

V. Savić

Uljna HIDRAULIKA 4 deo 2



poglavlje 5. HIDRAULIČNI MOTORI

UH4 deo 2. - ukupan broj rešenih primera 30

5.24.

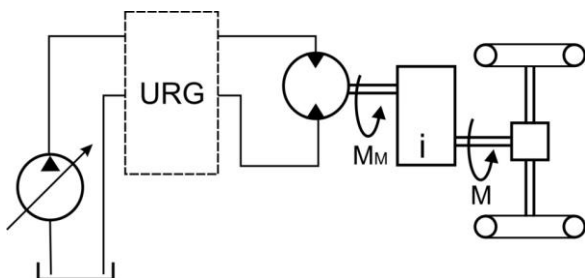
Mobilna mašina se kreće:

- napred po horizontalnom terenu brzinom $v_h = 10 \text{ km/h}$ pri momentu rotacije $M_h = 5000 \text{ N m}$,
 - napred po kosom terenu ($\alpha=30^\circ$) brzinom $v_k = 2 \text{ km/h}$ pri momentu rotacije $M_k = 20.000 \text{ N m}$,
 - nazad po kosom terenu ($\alpha=30^\circ$) brzinom $v_n = 1.5 \text{ km/h}$ pri momentu rotacije $M_n = 15000 \text{ N m}$.
- Izračunaj osnovne konstrukcione parametre hidrauličnog motora i pumpe ako je njen broj obrtaja $n = 2100 \text{ min}^{-1}$, hidraulični sistem je zatvorenog tipa, pumpa je sa regulacijom kapaciteta, motor je konstantne zapremine, a koeficijenti iskorišćenja se ne menjaju u funkciji promene radnog stanja i iznose:

- pumpe: zapreminski $\eta_{pz} = 0.97$; hidraulično mehanički $\eta_{pmh} = 0.96$
- motora: zapreminski $\eta_{Mz} = 0.98$; hidraulično mehanički $\eta_{Mmh} = 0.93$.

Između hidrauličnog motora i točkova postavljen je reduktor prenosnog odnosa $i = 50:1$.

Pad pritiska u potisnom cevovodu jednak je $\Delta p = 11$.
Poluprečnik pogonskog točka je $R = 600 \text{ mm}$.



Rešenje

Ovde je primenjeno rešenje kod koga je između točkova i hidrauličnog motora postavljen reduktor sa dve brzine, za vožnju napred (po horizontalnoj i kosoj podlozi) i jednom brzinom za vožnju nazad. Hidraulični motor je konstantne zapremine, a pumpa je promenljivog kapaciteta čija se

specifična zapremina usklađuje sa svakim od tri definisana režima vožnje. U skladu sa postavljenim zahtevima bira se klipnoaksijalna pumpa, pa se razlika pritiska na ulazu i izlazu iz motora može usvojiti na nivou od $\Delta p_M = 250 \text{ bar}$.

Broj obrtaja točkova i hidrauličnog motora jednaki su kod vožnje:

a) napred po ravnom terenu (h)

$$\text{točak: } n_{Th} = \frac{v_h}{2 \cdot R \cdot \pi} = \frac{10 \cdot 10^3}{60 \cdot 2 \cdot 0.6 \cdot 3.14} = 44.2 \text{ min}^{-1}, i$$

$$\text{motor: } n_{Mh} = n_{Th} \cdot i = 44.2 \cdot 50 = 2210 \text{ min}^{-1},$$

b) napred po kosom terenu (k)

$$\text{točak } n_{Tk} = \frac{v_k}{2 \cdot R \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 10^3}{60 \cdot 2 \cdot 0.6 \cdot 3.14} = 8.85 \text{ min}^{-1}, i$$

$$\text{motor } n_{Mk} = n_{Tk} \cdot i = 8.85 \cdot 50 = 442.5 \text{ min}^{-1}.$$

c) nazad po ravnom ili kosom terenu (n)

$$\text{točak: } n_{Tn} = \frac{v_n}{2 \cdot R \cdot \pi} = \frac{1.5 \cdot 10^3}{60 \cdot 2 \cdot 0.6 \cdot 3.14} = 6.63 \text{ min}^{-1}, i$$

$$\text{motor: } n_{Mn} = n_{Tn} \cdot i = 6.63 \cdot 50 = 331.5 \text{ min}^{-1},$$

Potreban moment rotacije motora jednak je po:

- ravnom terenu – vožnja napred ($v_h = 10 \text{ km/h}$) $M_{Mh} = \frac{M_{Th}}{i} = \frac{5000}{50} = 100 \text{ Nm}$,
- kosom terenu – vožnja napred ($v_k = 2 \text{ km/h}$) $M_{Mk} = \frac{M_{Tk}}{i} = \frac{20000}{50} = 400 \text{ Nm}$,
- ravnom ili kosom terenu – vožnja nazad ($v_n = 1.5 \text{ km/h}$) $M_{Mn} = \frac{M_{Tn}}{i} = \frac{15000}{50} = 300 \text{ Nm}$.

Specifična zapremina motora proračunava se na osnovu brojčane vrednosti najvećeg obrtnog momenta (vožnja napred po kosom terenu):

$$q_M = \frac{100 \cdot M_{Mk}}{1.59 \cdot \Delta p_{Mk} \cdot \eta_{Mhm}} = \frac{100 \cdot 400}{1.59 \cdot 250 \cdot 0.93} = 108.2 \text{ cm}^3 / \text{min}.$$

U hidraulični motor treba se dovesti količina ulja:

- kod vožnje po ravnom terenu: $Q_{Mh} = \frac{q_M \cdot n_{Mh}}{\eta_{Mz}} = \frac{108.2 \cdot 2210}{0.98} = 244002 \text{ cm}^3 / \text{min}$
- kod vožnje po kosom terenu: $Q_{Mk} = \frac{q_M \cdot n_{Mk}}{\eta_{Mz}} = \frac{108.2 \cdot 442.5}{0.98} = 48856 \text{ cm}^3 / \text{min}$
- kod vožnje unazad: $Q_{Mn} = \frac{q_M \cdot n_{Mn}}{\eta_{Mn}} = \frac{108.2 \cdot 331.5}{0.94} = 36600 \text{ cm}^3$.

Pumpa je sa regulacijom kapaciteta, a njena korisna specifična zapremina za različite režime vožnje jednaka:

- kod vožnje po ravnom terenu: $q_{Ph} = \frac{Q_{Mh}}{n_p \cdot \eta_{Pz}} = \frac{244002}{2100 \cdot 0.97} = 119.8 \text{ cm}^3$,
- kod vožnje po kosom terenu: $q_{Pk} = \frac{Q_{Mk}}{n_p \cdot \eta_{Pz}} = \frac{48856}{2100 \cdot 0.97} = 24.0 \text{ cm}^3$
- kod vožnje unazad: $q_{Pn} = \frac{Q_{Mn}}{n_p \cdot \eta_{Pz}} = \frac{48856}{2100 \cdot 0.97} = 17.9 \text{ cm}^3$.

Usvaja se pumpa specifične zapremine: $q_{Ph} = 119.8 \text{ cm}^3$

Radni parametri sistema proračunati su u odnosu na kritični režim vožnje, po kosom terenu kada je razlika pritiska na ulazu i izlazu iz motora jednaka: $\Delta p_{Mk} = 250 \text{ bar}$.

Razlika pritiska kod vožnje po ravnom terenu projektovanom brzinom iznosiće:

$$\Delta p_{Mh} = \frac{100 \cdot M_{Mh}}{1.59 \cdot q_M \cdot \eta_{Mhm}} = \frac{100 \cdot 100}{1.59 \cdot 108.2 \cdot 0.93} = 62.5 \text{ bar}, \text{ a}$$

$$\text{kod vožnje nazad: } \Delta p_{Mn} = \frac{100 \cdot M_{Mn}}{1.59 \cdot q_M \cdot \eta_{Mhm}} = \frac{100 \cdot 300}{1.59 \cdot 108.2 \cdot 0.93} = 187.5 \text{ bar}$$

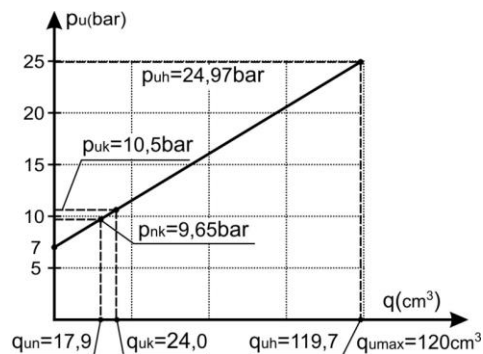
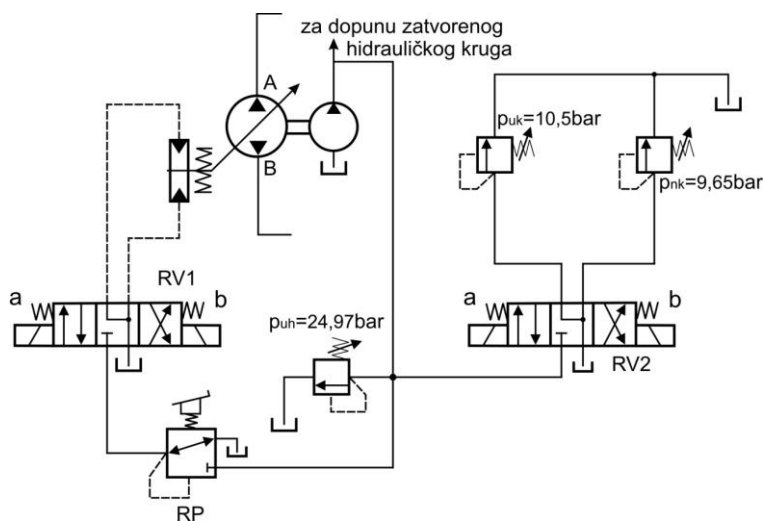
Hidraulički sistem je zatvorenog tipa pa je u njegovom povratnom vodu podešena vrednost pritiska $p_{pov} = 14 \text{ bar}$, a radni pritisak pumpe je jednak:

- ravnan terenu: $p_{Ph} = \Delta p_{Mhs} + \Delta p + p_r = 62.5 + 11 + 14 = 87.5 \text{ bar}$,
- kos teren: $p_{Pk} = \Delta p_{Mks} + \Delta p + p_r = 250 + 11 + 14 = 275 \text{ bar}$,
- vožnja nazad: $p_{Pn} = \Delta p_{Mkn} + \Delta p + p_{pov} = 187.5 + 11 + 14 = 212.5 \text{ bar}$.

Snaga pumpe kod raznih režima vožnje jednaka je:

- po ravnom terenu: $P_{Ph} = \frac{Q_{Mh} \cdot p_{Ph}}{600 \cdot \eta_{Pz} \cdot \eta_{Pmh}} = \frac{244112 \cdot 87.5}{600 \cdot 0.97 \cdot 0.96} = 38.21 \text{ kW}$,
- po kosom terenu: $P_{Pk} = \frac{Q_{Mk} \cdot p_{Pk}}{600 \cdot \eta_{Pz} \cdot \eta_{Pmh}} = \frac{48.86 \cdot 275}{600 \cdot 0.97 \cdot 0.96} = 24.05 \text{ kW}$,
- kod vožnje nazad: $P_{Pn} = \frac{Q_{Mn} \cdot p_{Pn}}{600 \cdot \eta_{Pz} \cdot \eta_{Pmh}} = \frac{36.6 \cdot 212.5}{600 \cdot 0.97 \cdot 0.96} = 13.92 \text{ kW}$.

Pumpa je dvostranog delovanja (zatvoreni hidraulični krug) sa hidrauličnom regulacijom, kod koje kapacitet zavisi od veličine upravljačkog pritiska. Ta funkcionalna zavisnost prikazana je dijagramom. Iz istog se vidi da je najveća vrednost upravljačkog pritiska $p_{u\max} = 25 \text{ bar}$, a početni prag regulacije $p_{u\min} = 7 \text{ bar}$. Zavisno od veličine upravljačkog pritiska specifična zapremina pumpe se kreće u području od $q = 0$ do $q = 120 \text{ cm}^3$.



Za analizirani sistem usvojena je pumpa specifične zapremine $q_p = 120 \text{ cm}^3$ koja odgovara maksimalnom upravljačkom pritisku.

Vrednost upravljačkog pritiska za radne

brzine proračunava se prema sledećem:

- ugao nagiba linije upravljačkog pritiska jednak je: $\tan \alpha = \frac{p_{u\max} - p_{u0}}{q_{\max}} = \frac{25 - 7}{120} = 0.15$
- ravan teren: $p_{uh} = p_{u0} + q_{ph} \cdot \tan \alpha = 7 + 119.8 \cdot 0.15 = 24.97 \text{ bar}$, odgovara $Q_{Mh} = 244.1 \text{ dm}^3 / \text{min}$
- kos teren: $p_{uk} = p_{u0} + q_{pk} \cdot \tan \alpha = 7 + 24.0 \cdot 0.15 = 10.6 \text{ bar}$, odgovara $Q_{Mk} = 48.9 \text{ dm}^3 / \text{min}$
- vožnja nazad: $p_{un} = p_{u0} + q_{pn} \cdot \tan \alpha = 7 + 17.9 \cdot 0.15 = 9.69 \text{ bar}$, odgovara $Q_{Mn} = 36.6 \text{ dm}^3 / \text{min}$

Šema sistema upravljanja prikazana je na slici. U hidrauličnom krugu za upravljanje kapacitetom pumpe, postavljeni su:

- ventili za definisanje najvišeg upravljačkog ulja za sva tri režima kretanja mobilne mašine graničnim brzinama,
- regulator pritiska (RP) sa upravljanjem preko ručice za regulaciju brzine unutar maksimalno postavljene granice za svaki od tri režima kretanja,
- ventil za rasterećenje za vreme mirovanja vozila.

Režim kretanja		RV 1			RV 2		
		a	0	b	a	0	b
Mirovanje vozila			+			+	
Kretanje napred	ravan teren	+				+	
	kos teren	+			+		
Kretanje nazad				+			+

-
-
-
-

poglavlje 6. UPRAVLJAČKO REGULACIONI VENTILI

UH4 deo 2. - ukupan broj rešenih primera 19

6.15.

U jednogranom hidrauličnom sistemu ugrađena je pumpa kapaciteta $Q = 40 \text{ dm}^3/\text{min}$ i cilindar prečnika $d = 70 \text{ mm}$ čiji se klip u radnom hodu kreće brzinom $v = 0.15 \text{ m/s}$. Odnos klipne površine i površine klipnjačinog prstena je $2 : 1$.

Redukcija protoka ulja zbog postizanja definisane brzine klipa vrši se:

a) dvogranim regulatorom protoka i b) trogranim regulatorom protoka.

Proračunaj energetske stepen iskorišćenja hidrauličkog sistema po osnovu gubitaka koji nastaju zbog regulacije protoka dvogranim i trogranim regulatorom protoka, ako se spoljašnja sila kreće u granicama $F_1 = 57000 \text{ N}$ do $F_2 = 10000 \text{ N}$, pad pritiska u potisnom vodu je $\Delta p_1 = 8 \text{ bar}$ i u povratnom vodu $\Delta p_2 = 8 \text{ bar}$.

Rešenje

Površina klipa jednaka je:

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \frac{70^2 \cdot 3,14}{4} = 3,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Potreban protok ulja jednak je:

$$Q_c = A \cdot v = 3,85 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 = 0,58 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 34,7 \text{ dm}^3/\text{min}, \text{ a}$$

kapacitet pumpe je: $Q_p = 40 \text{ dm}^3/\text{min}$, pa se u sistemu pojavljuje višak ulja od $\Delta Q_p = Q_p - Q_c = 40 - 34,7 = 5,3 \text{ dm}^3/\text{min}$ koje se pre uvođenja u cilindar mora odvesti u rezervoar.

Hidraulični sistem funkcioniše u području radnog pritiska;

$$p_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{57.000}{3,85 \cdot 10^{-3}} = 148 \cdot 10^5 \text{ Pa} \text{ i } p_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{10.000}{3,85 \cdot 10^{-3}} = 26 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

Ventil za ograničenje pritiska treba se podesiti na $p_{vop} = 150 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

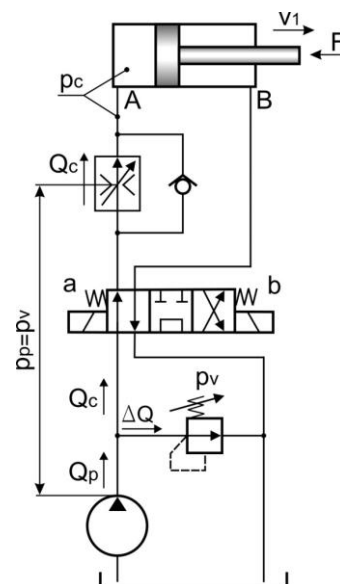
Ako bi se kapacitet pumpe potpuno uskladio sa definisanom brzinom klipa, snaga sistema bi se kretala u području:

$$N_{01} = \frac{(p_1 + \Delta p_1 + 0,5 \cdot \Delta p_2) \cdot Q}{600} = \frac{(148 + 8 + 0,5 \cdot 8) \cdot 34,7}{600} = 9,28 \text{ kW},$$

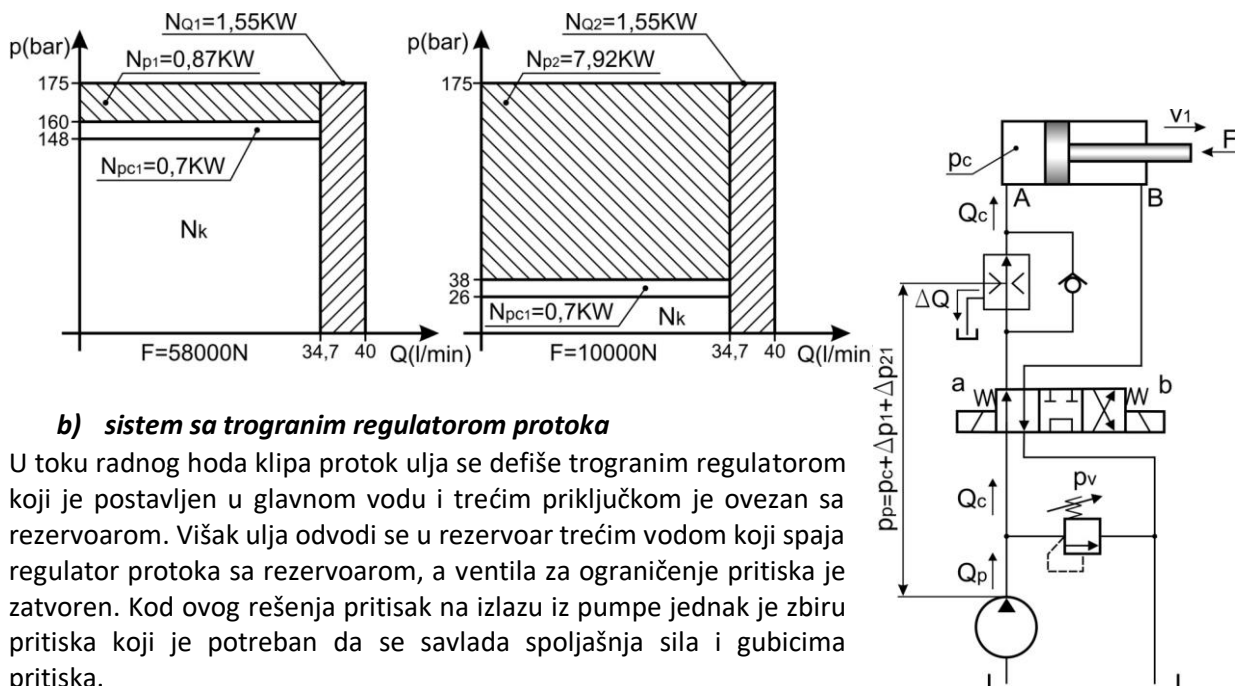
$$N_{02} = \frac{(p_2 + \Delta p_1 + \Delta p_2) \cdot Q}{600} = \frac{(26 + 8 + 0,5 \cdot 8) \cdot 34,7}{600} = 2,2 \text{ kW}.$$

a) sistem sa dvogranim regulatorom protoka

U toku radnog hoda klipa protok ulja definiše se položajem dvogranog regulatora. Nastali višak ulja koga obezbeđuje pumpa odvodi se u rezervoar preko ventila za ograničenje pritiska. U hidrauličnom sistemu u području od pumpe do regulatora pritiska održava maksimalna vrednost pritiska, podešena na ventilu za ograničenje pritiska, a u području od regulatora protoka do klipne komore cilindra vlada pritisak čija veličina zavisi od veličine spoljašnje sile F .



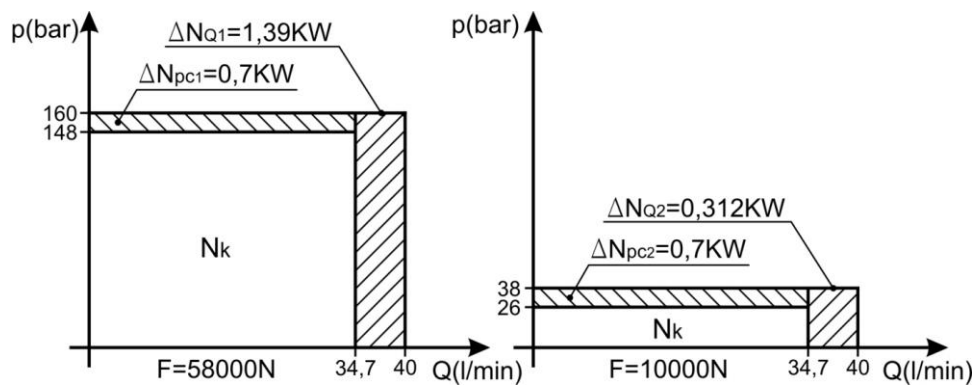
Karakteristika	$F_1 = 57000 \text{ N}$	$F_2 = 10000 \text{ N}$
Radni pritisak pumpe	$p_{vop} = 175 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 160 \text{ bar}$ - podešen na ventilu za ograničenje pritiska	
Radni pritisak	$p_1 = 148 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 148 \text{ bar}$	$p_1 = 26 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 26 \text{ bar}$
Kapacitet pumpe	$Q_p = 40 \text{ dm}^3 \text{ min}$	
Snaga sistema	$N_s = \frac{p_r \cdot Q_p}{600} = \frac{175 \cdot 40}{600} = 11.67 \text{ kW}$	
Gubitak snage po osnovu većeg protoka	$\Delta N_Q = \frac{p_r \cdot (Q_p - Q_c)}{600} = \frac{175 \cdot (40 - 34.7)}{600} = 1.55 \text{ kW}$	
Gubitak snage po osnovu višeg pritiska	$\Delta N_{p1} = \frac{(p_r - p_1 - \Delta p_g) \cdot Q_c}{600} = \frac{(175 - 148 - 12) \cdot 34.7}{600} = 0.87 \text{ kW}$	$\Delta N_{p2} = \frac{(p_r - p_2 - \Delta p_g) \cdot Q_c}{600} = \frac{(175 - 26 - 12) \cdot 34.7}{600} = 7.92 \text{ kW}$
Ukupan gubitak snage	$\Delta N_{g1} = \Delta N_Q + \Delta N_{p1} = 1.55 + 0.87 = 2.42 \text{ kW}$	$\Delta N_{g2} = \Delta N_Q + \Delta N_{p2} = 1.55 + 7.92 = 9.47 \text{ kW}$
Koeficijent iskorišćenja snage hidrauličnog sistema	$\eta_{hs1} = \frac{N_s - \Delta N_{g1}}{N_s} = \frac{11.67 - 2.42}{11.67} = 0.793$	$\eta_{hs2} = \frac{N_s - \Delta N_{g2}}{N_s} = \frac{11.67 - 9.47}{11.67} = 0.198$



b) sistem sa trogranim regulatorom protoka

U toku radnog hoda klipa protok ulja se definiše trogranim regulatorom koji je postavljen u glavnom vodu i trećim priključkom je ovezan sa rezervoarom. Višak ulja odvodi se u rezervoar trećim vodom koji spaja regulator protoka sa rezervoarom, a ventila za ograničenje pritiska je zatvoren. Kod ovog rešenja pritisak na izlazu iz pumpe jednak je zbiru pritiska koji je potreban da se savlada spoljašnja sila i gubicima pritiska.

Karakteristika	$F_1 = 57000 \text{ N}$	$F_2 = 10000 \text{ N}$
Radni pritisak pumpe	$p_1 = p_1 + \Delta p_g =$ $= (148 + 12) \cdot 10^5 \text{ Pa} = 160 \text{ bar}$	$p_2 = p_2 + \Delta p_g =$ $= (26 + 12) \cdot 10^5 \text{ Pa} = 38 \text{ bar}$
Kapacitet pumpe	$Q_p = 40 \text{ dm}^3 / \text{min}$	
Snaga sistema	$N_{s1} = \frac{p_1 \cdot Q_p}{600} = \frac{160 \cdot 40}{600} = 10.67 \text{ kW}$	$N_{s2} = \frac{p_2 \cdot Q_p}{600} = \frac{38 \cdot 40}{600} = 2.53 \text{ kW}$
Gubitak snage po osnovu većeg protoka	$\Delta N_{Q1} = \frac{p_1 \cdot (Q_p - Q_c)}{600} =$ $= \frac{160 \cdot (40.0 - 34.8)}{600} = 1.39 \text{ kW}$	$\Delta N_{Q2} = \frac{p_2 \cdot (Q_p - Q_c)}{600} =$ $= \frac{38 \cdot (40.0 - 34.8)}{600} = 0.312 \text{ kW}$
Gubitak snage po osnovu višeg pritiska	$\Delta N_p = 0$	
Ukupan gubitak snage	$\Delta N_{g1} = \Delta N_{Q1} = 1.39 \text{ kW}$	$\Delta N_{g2} = \Delta N_{Q2} = 0.312 \text{ kW}$
Koeficijent iskorišćenja snage hid. sistema	$\eta_{hs1} = \frac{N_s - \Delta N_{g1}}{N_s} = \frac{10.67 - 1.39}{10.67} = 0.87$	$\eta_{hs2} = \frac{N_s - \Delta N_{g2}}{N_s} = \frac{10.67 - 0.312}{10.67} = 0.97$



•
•
•
•

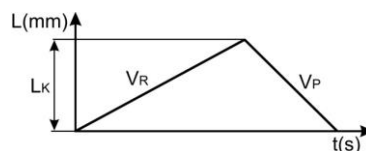
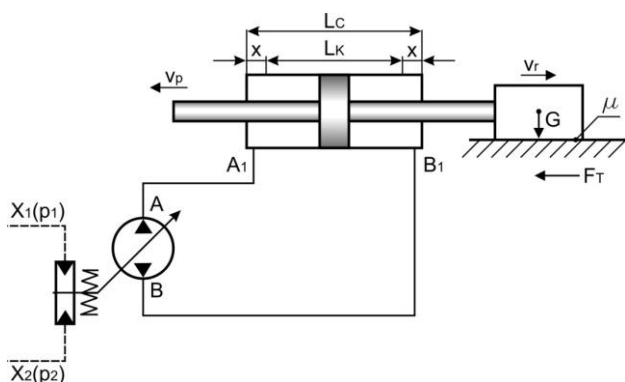
poglavlje 7. HIDRAULIČNI AKUMULATORI

UH4 deo 2. - ukupan broj rešenih primera 22

7.7. Klipom hidrauličnog cilindra potiskuje se telo mase $G = 71200 \text{ kg}$ po ravnoj podlozi – koeficijent trenja $\mu = 0.4$, brzinom $v_R = 0.2 \text{ m/s}$. U povratnom vodu klip se vraća bez opterećenja brzinom $v_P = 0.4 \text{ m/s}$. Opisani radni ciklus se ponavlja bez pauze.

Radni pritisak je $p_r = 250 \text{ bar}$, a povratni $p_p = 50 \text{ bar}$. Ukupna dužina cilindra je $L_c = 1700 \text{ mm}$, a dužina hoda klipa $L_k = 1500 \text{ mm}$. Dužine cevovoda $A - A_1$ i $B - B_1$ jednake su i iznose po $l_c = 4.5 \text{ m}$. Režim rada cilindra definisan je dijagramom, a nakon dolaska u krajnji desni položaj, klip se odmah vraća u početni.

Prekontroliši napajanje usisne komore pumpe u momentu promene pravca kretanja klipa i ukoliko ono nije zadovoljavajuće, problem reši ugradnjom akumulatora.



Rešenje

U skladu sa veličinom pritiska i kinematikom kretanja klipa u hidraulični sistem ugrađena je klinoaksijalna pumpa dvostranog delovanja sa hidrauličnim regulatorom. Promenom strane delovanja

upravljačkog pritiska ($x_1 \Rightarrow x_2$) menja se usisna strana pumpe sa potisnom stranom i obratno, a promenom veličine upravljačkog pritiska menjaju se specifična zapremina pumpe, njen kapacitet i brzina kretanja klipa.

Sila koja se treba savladati klipom jednaka je: $F_K = G \cdot g \cdot \mu = 71200 \cdot 9.81 \cdot 0.4 = 279389 \text{ N}$, pa je

$$\text{površina klipnog prstena jednaka: } A_p = \frac{F_k}{p} = \frac{279389}{250 \cdot 10^5} = 0.011176 \text{ m}^2 = 11176 \text{ mm}^2.$$

U skladu sa opterećenjem i dužinom cilindra, usvaja se prečnik klipnjače: $d_{kl} = 90 \text{ mm}$, pa je njegova

$$\text{površina jednaka: } A_{kl} = \frac{d_{kl}^2 \cdot \pi}{4} = \frac{90^2 \cdot 3.14}{4} = 6359 \text{ mm}^2.$$

Prečnik cilindra se proračunava iz ukupne površine preseka:

$$A_c = A_p + A_{kl} = 11176 + 6359 = 17535 \text{ mm}^2 \Rightarrow D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17535}{3.14}} = 149.4 \text{ mm},$$

$$\text{usvaja se } D_c = 150 \text{ mm}, \text{ pa je površina klipnog prstena } A_p = \frac{(1.5^2 - 0.9^2) \cdot \pi}{4} = 1.13 \text{ dm}^2.$$

Specifična zapremina i kapacitet pumpe proračunavaju se u odnosu na veličinu površine klipnog prstena i zadatkom definisanu brzinu kretanja klipa u povratnom hodu i broj obrtaja elektromotora $n = 1500 \text{ min}^{-1}$:

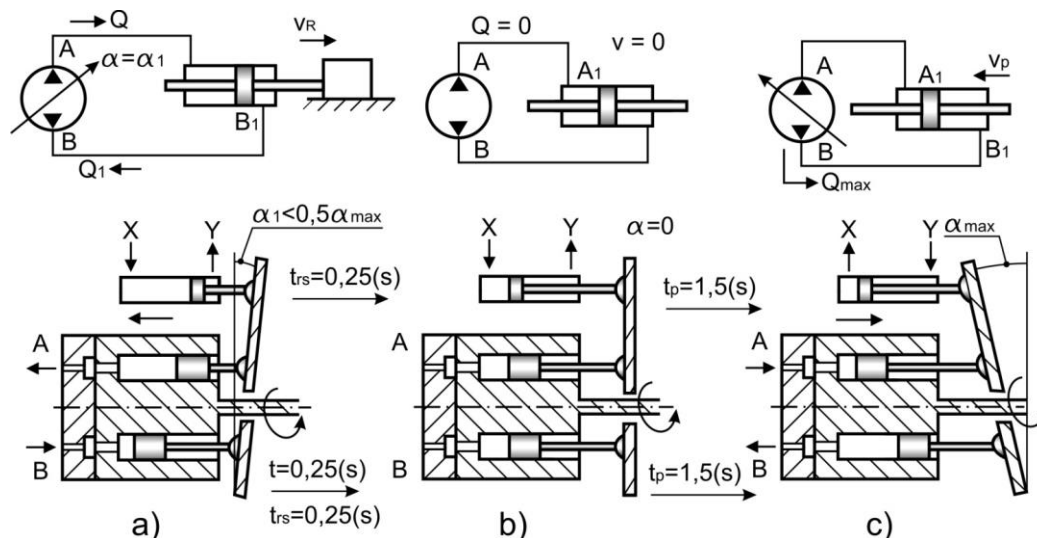
$$Q_p = v_p \cdot A_p = 0.4 \cdot 10 \cdot 60 \cdot 1.13 = 271.2 \text{ dm}^3 / \text{min}, \text{ a}$$

specifična zapremina: $q = \frac{Q_p}{n \cdot \eta_z} = \frac{271200}{1500 \cdot 0.98} = 184.5 \text{ cm}^3$, usvojeno $q = 185 \text{ cm}^3$,

pa se u sistem potiskuje: $Q_p = q_p \cdot n \cdot \eta_z = 185 \cdot 1500 \cdot 0.98 = 271.95 \approx 272 \text{ dm}^3 / \text{min}$.

Ovom pumpom i hidrauličnim regulatorom, mogu se postići tri različita stanja:

- klip cilindra miruje, ugao zakretne ploče je $\alpha = 0$ (šema b);
- klip se kreće udesno radnom brzinom $v_r = 0.2 \text{ m/s}$, ugao zakretne ploče je $\alpha = \alpha_r$ (šema a), tokovi ulja su $A \Rightarrow A_1$ i $B_1 \Rightarrow B$;
- klip se kreće ulevo povratnom brzinom $v_p = 0.4 \text{ m/s}$, ugao zakretne ploče je $\alpha = -\alpha_{max}$ (šema c), tokovi ulja su $B \Rightarrow B_1$ i $A_1 \Rightarrow A$.



U toku povratnog hoda ($v_p = 0.4 \text{ m/s}$) specifična zapremina pumpe je maksimalna $q_{max} = 185 \text{ cm}^3$, a u toku radnog hoda klipa specifična zapremina pumpe (q_r) će biti proporcionalna radnoj brzini ($v_r = 0.2 \text{ m/s}$) i iznosiće:

$$q_r = \frac{v_r}{v_p} \cdot q_p = \frac{0.2}{0.4} \cdot 185 = 92.5 \text{ cm}^3.$$

Kao kritične tačke u radu hidrauličnog sistema definiše se:

a) dovođenje tela G u krajnji desni položaj (kraj radnog hoda), zaustavljanje klipa i kretanje klipa u suprotnom smeru (povratni hod) i tada se pumpa hidrauličkim regulatorom dovodi u položaj kod koga je:

$$q_r = 92.5 \text{ cm}^3 \Rightarrow q = 0 \Rightarrow q_p = 185 \text{ cm}^3 \text{ i}$$

b) dovođenje klipa u početni položaj kada se završava povratni hod i počinje radni, pumpa se dovodi u položaj kod koga je:

$$q_p = 185 \text{ cm}^3 \Rightarrow q = 0 \Rightarrow q_r = 92.5 \text{ cm}^3.$$

Za oba stanja važi relacija $q_p = 2 \cdot q_r$, odnosno $\alpha_p = 2 \cdot \alpha_r$.

Zapremina ulja u radnoj klipnjačinoj levoj ili desnoj komori kada se klip nalazi u krajnjem položaju jednaka je:

$$V_{C1} = A_p \cdot (L + x) = 1.13 \cdot (1.5 + 0.1) = 18.08 \text{ dm}^3, \text{ a}$$

zapremina ulja u povratnoj klipnjačinoj levoj ili desnoj komori:

$$V_{C2} = A_p \cdot x = 1.13 \cdot 0.1 = 0.113 \text{ dm}^3.$$

Zapremina ulja u cevovodu se definiše u odnosu na veličinu prečnika, koji se proračunava prema:

- brzina proticanja ulja kroz cevovod – usvojena vrednost: $v_u = 4 \text{ m/s}$,

- površina preseka cevovoda: $A_c = \frac{Q}{v_u} = \frac{272 \cdot 10^6}{60 \cdot 3500} = 1295 \text{ mm}^2$,
- prečnik cevovoda: $d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1295}{3.14}} = 40.6 \text{ mm}$, bira se cevovod 50 x 5 mm, III grupa opterećenja, materijal *St 52.4 NBK* (UH4, deo1, T7.4).
- zapremina ulja u cevovodu: $V_c = \frac{d_c^2 \cdot \pi}{4} \cdot L_c = \frac{0.406^2 \cdot 3.14}{4} \cdot 45 = 5.652 \text{ dm}^3$.

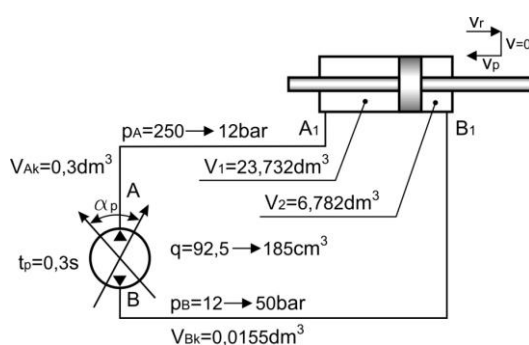
Zapremine ulja u cilindru i cevovodu kod krajnjeg levog ili desnog položaja jednake su:

- potisna strana: $V_1 = V_{C1} + V_c = 18.08 + 5.652 = 23.732 \text{ dm}^3$,
- povratna strana: $V_2 = V_{C2} + V_c = 1.13 + 5.952 = 6.782 \text{ dm}^3$.

a) Proračun napajanja usisne komore pumpe uljem kada je klip doveden u krajnji radni položaj

Specifična zapremina pumpe se menja prema $q_r = 92.5 \text{ cm}^3 \Rightarrow q = 0 \Rightarrow q_p = 185 \text{ cm}^3$, a

ugao nagibne ploče $\alpha_r \Rightarrow q=0 \Rightarrow \alpha_p$.



U momentu zaustavljanja klipa u liniji $A - A_1$ vlada pritisak $p_A = 250 \text{ bar}$, a u liniji $B - B_1$ pritisak $p_B = 12 \text{ bar}$ (vidi UH4, deo 1, 3.2). Kod proračuna sistema treba voditi računa da se pritisak ulja u povratnom cevovodu održava na najviše *12 bar*, što znači da se kod promene stanja, pritisak u cevovodnoj grani $A - A_1$ smanjuje sa *250 bar na 12 bar*, a u cevovodnoj grani $B - B_1$ povećava sa *12 bar na 50 bar*. Promena pritiska i ostale karakteristike sistema u momentu dostizanja krajnjeg radnog položaja, zaustavljanja klipa i kretanja u povratnom hodu, prikazane su na šemi.

Punjenje usisne komore pumpe vrši se uljem iz linije A – A₁ u kojoj ulje ekspandira, pa je usisnoj komori pumpe po tom

osnovu na raspolaganju zapremina ulja:

$$\Delta V_{Ak} = \frac{\Delta p \cdot V_1}{K_{s1}} = \frac{(250-12) \cdot 23.732}{18800} = 0.3 \text{ dm}^3.$$

Za rad pumpe bez kavitacije i dovođenje u radno stanje potrebno je obezbediti punjenje usisne komore zapreminom ulja koja odgovara specifičnoj zapremini pumpe $q = 0.185 \text{ dm}^3$ ali se kod proračuna napajanja usisne komore uljem treba imati u vidu i:

- da se prema informacijama iz kataloga kod ove pumpe dovođenje nagibne ploča u potreban položaj obavi za $t_p = 0.3$ s, za koje vreme rotor pumpe obavi $n_p = \frac{n}{60} \cdot t_p = \frac{1500}{60} \cdot 0.3 = 7.5$ obrtaja,
- te da se u u tom vremenu zapremina usisne komore menja od $h_u = 0$ do h_{max} ($k = 0.5$).

U skladu sa navedenim i izvršenim proračunom potrebnih elementarnih zapremina, usisnoj komori pumpe je u startu neophodno obezbediti zapreminu ulja:

$$\Delta V_{Aq} = q \cdot n_p \cdot k = 0.185 \cdot 7.5 \cdot 0.5 = 0.6938 \text{ dm}^3.$$

Da bi se klip cilindra pokrenuo iz stanja mirovanja u cevovodnoj liniji $B - B_1$ potrebno je da se dostigne pritisak $p_p = 50 \text{ bar}$, pa se po tom osnovu treba obezbediti zapremina ulja:

$$\Delta V_{kB} = \frac{\Delta p_2 \cdot V_2}{K_{s2}} = \frac{(50-12) \cdot 6.872}{16900} = 0.0155 \text{ dm}^3.$$

Kako je $\Delta V_{1kA} = 0.3 \text{ dm}^3 < \Delta V_{Aq} + \Delta V_{kB} = 0.6938 + 0.0155 = 0.7093 \text{ dm}^3$ usisnoj komori pumpe treba se dodati zapremina ulja:

$$\Delta V_{A_u} = \Delta V_{A_q} + \Delta V_{B_k} - \Delta V_{A_k} = 0.698 + 0.155 - 0.3 = 0.4093 \text{ dm}^3.$$

Dodatna zapremina ulja $\Delta V_{Au} = 0.4093 \text{ dm}^3$ će se obezbediti akumulatorom polaznih karakteristika:

- najviši radni pritisak gasa: $p_2 = 50 \text{ bar}$;
- najniži radni pritisak gasa: $p_1 = 15 \text{ bar}$ - usvojeno u odnosu na pritisak u povratnom vodu $p = 12 \text{ do } 15 \text{ bar}$;
- pritisak predpunjenja: $p_0 = 0.9 \cdot p_1 = 13.5 \text{ bar}$.

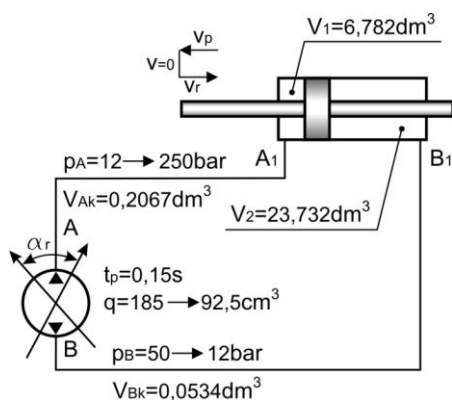
Radna zapremina akumulatora je jednaka:

$$V_0 = \frac{\Delta V_{Au}}{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{0.714} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{0.714}} = \frac{0.4093}{\left(\frac{13.5}{15}\right)^{0.714} - \left(\frac{13.5}{50}\right)^{0.714}} = 0.7643 \text{ dm}^3 .$$

b) Proračun napajanja usisne komore pumpe uljem kada je klip doveden u krajnji povratni položaj

Specifična zapremina pumpe se menja prema $q_p = 185 \text{ cm}^3 \Rightarrow q = 0 \Rightarrow q_r = 92.5 \text{ cm}^3$, a

ugao nagibne ploče $\alpha_p \Rightarrow q = 0 \Rightarrow \alpha_r$.



U momentu zaustavljanja klipa u liniji B – B₁ vlada pritisak $p_B = 50 \text{ bar}$, a u liniji A – A₁ pritisak $p_B = 12 \text{ bar}$. Proračun napajanja usisne komore uljem vrši se na način koji je objašnjen u a).

$$\Delta V_{Bk} = \frac{\Delta p \cdot V_2}{K_{S2}} = \frac{(50-12) \cdot 23.732}{18800} = 0.0534 \text{ dm}^3 .$$

$$n_{1p} = \frac{n}{60} \cdot t_{2p} = \frac{1500}{60} \cdot 0.15 = 3.75 \text{ obrtaja},$$

$$h_u = 0 \text{ do } h_{max} (k = 0.5).$$

$$\Delta V_{Bq} = q \cdot n_{2p} \cdot k = 0.0925 \cdot 3.75 \cdot 0.5 = 0.1734 \text{ dm}^3 .$$

$$\Delta V_{Ak} = \frac{\Delta p_2 \cdot V_2}{K_{S2}} = \frac{(250-12) \cdot 6.878}{16900} = 0.2067 \text{ dm}^3 .$$

$$\Delta V_{Bk} = 0.0534 \text{ dm}^3 < \Delta V_{Bq} + \Delta V_{Ak} = 0.1734 + 0.2067 = 0.3801 \text{ dm}^3$$

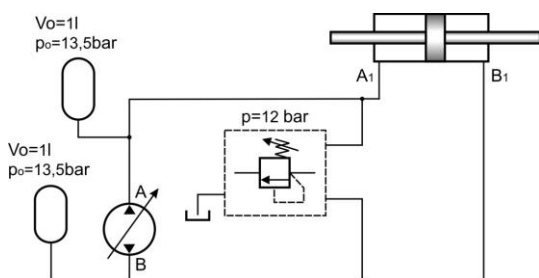
$$\Delta V_{Bu} = \Delta V_{Bq} + \Delta V_{Ak} - \Delta V_{Bk} = 0.1734 + 0.2067 - 0.0534 = 0.3267 \text{ dm}^3 .$$

Dodatna zapremina ulja $\Delta V_{Au} = 0.3267 \text{ dm}^3$ će se obezbediti akumulatorom polaznih karakteristika:

- najviši radni pritisak gasa: $p_2 = 250 \text{ bar}$;
- najniži radni pritisak gasa: $p_1 = 15 \text{ bar}$;
- pritisak predpunjenja: $p_0 = 0.9 \cdot p_1 = 13.5 \text{ bar}$.

Radna zapremina akumulatora je jednaka:

$$V_0 = \frac{\Delta V_{Au}}{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{0.714} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{0.714}} = \frac{0.3267}{\left(\frac{13.5}{15}\right)^{0.714} - \left(\frac{13.5}{250}\right)^{0.714}} = 0.4068 \text{ dm}^3 .$$



U obe grane A – A₁ i B – B₁ ugradiće se akumulator iste zapremine $V_0 = 1 \text{ dm}^3$.

poglavlje 8. GREJANJE I HLAĐENJE HIDRAULIČNOG ULJA

UH4 deo 2. - ukupan broj rešenih primera 21

8.6.

U hidrauličnom sistemu ugrađena je klipnoaksijalna pumpa konstantnog kapaciteta kapaciteta $Q = 100 \text{ dm}^3/\text{min}$ sa ukupnim zapreminskim koeficijentom iskorišćenja $\eta_z = 0.98$. Radni pritisak pumpe je $p = 250 \text{ bar}$ i ona radi u zoni srednjih i viših pritisaka (150 do 250 bar) 50% vremena ($ED = 0.5$). Hidraulični fluid je mineralno ulje HM ISO VG 46 gustine $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$. Rezervoar je zapremine $V_R = 350 \text{ dm}^3$ sa ugrađenim sistemom za hlađenja koji održava temperaturu ulja na nivou od $T_1 = 40^\circ\text{C}$. Ta temperatura se kod novog hidrauličnog sistema bez prinudnog hlađenja dostizala za 6 sati rada.

Nakon 2 godine rada hidrauličnog sistema izmereno je da se nakon 6 sati rada bez sistema za hlađenje ulje u rezervoaru zagreje sa $T_1 = 40^\circ\text{C}$ na $T_2 = 60^\circ\text{C}$. Tom prilikom je utvrđena i emisija toplote u okolinu od 35% ($k = 0.35$). Pregledom stanja hidrauličnih komponenti utvrđeno je proticanje ulja samo kroz zazore pumpe. Utvrđeno je također da je veličina radnog pritiska bez promene, a da je došlo do smanjenja brzine kretanja klipova hidrauličnih cilindara.

Izračunaj veličinu proticanja ulja kroz zazore pumpe, njegovo približno povećanje i smanjenje zapreminskog koeficijenta iskorišćenja ako je polazna veličina zazora jednaka $s = 15 \mu\text{m}$.

Rešenje

Teoretski kapacitet pumpe jednak je: $Q_T = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{100}{0.98} = 102.04 \text{ dm}^3/\text{min}$.

Kroz zazore nove pumpe protiče ulje: $\Delta Q_1 = Q_T - Q = 102.04 - 100 = 2.04 \text{ dm}^3/\text{min}$.

Nakon 2 godine rada hidrauličnog sistema izmereno je kod rada bez sistema za hlađenje povećanje temperature ulja sa 40 na 60°C za 6 radna sata. Hidrauličnoj energiji koja se zbog proticanja ulja kroz zazore transformiše u toplotu i zadrži unutar mase hidrauličnog fluida odgovara gubitak snage u toku jednog sata:

$$\Delta N_{g1} = \frac{V_R \cdot c_p \cdot \rho \cdot \Delta T}{t \cdot ED} \cdot \frac{1}{1-k} = \frac{350 \cdot 0.00052 \cdot 0.87 \cdot (60-40)}{6 \cdot 0.5} \cdot \frac{1}{1-0.35} = 1.624 \text{ kW}, \text{ a}$$

gde je: $c_p = 0.00052 \text{ kWh/kg}^\circ\text{C}$ – prosečna vrednost specifičnog toplotnog kapaciteta mineralnog ulja (UH4, deo 1, 2.6.3).

Zadatkom je definisano da pumpa radi u zoni srednjih i viših pritisaka u području od 150 do 250 bar, pa se ukupna izgubljena snaga može definisati i prema:

$$\Delta N_{g2} = \frac{1}{600} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot \Delta Q \cdot \frac{1}{ED},$$

gde je ΔQ_2 – ukupna količina ulja koja protiče kroz zazore unutar pumpe.

Sa dozvoljenim stepenom greške mogu se izjednačiti proračunati gubici snage:

$$\Delta N_{g1} = \Delta N_{g2}, \text{ pa sledi } 1.624 = \frac{1}{600} \cdot \frac{250+150}{2} \cdot \Delta Q \Rightarrow \Delta Q = 4.872 \text{ dm}^3/\text{min}, \text{ a}$$

ukupno proticanje kroz zazore pumpe jednako je:

$$\Delta Q_2 = \Delta Q_1 + \Delta Q = 2.04 + 4.872 = 6.912 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

Protok ulja kroz zazor prstenastog preseka proračunava se prema:

$$\Delta Q = n \cdot \frac{\Delta p \cdot s^3 \cdot b}{12 \cdot \eta \cdot L} = K \cdot \frac{s^3}{\eta}, \text{ pa se može definisati proticanje ulja kroz zazore:}$$

$$\text{nove pumpe: } \Delta Q_1 = K \cdot \frac{s_1^3}{\eta_1} \text{ i 2 godine korišćene pumpe } \Delta Q_2 = K \cdot \frac{s_2^3}{\eta_2}.$$

Iz navedenih jednakosti sledi: $\Delta Q_1 \cdot \frac{\eta_1}{s_1^3} = \Delta Q_2 \cdot \frac{\eta_2}{s_2^3} \Rightarrow s_2^3 = \frac{\Delta Q_2}{\Delta Q_1} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_1} \cdot s_1^3$.

Kako se u analiziranom periodu temperatura ulja povećava sa $T_1 = 40^\circ\text{C}$ na $T_2 = 65^\circ\text{C}$ menja se i dinamički viskozitet ulja koji se proračunava prema sledećem:

- gustina ulja na 15°C i *atmosferskom pritisku* jednaka je: $\rho_{15} = 860 \text{ kg/m}^3$,
- gustina ulja na 40°C ($\Delta T_1 = 40 - 15$) i kod $p = 200 \text{ bar}$ jednaka je:
 $\rho_{40p} = \rho_{15} \cdot (1 - \alpha_1 \cdot \Delta T_1) = 860 \cdot (1 - 6.59 \cdot 10^{-4} \cdot 25) = 845.8 \text{ kg/m}^3$,
- gustina ulja na 60°C ($\Delta T_2 = 40 - 15$) i kod $p = 200 \text{ bar}$ jednaka je:
 $\rho_{60p} = \rho_{15} \cdot (1 - \alpha_2 \cdot \Delta T_2) = 860 \cdot (1 - 6.68 \cdot 10^{-4} \cdot 45) = 834.1 \text{ kg/m}^3$,
 gde je: $\alpha_1 = 6.59 \cdot 10^{-4} \text{ 1/}^\circ\text{C}$, $\alpha_2 = 6.68 \cdot 10^{-4} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ (UH4, deo 1. dijagram 2.D1.1.)
- viskozitet ulja na 40°C i *atmosferskom pritisku* jednak je: $\nu_{40} = 40 \text{ mm}^2/\text{s}$;
- viskozitet ulja na 40°C i kod pritisku $p = 200 \text{ bar}$ jednak je:
 $\nu_{40p} = \nu_{40} \cdot (1 + k_1 \cdot p) = 46 \cdot (1 + 0.00213 \cdot 200) = 65.6 \text{ mm}^2/\text{s}$
- viskozitet ulja na 60°C i *atmosferskom pritisku* jednak je: $\nu_{60} = 19.0 \text{ mm}^2/\text{s}$;
- viskozitet ulja na 60°C i kod $p = 200 \text{ bar}$ jednak je:
 $\nu_{60p} = \nu_{60} \cdot (1 + k_2 \cdot p) = 19.0 \cdot (1 + 0.00187 \cdot 200) = 26.1 \text{ mm}^2/\text{s}$,
 gde je: $\nu_{60} = 19.0 \text{ mm}^2/\text{s}$ (UH4, deo 1; dijagram 2.D1.4.); $k_1 = 0.00213 \text{ bar}^{-1}$, $k_2 = 0.00187 \text{ bar}^{-1}$ (UH4, deo 1; dijagram 2.D1.6.);

Dinamički viskozitet na 40°C i kod $p = 200 \text{ bar}$ jednak je:

$$\eta_{40p} = \nu_{40p} \cdot \rho_{40p} = 65.6 \cdot 10^{-6} \cdot 845.8 = 0.0555 \text{ kgm/s}$$

Dinamički viskozitet na 60°C i kod $p = 200 \text{ bar}$ jednak je:

$$\eta_{60p} = \nu_{60p} \cdot \rho_{60p} = 26.1 \cdot 10^{-6} \cdot 834.1 = 0.0217 \text{ kgm/s}.$$

Sada se prema izvedenom proračunava veličina zazora:

$$s_2 = \sqrt[3]{\frac{\Delta Q_2}{\Delta Q_1} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_1} \cdot s_1^3} = \sqrt[3]{\frac{6.912}{2.04} \cdot \frac{0.0555}{0.0217} \cdot 15^3} = 30.8 \text{ } \mu\text{m}.$$

Zazor unutar pumpe na sklopu cilindar – klip povećan je za: $\Delta s = s_2 - s_1 = 30.8 - 15 = 15.8 \text{ } \mu\text{m}$, a

zapreminski koeficijent iskorišćenja je smanjen sa $\eta_{z1} = 0.98$ na $\eta_{z2} = \frac{Q_t - \Delta Q}{Q_t} = \frac{102.4 - 6.912}{102.4} = 0.93$.

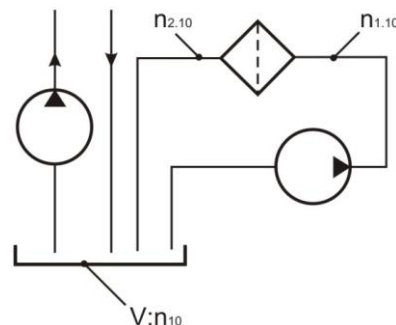
-
-
-

poglavlje 9. FILTRIRANJE HIDRAULIČNOG ULJA

UH4 deo 2. - ukupan broj rešenih primera 19

9.6.

Ulje u rezervoaru zapremine $V = 600 \text{ dm}^3$ prečišćava se pomoćnim (pokretnim) filter uređajem finoće filtriranja $10 \text{ m}\mu$. Stepen izdavanja čvrstih čestica veličine $10 \text{ m}\mu$ je $\beta_{10} = 230$, a kapacitet pumpe $Q_P = 50 \text{ dm}^3/\text{min}$. U uzorku ulja 100 ml izmerene su 985300 čvrste čestice veličine $10 \text{ m}\mu$. Izračunaj vreme filtriranja u toku koga se broj čvrstih čestica u ulju rezervoara smanji na manje od 31500 . Mešanje uljne mase vrši se pumpom preko ventila za ograničenje pritiska (stanje rasterećenja).



Rešenje

U ulju su uvek prisutne čvrste čestice većih i manjih dimenzija od $10 \text{ m}\mu$. Uproštavanje (analiziraju se samo prisutne čvrste čestice veličine $10 \text{ m}\mu$) je dato zbog jednostavnije ilustracije problema. Ako bi se u ulju definisala celokupna paleta veličina čvrstih čestica proračun bi se morao izvršiti za svaku veličini posebno i pripadajući β - faktor.

Klasa čistoće ulja se ne može definisati ni po jednom standardu na osnovu broja čvrstih čestica samo jedne veličine, ali ako se u analiziranom sistemu posmatraju samo čvrste čestice veličine $10 \text{ m}\mu$, uzorak se može svrstati približno u klasu NAS 12 ili ISO 21. Za ocenu čistoće ulja potrebno je osim broja čvrstih čestica znati i da li je njihovo snimanje izvršeno u dve ili 3 dimenzije.

Iz tabele u kojoj su prikazani rezultati merenja čvrstih čestica u dve i 3 dimenzije sledi da su oni približno jednaki samo za čvrste čestice veličine $10 \text{ m}\mu$.

2 dimenzije	$2 \mu\text{m}$	$5 \mu\text{m}$	$10 \mu\text{m}$	$15.5 \mu\text{m}$
3 dimenzije	$4.6 \mu\text{m}$	$6.4 \mu\text{m}$	$9.8 \mu\text{m}$	$14 \mu\text{m}$

U skladu sa navedenim brojčanim veličinama sledi da ispitani uzorak ulja:

- prema standardu NAS 1636-01_1964 pripada klasi čistoće **NAS 12** (UH4, deo 1, tabela T5.6) jer je u uzorku ulja od 100 ml dozvoljen broj čvrstih čestica veličine 5 do $15 \mu\text{m}$ (4 do $14 \mu\text{m}$) do 1000000 ,
- prema standardu ISO 4406/1999. pripada kodnom broju **ISO 20** (UH4, deo 1, tabela T5.4) jer je u uzorku ulja 1 ml za taj kodni broj dozvoljen broj čvrstih čestica većih od $6 \mu\text{m}$ u području od 5000 do 10000 .

Ako se na isti način definiše klasa čistoće ulja posle filtriranja (broj čvrstih čestica 31500 u 100 ml ulja) dolazi se do klase čistoće NAS 7, odnosno ISO 15 kod kojih je dozvoljen broj čvrstih čestica:

- NAS 7**: čvrste čestice 5 do $15 \mu\text{m}$ (4 do $14 \mu\text{m}$) do 32000 komada u 100 ml ulja,
- ISO 15**: čvrste čestice $> 6 \mu\text{m}$ od 1600 do 3200 komada u 1 ml ulja.

Filterski uređaj je postavljen u sistemu recirkulacije pa se njegova efikasnost smanjuje zato što se u rezervoaru mešaju filtrirano i nefiltrirano ulje. Da bi se postigla tražena čistoća ulje se mora filtrirati u okviru većeg broja prolaza kroz filter.

Broj čvrstih čestica veličine $10 \text{ m}\mu$ koje se kod prvog prolaza ulja kroz filter unesu u svakom litru ulja jednak

$$\text{je } n_1 = 9853 \cdot 10^3, \text{ a iza filtera } n_2 = \frac{n_1}{\beta_{10}} = \frac{9853 \cdot 10^3}{230} = 42839 \text{ čvrstih čestica.}$$

Pre uključenja uređaja za filtriranje u celokupnoj zapremini ulja u rezervoaru je bilo:

$$n_R = n_1 \cdot V = 985300 \cdot 10 \cdot 600 = 59118 \cdot 10^6 \text{ čvrstih čestica veličine } 10 \text{ m}\mu.$$

Na filterskom ulošku se svake minute izdvoji:

$\Delta n_F = (n_1 - n_2) \cdot Q_F = (985300 - 42839) \cdot 10 \cdot 50 = 490.5 \cdot 10^6$ čvrstih čestica veličine $10 \text{ } \mu\text{m}$, pa se posle prve minute filtriranja u rezervoaru se nalazi ukupno:

$$n_{R1} = (n_{R0} - n_F) = (59118 - 490.5) \cdot 10^6 = 54213 \cdot 10^6 \text{ čvrstih čestica veličine } 10 \text{ } \mu\text{m} \text{ ili}$$

u svakoj litri ulja: $n_{1,1} = \frac{n_{R1}}{V} = \frac{54213 \cdot 10^6}{600} = 9035 \cdot 10^3$.

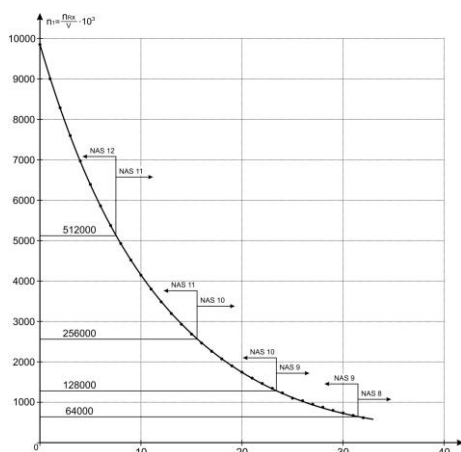
Daljnji proračun se može izvršiti po istom modelu, a u tabeli koja sledi daje se prikaz promene broja čvrstih čestica u ulju rezervoara, u toku svake minute (čč – čvrste čestice).

Izvod iz proračuna

Min.	Broj čč u 1 litru ulja na		Izdvađa se čč u filteru iz 1 litra ulja $\Delta n_F = (n_1 - n_2) \cdot Q_F$	Ukupno čč u ulju rezervoara $n_{Rx} = (n_R - \Delta n_F)$	Br. čč u 1 litru ulja u rezervoaru $n_{1,1} = \frac{n_{Rx}}{V}$
	ulazu u filter $n_1 = n_R$	izlazu iz filtera $n_2 = \frac{n_1}{\beta_{10}}$			
	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^6$	$\cdot 10^6$	$n_R \cdot 10^3$
0.	9853.0			5911.8	9853.0
1.	9853.0	42.83	490.5	5421.3	9035.5
2.	9035.5	39.28	449.8	4971.2	8285.3
3.	8285.3	36.00	391.8	4579.4	7632.3

Ukupan rezultat proračuna

min.	br. čč. u 100 ml	Klasa čistoće	min.	br. čč. u 100 ml	Klasa čistoće	min.	br. čč. u 100 ml	Klasa čistoće	min.	br. čč. u 100 ml	Klasa čistoće
0.	985300	NAS 12									
1.	903550	NAS 12	11.	387120	NAS 11	21.	160560	NAS 10	31.	67420	NAS 9
2.	828530	NAS 12	12.	350050	NAS 11	22.	147230	NAS 10	32.	61827	NAS 8
3.	763230	NAS 12	13.	321000	NAS 11	23.	135020	NAS 10	33.	56696	NAS 8
4.	699920	NAS 12	14.	294360	NAS 11	24.	123820	NAS 10	34.	51992	NAS 8
5.	641850	NAS 12	15.	269950	NAS 11	25.	113540	NAS 9	35.	47678	NAS 8
6.	588600	NAS 12	16.	247550	NAS 10	26.	104120	NAS 9	36.	43722	NAS 8
7.	539760	NAS 12	17.	227020	NAS 10	27.	95483	NAS 9	37.	40093	NAS 8
8.	494980	NAS 11	18.	208180	NAS 10	28.	87562	NAS 9	38.	36767	NAS 8
9.	493520	NAS 11	19.	190910	NAS 10	29.	80297	NAS 9	39.	33717	NAS 8
10.	416230	NAS 11	20.	175080	NAS 10	30.	73635	NAS 9	40.	30920	NAS 8



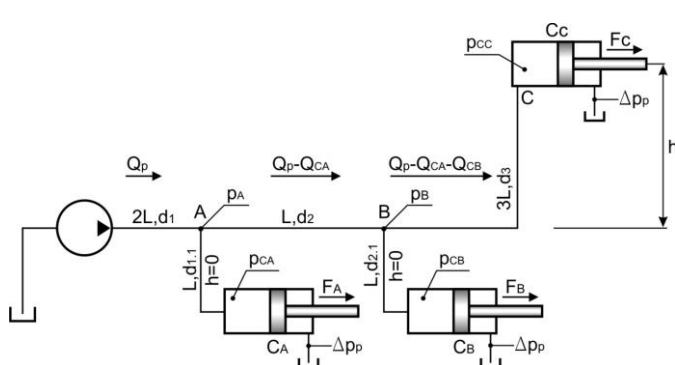
Potrebna čistoća ulja postiže se nakon 40 minuta filtriranja.

poglavlje 10. CEVOVODI –
U#4 deo 2. - ukupan broj rešenih primera 19

10.12.

10.12. Magistralni cevovod AB grana se na tri dela u čvornim tačkama A i B koje se nalaze istoj ravni. Na kraju grana postavljeni su cilindri C_A i C_B u nivou pumpe i cilindar C_C podignut na visinu $h = 15$ m. Kapacitet pumpe $Q_P = 200 \text{ dm}^3/\text{m}$ deli se prema cilindrima u omeru: $Q_A = 0.5 \cdot Q_P$; $Q_B = 0.3 \cdot Q_P$ i $Q_C = 0.2 \cdot Q_P$.

Proračunaj pritisak pumpe i pritisak u klipnim komorama cilindara C_A i C_B ukoliko je pritisak u cilindru C_C jednak $p_C = 100$ bar, bazna dužina cevovoda $L = 5$ m, brzina proticanja ulja u svim segmentima cevovoda $v_1 = 3$ m/s osim u segmentu PA u kome je brzina proticanja ulja $v_2 = 4$ m/s. Gustina ulja je $\rho = 860$ kg/m³, radni



viskozitet $\nu = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$. Prilikom proračuna cevovoda lokalne otpore zanemariti, a prečnike cevovoda uskladi sa definisanim brzinama proticanja ulja.

Proračunaj uticaj pritiska u klipnjačinoj komori na silu klipa cilindra C_A ako je odnos površina klipa i klipnjačinog prstena 2:1. Brzina kretanja klipa je $v_k = 0.1 \text{ m/s}$.

Rešenje

Kod rešavanja ovog problema polazi se od krajnje tačke sistema, cilindra C_c čija su oba radna parametra poznata: potrebna količina ulja koja se u njega dovodi i veličina pritiska u klipnoj komori.

Raspored pritisa u analiziranom hidrauličnom sistemu i njegov prenos iz jednog u drugi cevovod u čvornim tačkama prikazan je grafički na slici.

Distribucija ukupnog kapaciteta pumpe prema pojedinim cilindrima jednaka je:

- $Q_P = 200 \text{ dm}^3 / \text{min} = 3.333 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$
- $Q_{CA} = 0.5 \cdot Q_P = 0.5 \cdot 200 = 100 \text{ dm}^3 / \text{min} = 1.666 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s},$
- $Q_{CB} = 0.3 \cdot Q_P = 0.3 \cdot 200 = 60 \text{ dm}^3 / \text{min} = 1.0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s},$
- $Q_{CC} = 0.2 \cdot Q_P = 0.2 \cdot 200 = 40 \text{ dm}^3 / \text{min} = 0.666 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}.$

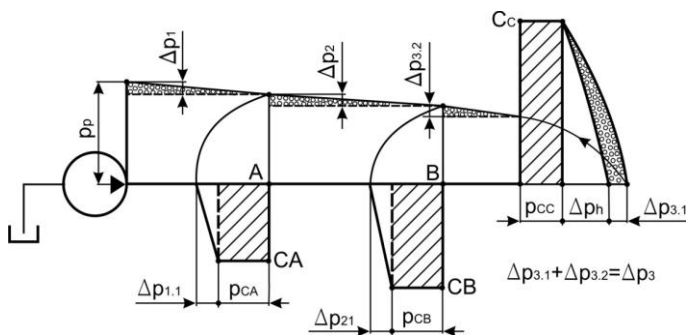
Cilindar C_c i pripadajuća cevovodna instalacijom postavljeni su u serijskoj vezi pa se pritisak pumpe može proračunati prema:

$$p_P = \Delta p_{PA} + \Delta p_{AB} + \Delta p_{BC} + \Delta p_h + p_{CC},$$

gde je: Δp_{xy} – pad pritiska u pojedinim segmentima cevovoda; Δp_h – pritisak potreban da se savlada visinska razlika; p_{CC} – pritisak u klipnoj komori cilindra C_{CC} .

➤ **Proračun pritiska u čvoru B**

Pritisak u tački B jednak je: $p_B = \Delta p_{BC} + \Delta p_h + p_{CC}$



Površina cevoda je: $A_3 = \frac{Q_{CC}}{v} = \frac{0.666 \cdot 10^{-3}}{3} = 0.222 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2, \text{ a}$

prečnik: $d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 222}{3.14}} = 16.8 \text{ mm}.$

Rejnoldsov broj je $Re_3 = \frac{v \cdot d_3}{\nu} = \frac{3 \cdot 16.8 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-6}} = 1575$, pa je koeficijent unutrašnjeg otpora tečenju za

laminarno tečenje jednak $\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1575} = 0.0406.$

Pad pritiska je jednak: $\Delta p_3 = \Delta p_{BC} = \lambda_3 \cdot \frac{3L}{d_3} \cdot \frac{v_1^2 \cdot \rho}{2} = 0.0406 \cdot \frac{3 \cdot 5}{16.8 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{3^2 \cdot 860}{2} = 140288 \text{ Pa}.$

Pritisak potreban za savladavanje razlike visina jednak je: $\Delta p_h = \rho \cdot g \cdot h = 860 \cdot 9.81 \cdot 15 = 126549 \text{ Pa}.$

Pritisak u tački B sistema jednak je:

$$p_B = \Delta p_3 + \Delta p_h + p_{CC} = 140288 + 126549 + 100 \cdot 10^5 = 10266837 \text{ Pa} \cong 102.7 \text{ bar}.$$

➤ **Proračun grane: čvor B – cilindar C_B**

Pritisak u cilindru C_B jednak je: $p_{CB} = p_B - \Delta p_{2.1}$

$$A_{2.1} = \frac{Q_B}{v} = \frac{1.0 \cdot 10^{-3}}{3} = 0.333 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \Rightarrow d_{2.1} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{2.1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 333}{3.14}} = 20.6 \text{ mm}.$$

$$Re_{2.1} = \frac{3 \cdot 20.6 \cdot 10^{-3}}{32 \cdot 10^{-6}} = 1932 \text{ laminarno tečenje} \Rightarrow \lambda = \frac{64}{1932} = 0.0331, \text{ pa je pad pritiska jednak}$$

$$\Delta p_{2.1} = 0.0331 \cdot \frac{5}{20.6 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{3^2 \cdot 860}{2} = 31092 \text{ Pa},$$

pa je pritisak u klipnoj komori cilindra C_B jednaka $p_{CB} = 10266837 - 31092 = 10235745 \text{ Pa}.$

➤ **Proračun pritiska u čvoru A**

Pritisak u čvoru A jednak je: $p_A = p_B + \Delta p_2$

Protok je jednak uklja kroz ovaj deo cevovoda je:

$$Q_{AB} = Q_P - Q_{CA} = (3.333 - 1.666) \cdot 10^{-3} = 1.667 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$A_2 = \frac{Q_{AB}}{v} = \frac{1.667 \cdot 10^{-3}}{3} = 0.556 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \Rightarrow d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 556}{3.14}} = 26.6 \text{ mm}.$$

$$Re_2 = \frac{3 \cdot 26.6 \cdot 10^{-3}}{32 \cdot 10^{-6}} = 2494 \text{ prelazno područje tečenja}$$

$$\lambda = 3.9 \cdot 10^{-6} \cdot Re + 0.0242 = 3.9 \cdot 10^{-6} \cdot 2494 + 0.0242 = 0.0339$$

$$\Delta p_2 = \lambda_2 \cdot \frac{L}{d_2} \cdot \frac{v_1^2 \cdot \rho}{2} = 0.0337 \cdot \frac{3^2 \cdot 860}{2} = 24515 \text{ Pa} \Rightarrow$$

$$p_A = p_B + \Delta p_2 = 10266837 + 24515 = 10291352 \text{ Pa} \cong 102.9 \text{ bar}.$$

➤ **Proračun grane: čvor A - cilindr C_A**

Pritisak u cilindru C_A jednak je: $p_{CA} = p_A - \Delta p_{1.1}$

$$A_{1.1} = \frac{Q_{CA}}{v} = \frac{1.666 \cdot 10^{-3}}{3} = 0.556 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \Rightarrow d_{1.1} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{1.1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 556}{3.14}} = 26.6 \text{ cm}.$$

$$Re_{1.1} = \frac{3 \cdot 26.6 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-6}} = 2493 \text{ prelazno područje tečenja}$$

$$\lambda = 3.9 \cdot 10^{-6} \cdot Re + 0.0242 = 3.9 \cdot 10^{-6} \cdot 2493 + 0.024 = 0.0337$$

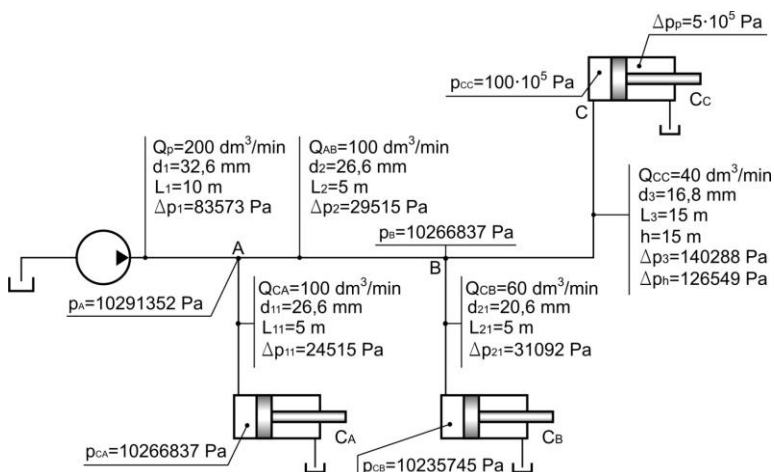
$$\Delta p_{11} = 0.0337 \cdot \frac{5}{26.6 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{3^2 \cdot 860}{2} = 24515 \text{ Pa}$$

$$p_{CA} = p_A - \Delta p_{1,1} = 10291352 - 24515 = 10266837 \text{ Pa}$$

➤ **Proračun cevovoda: pumpa P – čvor A**

Pritisak pumpe jednak je: $p_p = p_A + \Delta p_1$

$$A_1 = \frac{Q_p}{v} = \frac{3.33 \cdot 10^{-3}}{4.0} = 0.833 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \Rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 833}{3.14}} = 32.6 \text{ mm}$$



$$Re_2 = \frac{3 \cdot 32.6 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-6}} = 4075, \text{ turbulentno tečenje} \Rightarrow \lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} = \frac{0.3164}{4075^{0.25}} = 0.0396 \Rightarrow$$

$$\Delta p_1 = 0.0396 \cdot \frac{2 \cdot 5}{32.6 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{4^2 \cdot 860}{2} = 83573 \text{ Pa},$$

pa je pritisak pumpe jednak:

$$p_p = 10291352 + 83573 = 10374925 \text{ Pa}$$

Pad pritiska u celoj cevovodnoj liniji P - C jednak je: $\Delta p_{PC} = 10374925 - 10000000 = 3749256 \text{ Pa} = 3.75 \text{ bar}$

➤ **Proračun uticaja pritiska u klipnjačinoj komori na silu klipa CCA**

Protok ulja prema cilindru CCA je: $Q_{CA} = 0.5 \cdot Q_p = 0.5 \cdot 200 = 100 \text{ dm}^3 / \text{min} = 1.666 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$, a brzina

$$\text{kretanja klipa } A_A = \frac{Q_{CA}}{v_A} = \frac{1.666 \cdot 10^{-3}}{0.2} = 8.33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 8330 \text{ mm}^2$$

$$\text{Prečnik klipa je jednak: } D_A = \sqrt{\frac{4 \cdot A_A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8330}{3.14}} = 103 \text{ mm}$$

Sila klipa je jednaka:

$$F_A = p_A \cdot A_A - p_p \cdot A_{Ap} = A_A \cdot (p_A - 0.5 \cdot p_p) = 8.33 \cdot 10^{-3} \cdot (100 - 0.5 \cdot 10) \cdot 10^5 = 79135 \text{ N}$$

Na isti način mogu se proračunati i sile klipova cilindara CCB i CCC.

-
-
-
-

poglavlje 11. HIDRAULIČNI SISTEM - CELINA

UH4 deo 2. - ukupan broj rešenih primera 17

11.11.

Na teretnom vozilu je ugrađen kiper uređaj za istovar rastresitog tereta maksimalne mase $G = 12000 \text{ kg}$. Istresanje tereta iz kasete vrši se zakretanjem kasete klipom teleskopskog cilindra po poprečnoj osi koja je postavljena na zadnjem kraju. Osa teleskopskog cilindra je od ose rotacije udaljena $L_C = 1800 \text{ mm}$. Težište tereta je od ose rotacije udaljeno $L_G = 1400 \text{ mm}$. Vertikalno udaljenje težišta materijala od ose rotacije je $H_G = 500 \text{ mm}$. Teleskopski cilindar je sa četiri segmenta, karakteristika:

Stepen	Dužina klipa	Prečnik klipa
Prvi	$H_1 = 400 \text{ mm}$	$D_1 = 118 \text{ mm}$
Drugi	$H_2 = 380 \text{ mm}$	$D_2 = 97 \text{ mm}$
Treći	$H_3 = 350 \text{ mm}$	$D_3 = 78 \text{ mm}$
Četvrti	$H_4 = 250 \text{ mm}$	$D_4 = 60 \text{ mm}$

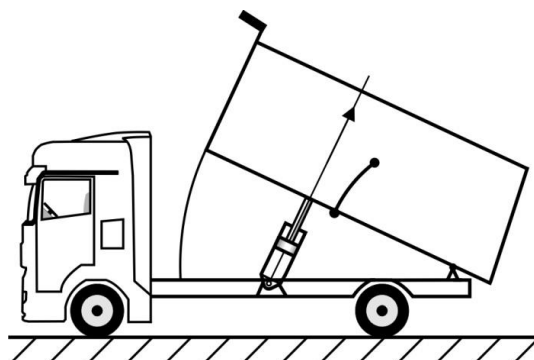
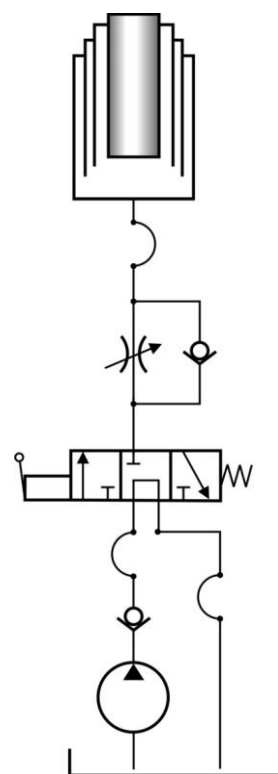
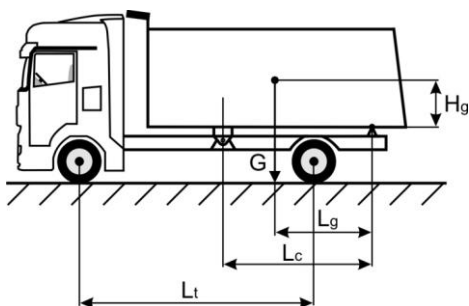
U hidraulički sistem ugrađena je pumpa:

- specifične zapremine: $q = 20 \text{ cm}^3$ i
- najvećeg broja obtraja: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$.

Pumpa je povezana sa pogonskim motorom vozila preko varatila menjača.

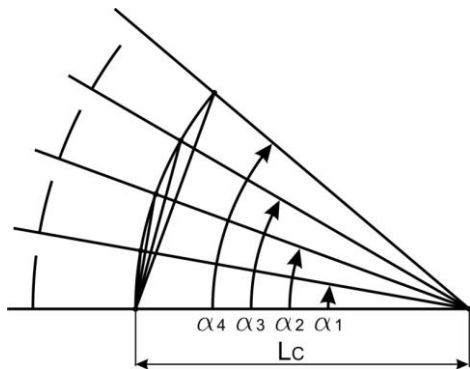
Potrebno je proračunati silu dizanja, pritisak, brzinu i vreme hoda svakog segmenta, a zatim i radne parametre pumpe u odnosu na kritičnu vrednost pritiska. Potrebno je definisati najnižu temperaturu korišćenja kiper uređaja (-5°C ili -10°C).

Izračunaj ugao kod koga se materijal počne istresati iz kućišta kasete usled delovanja vlastite težine u uslovima kada je koeficijent otpora materijala jednak $\mu = 0.65$.



Rešenje

Na slikama su šematski prikazani položaji donje stranice kasete kiperu u 4 karakteristične pozicije koje odgovaraju potpuno izvučenim segmentima i delovanje sila prilikom zakretanja kasete kiperu.



Sila koja se suprotstavlja zakretanju kućišta jednaka je:

$$F_G = G \cdot g = 12000 \cdot 9.81 = 117720 \text{ N}.$$

Površina prvog segmenta teleskopskog cilindra jednaka je:

$$A_1 = \frac{D_1^2 \cdot \pi}{4} = \frac{11.8^2 \cdot 3.14}{4} = 10930 \text{ mm}^2,$$

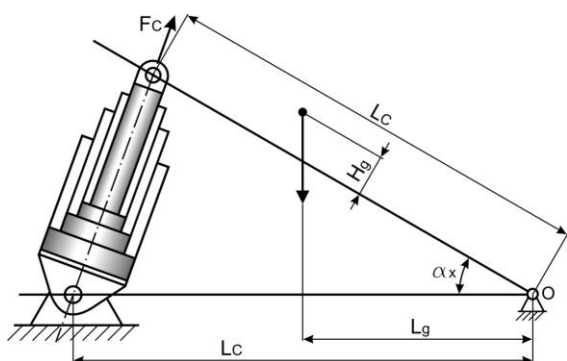
a ostalih: $A_2 = 7390 \text{ mm}^2$; $A_3 = 4780 \text{ mm}^2$; $A_4 = 2830 \text{ mm}^2$.

Ugao nagiba poda kiperske karoserije kod krajnje izvučenog prvog segmenta teleskopskog cilindra može se proračunati prema šemi koja je za neki položaj prikazana na slici:

$$\sin \frac{\alpha_1}{2} = \frac{0.5 \cdot h_1}{L_c} = \frac{0.5 \cdot 400}{1800} = 0.111 \Rightarrow \alpha_1 = 13^\circ,$$

$$\sin \frac{\alpha_2}{2} = \frac{0.5 \cdot (h_1 + h_{1+2})}{L_c} = \frac{0.5 \cdot (400 + 380)}{1800} = 0.2166 \Rightarrow \alpha_2 = 25^\circ$$

a ostalih položaja: $\alpha_3 = 36^\circ$; $\alpha_4 = 45^\circ$.



Sila klipa (F_c) proračunava se iz uslova:

$$\sum M_O = 0.$$

U nultom položaju - kiper karoserija je u horizontalnom položaju, a suma momenata je jednaka:

$$F_{c0} \cdot L_c - F_g \cdot L_g = 0$$

$$F_{c0} = \frac{F_g \cdot L_g}{L_c} = \frac{117720 \cdot 1400}{1800} = 91560 \text{ N}.$$

Prvo se izvlači segment 1 čiji je prečnik najveći i kada se on dovede u krajnji položaj, sila klipa je jednaka:

$$\sum M_{I0} = 0,$$

$$F_{c1} \cdot (\cos 0.5 \alpha) \cdot L_c + F_g \cdot (\sin \alpha) \cdot H_g - F_g \cdot (\cos \alpha) \cdot L_g = 0$$

$$F_{c1} = \frac{117720 \cdot (1.4 \cdot \cos 13^\circ - 0.5 \cdot \sin 13^\circ)}{1.8 \cdot \cos 6.5^\circ} = 82387 \text{ N}.$$

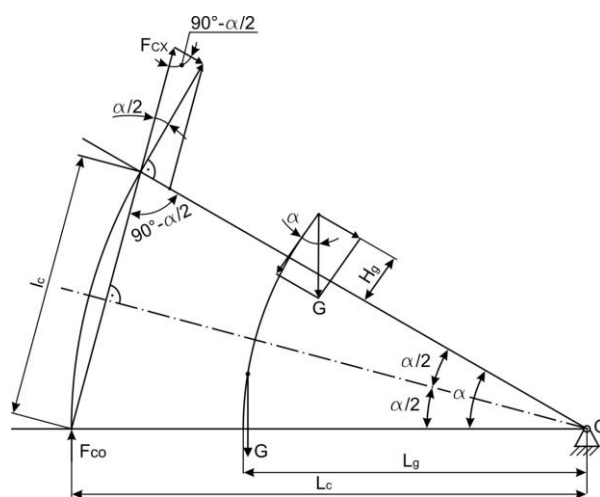
Sile ostalih segmenata u krajnjim izvučenim položajima su jednake:

- segment 2, ugao nagiba kasete $\alpha_2 = 25^\circ$: $F_{c2} = 70841 \text{ N}$,
- segment 3, ugao nagiba kasete $\alpha_3 = 36^\circ$: $F_{c3} = 57676 \text{ N}$,
- segment 4, ugao nagiba kasete $\alpha_4 = 45^\circ$: $F_{c4} = 45049 \text{ N}$.

Pritisak ulja u cilindru kod nultog položaja kasete jednak je:

$$p_o = \frac{F_o}{A_1} = \frac{91560}{10930 \cdot 10^{-6}} = 83.8 \cdot 10^5 \text{ Pa}, \text{ a}$$

u ostalim položajima koji odgovaraju proračunatim silama jednaki su:



$$p_1 = \frac{F_{C1}}{A_1} = \frac{82387}{10930 \cdot 10^{-6}} = 75.4 \cdot 10^5 \text{ Pa}, \quad p_2 = \frac{F_{C2}}{A_2} = \frac{70841}{7390 \cdot 10^{-6}} = 95.9 \cdot 10^5 \text{ Pa},$$

$$p_3 = \frac{F_{C3}}{A_3} = \frac{57676}{4780 \cdot 10^{-6}} = 102.7 \cdot 10^5 \text{ Pa}, \quad p_4 = \frac{F_{C4}}{A_4} = \frac{45049}{2830 \cdot 10^{-6}} = 159.2 \cdot 10^5 \text{ Pa},$$

Proračunati pritisci predstavljaju maksimalne veličine za svaki segment u krajnjem položaju, ali se on povećava u momentu prelaza sa segmenta većeg prečnika na segment manjeg prečnika.

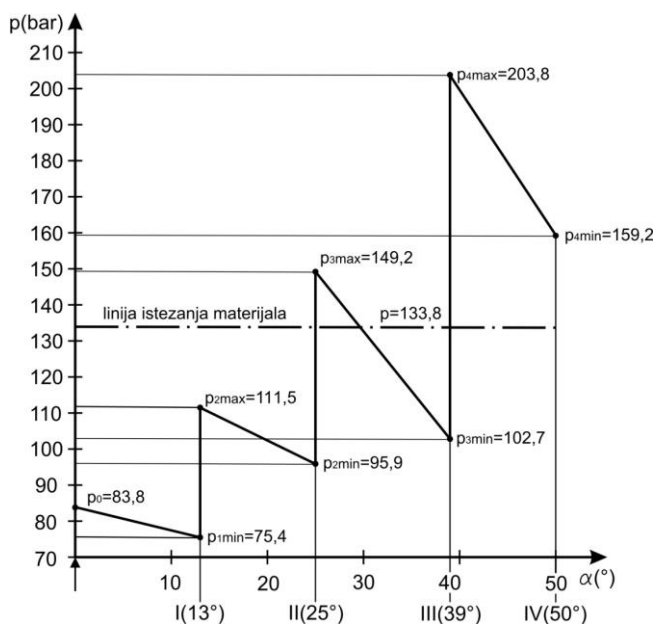
Njihove vrednosti će u toj poziciji iznositi:

- segment 1 $\Rightarrow$ 2: $p_{2max} = \frac{F_{C1}}{A_2} = \frac{82387}{7390 \cdot 10^{-6}} = 111.5 \cdot 10^5 \text{ Pa},$
- segment 2 $\Rightarrow$ 3: $p_{3max} = \frac{F_{C2}}{A_3} = \frac{70841}{4780 \cdot 10^{-6}} = 148.2 \cdot 10^5 \text{ Pa},$
- segment 3 $\Rightarrow$ 4: $p_{4max} = \frac{F_{C3}}{A_4} = \frac{57676}{2830 \cdot 10^{-6}} = 203.8 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$

Treba takođe imati u vidu da se zbog promene ugla nagiba platforme menja i ugao delovanja sila, pa se u području svakog segmenta menjaju veličine pritiska ulja u području:

- prvog segmenta (1): sa $p_{1max} = 83.8 \Rightarrow 75.4 \text{ bar},$
- prvog segmenta (2): sa $p_{2max} = 111.5 \Rightarrow 95.9 \text{ bar},$
- prvog segmenta (3): sa $p_{3max} = 148.2 \Rightarrow 102.7 \text{ bar},$
- prvog segmenta (4): sa $p_{4max} = 203.8 \Rightarrow 159.2 \text{ bar}.$

Na osnovu izvršenog proračuna može se nacrtati dijagram promene pritiska za svaki segment teleskopskog cilindra u funkciji promene ugla zakretanja.



Kapacitet pumpe je kod definisanog broja obrtaja i zapreminskog koeficijenta iskorišćenja $\eta_z = 0.95$ jednak:

$$Q = q \cdot n \cdot \eta_z = 20 \cdot 10^3 \cdot 2000 \cdot 0.95 = 38 \text{ dm}^3 / \text{min}.$$

Vreme zakretanja kiper karoserije po pojedinim segmentima proračunava se na osnovu brzine izvlačenja svakog pojedinačnog segmenta teleskopskog cilindra, pa je tako brzina izvlačenja prvog segmenta jednaka:

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{38 \cdot 10^6}{60 \cdot 10930} = 57.9 \text{ mm/s},$$

a brzine ostalih segmenata su:
 $v_2 = 85.7 \text{ mm/s}; \quad v_3 = 132.5 \text{ mm/s}; \quad v_4 = 223.8 \text{ mm/s}$

$$\text{Vreme izvlačenja pojedinih segmenata je: } t_1 = \frac{h_1}{v_1} = \frac{400}{57.9} = 6.9 \text{ s},$$

a ostalih: $t_2 = 4.43 \text{ s}; \quad t_3 = 2.64 \text{ s}; \quad t_4 = 1.11 \text{ s}.$

Ukupno vreme dizanja kiper karoserije jednako je:

$$t_{uk} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 6.9 + 4.43 + 2.64 + 1.11 = 15.08 \text{ s}.$$

U skladu sa funkcijom i izvršenim proračunom nacrtana je uprošćena hidraulična šema, na osnovu koje se definiše veličina radnog pritiska pumpe:

$$p = p_4 + \Delta p_{rv} + \Delta p_c,$$

gde je: $p_4 = p_{4max} = 203.8 \cdot 10^5 \text{ bar}$ – maksimalni radni pritisak, $\Delta p_{rv} = 2 \text{ bar}$ – pad pritiska u razvodnom ventilu kod protoka $P - A$ (očitano iz kataloga proizvođača; Δp_c – pad pritiska u cevovodu (treba se proračunati).

U skladu sa veličinom radnog pritiska bira se brzina proticanja ulja kroz cevovod $v_c \approx 5.0 \text{ m/s}$ (UH4, deo 1, T7.2, grupa III), pa je:

$$A_c = \frac{Q}{v_c} = \frac{38 \cdot 10^6}{60 \cdot 5 \cdot 10^3} = 126.6 \text{ mm}^2 \Rightarrow d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 126.6}{\pi}} = 12.7 \text{ mm}.$$

Bira se cevovod 20 x 3 (UH4, deo 1, T7.4) čiji je unutrašnji prečnik $d_c = 14 \text{ mm}$.

Njegova površina je jednaka $A_c = \frac{d_c^2 \cdot \pi}{4} = \frac{14^2 \cdot \pi}{4} = 153.6 \text{ mm}^2$, pa je brzina proticanja ulja jednaka

$$v_u = \frac{Q}{A_c} = \frac{38 \cdot 10^{-3}}{153.6 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 4.11 \text{ m/s}.$$

Kako se radi o hidrauličnom sistemu vozila koje treba da radi i na temperaturama od -10° bira se ulje viskozne klase ISO VG 32. Iz dijagrama D1.4 i D1.5 (UH4, deo 1) očitava se vrednost viskoziteta mineralnih hidrauličnih ulja kvalitetnih nivoa HM (indeks viskoznosti 100) i HV (multigradno, indeks viskoznosti 140) :

Temperatura	-10°C	-5°C	40°C	70°C
Viskoznost ulja ISO VG32 HM (mm^2/s)	1100	700	32	11
Viskoznost ulja ISO VG32 HV (mm^2/s)	800	500	32	12
Dozvoljeno, kratkotrajno - opšta preporuka (UH4, deo 1, T2.4) (mm^2/s)	max. 1000			min. 10

Iz očitanih veličina viskoziteta na različitim temperaturama vidi se:

- ulje ISO VG32 HM može se koristiti na najnižoj temperaturi -5°C ;
- ulje ISO VG32 HV može se koristiti na najnižoj temperaturi -10°C ;
- kod temperature 70°C mogu se koristiti oba tipa ulja uz napomenu da je viskozitet ulja ISO VG32 HM bliži kritičnoj dozvoljenoj graničnoj vrednosti.

U skladu sa hidrauličnom šemom i veličinom transportnog sredstva procenjuje se (na relaciji pumpa – razvodnik – cilindar) ukupna dužina cevovoda $l_c = 5 \text{ m}$, te da su u instalaciji postavljena i dva creva dužine po $l_{cr} = 750 \text{ mm}$.

Proračun pada pritiska u cevovodu vrši se kod rada sistema na temperaturi $T = -10^\circ\text{C}$ kada je vrednost viskoziteta najviša.

Vrednost Reynoldsovog broja je jednaka: $Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4.11 \cdot 19 \cdot 10^{-3}}{800 \cdot 10^{-6}} = 97.6 \leq 2000$ - tečenje ulja kroz

cevovod je laminarno, pa je koeficijent unutrašnjeg otpora jednak $\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{97} = 0.6597$, a pad pritiska:

$$\Delta p_{c2} = \lambda \cdot \frac{l_c}{d_c} \cdot \frac{v_u^2 \cdot \rho}{2} = 0.6597 \cdot \frac{5}{14 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{4.11^2 \cdot 860}{2} = 1711357 \text{ Pa}.$$

Pad pritiska u crevu $\Delta p_{cr} = 0.362 \text{ bar/m}$ definiše se prema tabeli T7.11 (UH4, deo 1) za: protok ulja $Q = 38 \text{ l/min}$, unutrašnji prečnik $d_{cr} = 12.5 \text{ mm}$, površinu preseka $A = 122.7 \text{ mm}^2$, dužinu $l = 1.0 \text{ m}$ i viskozitet ulja $\nu = 32 \text{ mm}^2$.

Kako je očitani pad pritiska $\Delta p_{cr} = 0.362 \text{ bar/m}$ definisan za viskozitet ulja $\nu = 32 \text{ mm}^2$, a kritični radni viskozitet $\nu = 800 \text{ mm}^2$, isti se treba pomnožiti koeficijentom povećanja pada pritiska kod proticanja kroz cevovod istih karakteristika, prema približnom proračunu:

$$k_p = \frac{\Delta p_{800}}{\Delta p_{32}} = \frac{\lambda_{800}}{\lambda_{32}}, \text{ jer je } \Delta p_c = \lambda \cdot \frac{l_c}{d_c} \cdot \frac{v_u^2 \cdot \rho}{2} = \lambda \cdot K.$$

Brzina proticanja ulja kroz cev jednaka je: $v_u = \frac{Q}{A_c} = \frac{38 \cdot 10^{-3}}{122.7 \cdot 10^{-6} \cdot 60} = 5.16 \text{ m/s}$

a) pad pritiska kod viskoziteta ulja $\nu = 32 \text{ mm}^2$:

Rejnoldsov broj je jednak: $Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{5.16 \cdot 12.5 \cdot 10^{-3}}{32 \cdot 10^{-6}} = 2016 \geq 2000$ tečenje ulja je u prelaznom području

pa je koeficijent unutrašnjeg otpora jednak $\lambda = 3.9 \cdot 10^{-6} \cdot Re + 0.024 = 3.9 \cdot 10^{-6} \cdot 2016 + 0.024 = 0.03186$.

b) pad pritiska kod viskozitet ulja $\nu = 800 \text{ mm}^2$:

Rejnoldsov broj je jednak $Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{5.16 \cdot 12.5 \cdot 10^{-3}}{800 \cdot 10^{-6}} = 80.6 \leq 2000$ tečenje ulja je laminarno, pa je

koeficijent unutrašnjeg otpora jednak $\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{80.6} = 0.794$.

Koeficijent povećanja pritiska jednak je: $k_p = \frac{\lambda_{800}}{\lambda_{32}} = \frac{0.794}{0.03186} = 31.4$, pa je

pad pritiska u crevu jednak: $\Delta p_{cr} = 2 \cdot l_{cr} \cdot k_p \cdot \Delta p_{cr} = 2 \cdot 0.75 \cdot 0.362 \cdot 31.4 = 17.05 \text{ bar}$.

Pad pritiska u crevu kod temperature $T = -10^\circ\text{C}$ je visok, ali nije problematičan jer se radi o kratkotrajnoj vrednosti - viskoznost ulja i pad pritiska se smanje kada se ulje zagreje.

Zadatkom je definisan zahtev da se izvrši proračun ugla nagiba kiper karoserije kod kojeg počinje istresanje rastresitog materijala. Koeficijent otpora je definisan na nivou $\mu = 0,65$.

Granična vrednost ugla nagiba platforme proračunava se iz uslova: sila trenja je jednaka horizontaloj komponenti:

$$F_T = F_{GH} \Rightarrow (F_G \cdot \cos \alpha_x) \cdot \mu = F_G \cdot \sin \alpha_x$$

$$\tan \alpha_x = \mu = 0,65 \Rightarrow \alpha_x = 31^\circ$$

U odnosu na proračunate granične uglove, ugao $\alpha_x = 31^\circ$ pripada području trećeg segmenta teleskopskog cilindra.

Sila klipa u momentu istresanja može se proračunati po ranije izvednoj formuli:

$$F_{Cx} = \frac{F_G \cdot (L_G \cdot \cos \alpha_x - H_G \cdot \sin \alpha_x)}{L_C \cdot \cos(0.5 \cdot \alpha_x)} = \frac{117720 \cdot (140 \cdot \cos 31 - 50 \cdot \sin 31)}{180 \cdot \cos 15.5} = 63967 \text{ N}, \text{ a}$$

pritisak u klipnoj komori cilindra je u tom momentu jednaka: $p_{3x} = \frac{F_{C3x}}{A_3} = \frac{63974}{47.8 \cdot 10^{-3}} = 133.8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Kako kod tog ugla počinje istresanje materijala iz kiper a sila klipa i pritisak se smanjuje a ugao nagiba povećava, pa ako bi se sistem posmatrao kao idealan proračunati pritisak u početnom trenutku istresanja, mogao bi se definisati kao maksimalni. Za ovaj proračun usvaja se koeficijent sigurnosti pritiska $k_p = 1.25$, pa se maksimalni pritisak definiše prema:

$$p = k_p \cdot p_{3x} + \Delta p_{rv} + \Delta p_c + \Delta p_{cr} = 1.25 \cdot 133.8 + 2 + 1.71 + 17.05 = 175.975 \approx 188 \text{ bar}$$

Ventil za ograničenje pritiska treba se podesiti na približno $p_{max} = 200 \text{ bar}$.

Snaga pogonskog motora proračunava se prema:

$$N = \frac{p_{max} \cdot Q}{600 \cdot \eta_{uk}} = \frac{200 \cdot 38}{600 \cdot 0.9} = 14.07 \text{ kW}$$

-
-
-
-