub>	
.3	max. pressure (static test pressure)	p <sub>max</sub>	=	450	[bar]
.4	rated flow at Δp = 70 bar	Q <sub>N</sub>	=	100	[l/min]
.5	quiescent flow, max. at p <sub>n</sub>	Q <sub>L</sub>	<	5% Q <sub>N</sub>	
.6	internal max. leakage at p <sub>n</sub> = 210 bar		<	50	[cm <sup>3</sup> /min]
.7	hysteresis	H	<	5% i <sub>N</sub> 3% i <sub>N</sub>	(without Dither) (with Dither)
.8	threshold sensitivity	E	<	0,7% i <sub>N</sub> 0,2% i <sub>N</sub>	(without Dither) (with Dither)
.9	threshold span	S	<	1,5% i <sub>N</sub> < 1% i <sub>N</sub>	(without Dither) (with Dither)
.10	linearity deviation		<	10% i <sub>N</sub>	
.11	flow symmetry -Q <sub>N</sub> zu +Q <sub>N</sub>		<	-10..+20% i <sub>N</sub>	
.12	pressure gain (see diagram)	V <sub>N</sub>	<	0,3 p <sub>b</sub> / 1% i <sub>N</sub>	
.13	overlap, standard	h	=	-1...+3% i <sub>N</sub>	
.14	Boperating temperature range	δM	=	253...353	[K]
.14.1	temperature drift		≥	2% i <sub>N</sub> / 50K	
.15	viscosity range of fluid	γ <sub>min</sub>	=	10...1000 mm <sup>2</sup> /s approximate value normal: ISO VG 10...ISO VG 46	
.16	filtration of fluid		<	10μm	class 4-5 to NAS 1638 or SAE-ASTM
.17	fluid standard		=	HLP-hydraulic oils as per DIN 51524 Teil 2 (Special equipments possible)	

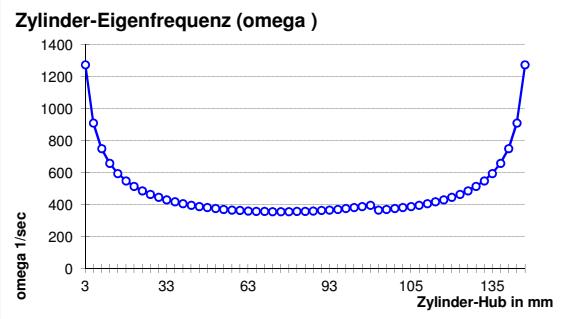
## Berechnungen Zylinder mit Servoventil



### Betätigungszyylinder

#### Eingabedaten

Kolbendurchmesser	70 mm
Stangendurchmesser li.	63 mm
Stangendurchmesser re.	63 mm
Zylinderhub	150 mm
Masse	150 kg
Geschwindigkeit, max	1500 mm/sec
Geschwindigkeit, min	0 mm/sec
Arbeits-Druck Zyl.	250 bar
Betriebsdruck Agg.	320 bar
Elastizitätsmodul	10000 kp/cm <sup>2</sup>
12.000 kp/cm <sup>2</sup> bei Öl	



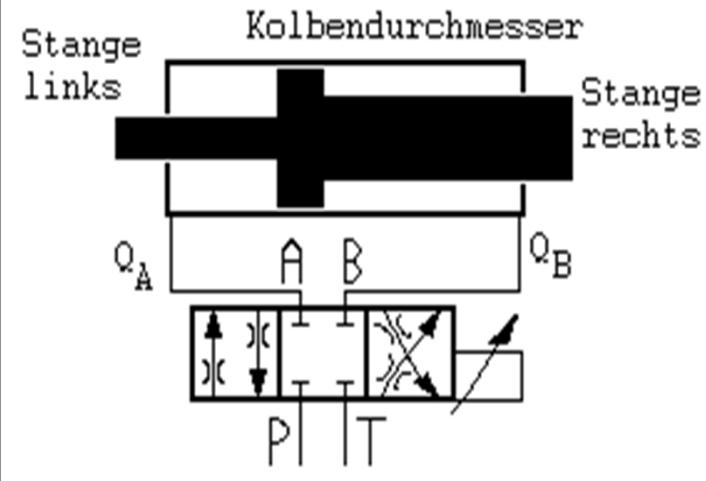
### Regelungstechnische Berechnungen

gewähltes Ventil :

HVM 067-080-1100-0G

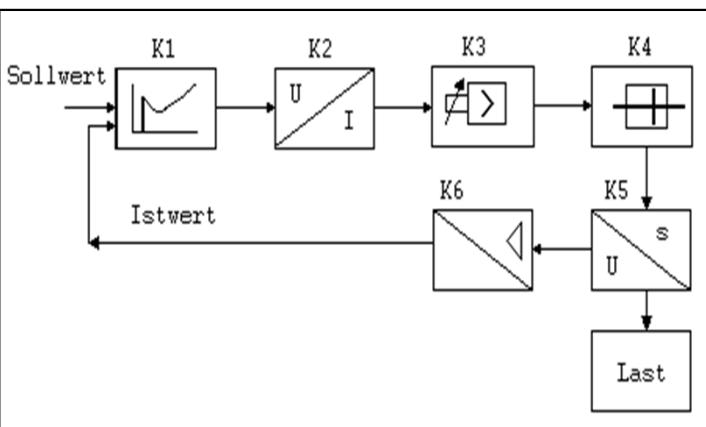
#34034

Nenndurchfluss	80 l/min
Nenn-delta-p	70 bar
Nennstrom	600 mA
Ansprechempfindlichkeit	0,1 %
Geber-Nennbereich	200 mm
geforderte Genauigkeit	0,01 mm
<u>gerechnete Genauigkeit:</u>	
Ansprechempf.in mA	0,6 mA
ergibt min Span.am Vers	0,01 Volt
ergibt min Span.am Regl	0,012130 Volt
ergibt max Fehler am Zyl von	0,024259 cm 242,5924 µm



#### Rechenwerte

Kolbenfläche	38,47 cm <sup>2</sup>
Fläche links	7,31 cm <sup>2</sup>
Fläche re.	7,31 cm <sup>2</sup>
Übersetzung re	1,00
Servo-Durchfl li.	65,7752 l/min
Servo-Durchfl re	65,7752 l/min
Servo-Durchfl li.	0,0000 l/min
Servo-Durchfl re	0,0000 l/min
Kraft links	18,3 kN
Kraft rechts	18,3 kN
Kreisfreq	Hertz
Resonanzfreq	357,0
	56,8
Druck f Masse	
bar	20,1
bar	20,1



Verstärkungen :

K1 Regler	1,000 Volt/Volt
K2 Verstärker	60,000 mA/Volt
K3 Servoventil	4,200 cm <sup>3</sup> /mA/sec
K4 Zylinder	0,137 1/cm <sup>2</sup>
K5 Istwerterfassung	0,500 Volt/cm
K6 Messverstärker	1,000 Volt/Volt
Kreisverstärkung	17,239 1/sec
Zeitkonstante	0,058 sec
Zeitkonst.möglich	sec
K möglich	14,2 1/sec
K1max	0,8 Volt/Volt