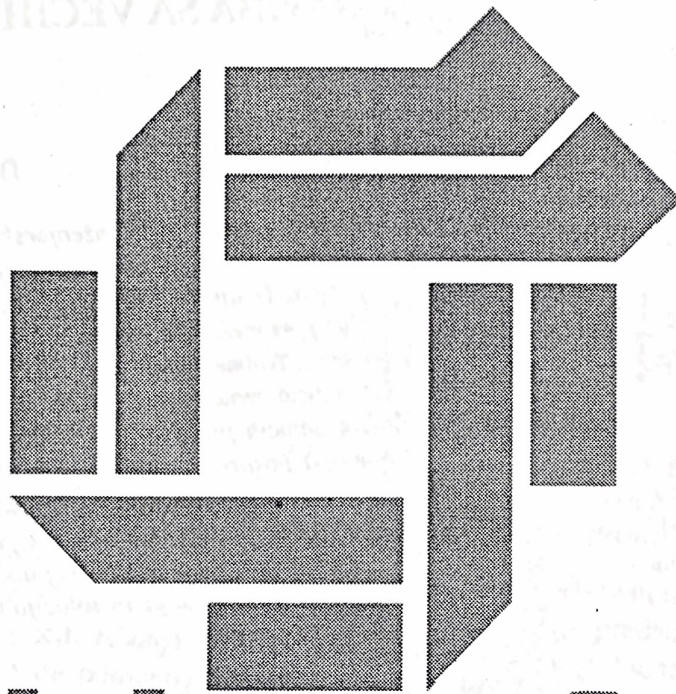


28.

naučno-stručni skup sa
međunarodnim učešćem

111

V 30046



hipnet 2002

organizatori skupa
Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu

Savez Mašinskih i elektrotehničkih inženjera
i tehničara Srbije (SMEITS), Beograd

Vrnjačka Banja, Hotel "Breza", 02.-04.X 2002.

HIDRAULIČNI PRORAČUN CIRKULACIONIH INSTALACIJA ZA TRANSPORT NEHOMOGENIH MEŠAVINA SA VEĆIH DUBINA



D. Nikolić¹
D. Milovanović¹, N. Jovičić¹

Rezime: U praktičnim inženjerskim problemima vezanim za transport usitnjenjenih materijala, često se javlja potreba za transportom mešavina tečnog fluida i čvrstih materijala sa većih dubina. U takvim slučajevima uglavnom nije moguća upotreba specijalizovanih pumpi za transport mešavina, već se u tu svrhu koriste instalacije sa kombinacijom strujnih i lopatičnih pumpi. Naime, zbog povećanog sadržaja primesa u tečnosti, malog stepena korisnosti i relativno male visine usisavanja lopatičnih pumpi, nije uvek moguća upotreba isključivo potapajućih pumpi, već se instalacije dopunjuju strujnim pumpama, pri čemu se lopatična pumpa postavlja iznad nivoa tečnosti, a strujna pumpa se spušta na neophodnu dubinu i potapa u tečnost. U ovom radu je predstavljen hidraulični proračun ovakvih sistema transporta, pri čemu je osnovna pretpostavka da se vrši transport nehomogenih mešavina i da je čvrst materijal različite krupnoće ali u osnovi dosta usitnjen ($d=0,5-10$ mm). Razmatrane su različite konfiguracije instalacija u cilju povećanja stepena korisnosti celokupnog postrojenja.

UVOD

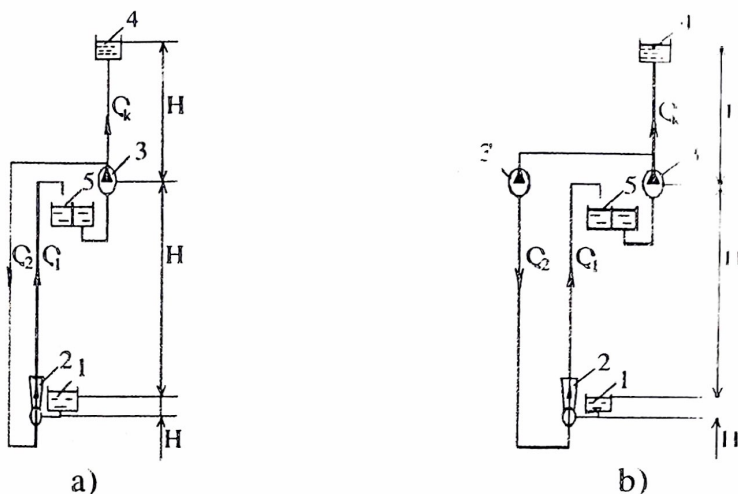
U praktičnoj primeni pumpnih instalacija za transport usitnjenjenih materijala, čest je slučaj potrebe transporta mešavina tečnog fluida i čvrstih materijala sa većih dubina. Za hidraulični transport usitnjenih materijala uglavnom se koriste specijalne pumpe za transport mešavina, ali sastav opreme koju će imati jedna instalacija za hidraulični transport zavisi isključivo od primenjenog sistema transporta u konkretnom slučaju, pumpe kojom će se obavljati transport i fizičkih i strujnih svojstava transportovanog materijala. Kada je u pitanju transport mešavina sa velikih dubina koje su znatno veće od visine usisavanja lopatičnih pumpi, u tu svrhu moguće je korišćenje različitih vrsta potapajućih pumpi, ali ne uvek, za šta je osnovni razlog prisustvo čvrstih primesa.

Treba imati u vidu i da stepen korisnosti pumpnih agregata ne prelazi vrednost 40-50 % pri radu u optimalnom režimu, a pri upotrebi potapajućih pumpi u režimima različitim od optimalnog, stepen korisnosti se smanjuje još za 10-15 %. Zbog svih navedenih razloga, za transport mešavina sa velikih dubina moguće je upotrebiti cirkulacionu instalaciju sa kombinacijom strujnih pumpi [1], koje se potapaju u tečnost na neophodnu dubinu, i lopatičnih pumpi koje se postavljaju iznad nivoa tečnosti (Slika 1).

Instalacija prikazana na slici 1a namenjena je za transport čistih tečnosti ili mešavina sa velikim sadržajem usitnjenih čvrstih primesa. Pri tome se u levom delu međurezervoara vrši taloženje čvrstih čestica iz tečnosti transportovane strujnom pumpom, a potom se nastavlja dalji transport prečišćene tečnosti iz desnog dela međurezervoara lopatičnom pumpom. Ovakva instalacija se takođe može upotrebiti i za transport tečnosti koje sadrže gasovite primese, pri čemu bi se one takođe izdvajale u međurezervoaru. U principu, strujne pumpe mogu da transportuju mešavine tečnosti i čvrstih čestica, dok je za lopatične pumpe maksimalni sadržaj primesa u radnom fluidu određen uslovima pouzdanog rada. Koristan protok Q_k i stepen korisnosti instalacije η zavise direktno od odnosa H_4/H_1 , gde H_1 predstavlja napor lopatične pumpe 3 a H_4 rastojanje između centrifugalne i strujne pumpe. Da bi se povećao koristan protok i stepen korisnosti neophodno je da se odnos H_4/H_1 smanji, ali u konkretnim

¹ Danijela Nikolić, Dobrica Milovanović, docent Nebojša Jovičić, Mašinski fakultet u Kragujevcu

uslovima veličine H_4 i H_1 su određene konfiguracijom instalacije. Zato je nemoguće postići navedenog odnosa dobiti odgovarajuću vrednost Q_k i η .



Slika 1. - Šeme instalacija za transport tečnosti sa velikih dubina
1 - prijemni rezervoar, 2 - strujna pumpa, 3 - osnovna lopatična pumpa,
3' - pomoćna lopatična pumpa, 4 - naporni rezervoar, 5 - prelazni rezervoar

Da bi se postiglo povećanje korisnog protoka i stepena korisnosti, koriste se instalacije sa dve lopatične pumpe. Osim veće cene, manje ovakvih instalacija predstavljaju i veće gubitke mere. Jedno od mogućih rešenja ovih problema je postavljanje lopatičnih pumpi u jednom strujnom toku, tj. u vidu pumpnog agregata. U instalacijama prikazanim na slici 1b, lopatične pumpe 3 i 3' rade nezavisno, pri čemu pumpa 3 obezbeđuje kretanje tečnosti u spoljašnjem toku, a povećanje napora strujne pumpe se obezbeđuje pomoćnom lopatičnom pumpom 3'. Pomoćna pumpa 3' transportuje radnu mešavinu Q_2 . Napor H_1 pumpe 3 u tom slučaju može se smatrati jednako korisnom naporu u mreži.

U daljem radu dati su metodi proračuna i osnovne karakteristike cirkulacionih instalacija za transport nehomogenih mešavina, sa jednom ili dve lopatične pumpe, pri čemu je osnovna pretpostavka da se radi o hidrauličnom transportu čestica krupnoće $d=0,5-10$ mm.

2. METOD PRORAČUNA INSTALACIJA ZA TRANSPORT MEŠAVINA SA VELIKIH DUBINA SA JEDNOM LOPATIČNOM PUMPOM

Za transport mešavina sa većih dubina, najčešće se koriste instalacije sa jednom lopatičnom pumpom. Prema slici 1a, gde je:

H_1 - ukupan napor lopatične pumpe,

$H_2=H_3+H_4$ - rastojanje od ose lopatične pumpe do ose usisnog otvora strujne pumpe,

H_3 - geometrijska visina usisavanja strujne pumpe,

H_4 - sopstveni napor na izlazu iz strujne pumpe,

$\Sigma h_1, \Sigma h_2, \Sigma h_3$ - odgovarajuće sume gubitaka napora od radnog Q_2 , sumarni gubici i korisnog Q_k protoka tečnosti,

moгу se napisati izrazi za apsolutni pritisak u radnoj mlaznici strujne pumpe p_1 , na izlazu iz strujne pumpe p_4 , kao i pritisak usisavanja strujne pumpe p_2 , preko parametara instalacije, na sledeći način:

$$p_1 = (H_1 + H_2 - \Sigma h_1) \rho g + p_a \quad (1)$$

$$p_4 = (H_2 - \Sigma h_2) \rho g + p_a \quad (2)$$

$$p_2 = (H_3 - \Sigma h_3) \rho g + p_a \quad (3)$$

Bezdimenzijski odnos pritisaka $\Delta p_4/\Delta p_1$ strujne pumpe može se predstaviti izrazom

$$\frac{\Delta p_4}{\Delta p_2} = \frac{(H_2 - \Sigma h_2) - (H_3 - \Sigma h_3)}{(H_1 + H_2 - \Sigma h_1) - (H_3 - \Sigma h_3)} \quad (4)$$

Pretpostavljajući da su pri odgovarajućem prečniku cevovoda koji spaja strujnu i lopatičnu pumpu gubici napora $\Sigma h_1, \Sigma h_2, \Sigma h_3$ zanemarljivi u odnosu na ukupni napor, biće

$$\frac{\Delta p_4}{\Delta p_2} = \frac{H_2 - H_3}{H_1 + H_2 - H_3} = \frac{1}{1 + H_1/(H_2 + H_3)} \quad (5)$$

U opštem slučaju strujna pumpa može podizati tečnost do ose centrifugalne pumpe, a takođe i niže, ostvarujući pri tome napor ili podpritisak na usisniku lopatične pumpe. Do koje visine će se transportovati tečnost zavisi od napora H_4 koji strujna pumpa daje na izlazu.

Iz navedenih izraza sledi da veličina $\Delta p_4/\Delta p_1$, kao i koeficijent protoka strujne pumpe Q_k/Q_1 zavisi od veličine $H_1/(H_2 - H_3)$, tj. $u=f[H_1/(H_2 - H_3)]$ ili $u=f(H_1/H_4)$. Pri projektovanju takvih instalacija, zadaje se odnos H_1/H_4 koji je funkcija $\Delta p_4/\Delta p_1$ i korišćenjem uopštene dimenzijske karakteristike $\Delta p_4/\Delta p_1=f(u, d_3/d_1)$ određuje se koeficijent protoka u pri radu u optimalnom režimu, kao i odgovarajući geometrijski parametar d_3/d_1 . Korisni protok instalacije Q_k i vrednost

$$Q_k = \frac{u}{1+u} \quad (6)$$

stepen korisnosti instalacije η_i se određuje kao količnik korisne snage instalacije $P_k=\rho g Q_k(H_1+H_4)$ i korisne snage lopatične pumpe $P_p=\rho g Q_1 H_1/\eta_p$ [2]:

$$\eta_i = \frac{P_k}{P_p} = \frac{Q_k}{Q_1} \cdot \frac{H_1 + H_4}{H_1} \cdot \eta_p = \frac{u}{u+1} \cdot \left(1 + \frac{H_4}{H_1}\right) \eta_p = \eta_h \cdot \eta_p \quad (7)$$

gde je η_h hidraulički stepen korisnosti instalacije.

Bezkvitacijski rad strujne pumpe biće obezbeđen ako se odnos pritisaka p_1/p_2 odredi iz jednačina jednakosti koeficijenta protoka u i kvitacijskog koeficijenta protoka u_k [3]. Pri projektovanju vodenih mešavina, zanemarivanjem gubitaka napora, sledi da je

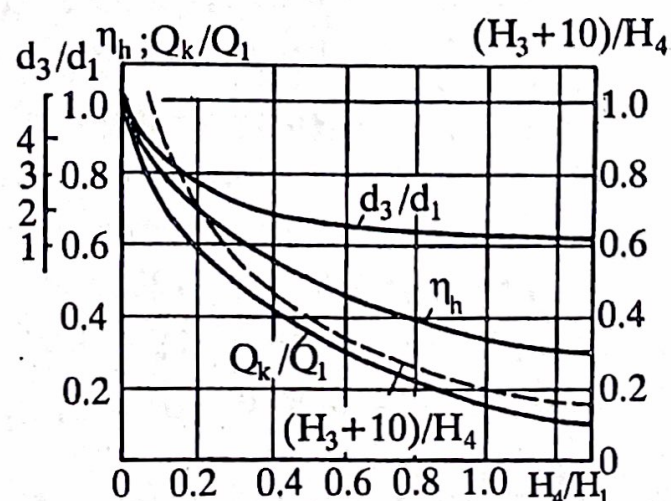
$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{H_1 + H_4 + H_3 + 10}{H_3 + 10} \quad (8)$$

odakle je odnos

$$\frac{H_3 + 10}{H_4} = \frac{1 + H_1/H_4}{p_1/p_2 - 1} \quad (9)$$

Korišćenjem poslednje formule, određuje se neophodna dubina potapanja strujne pumpe koja obezbeđuje bezkvitacijski rad

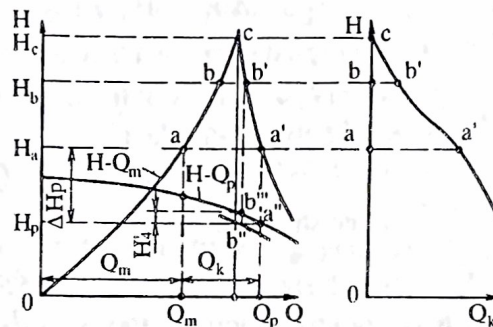
$$u_k = f\left(\frac{H_3 + 10}{H_4}, \frac{H_1}{H_4}\right) \quad (10)$$



Slika 2. Bezdimenzijske karakteristike instalacije sa jednom lopatičnom pumpom

Na dijagramu (slika 2), koji služi za proračun instalacija, dat je prikaz bezdimenzionalne karakteristike instalacije Q_k/Q_1 , hidrauličkog stepena korisnosti instalacije η_{in} , odnosno $(H_3+10)/H_4$, kao i geometrijskog parametra d_3/d_1 instalacije sa jednom lopatičnom pumpom u zavisnosti od vrednosti H_4/H_1 . Razmatranjem dijagrama dolazi se do zaključka da sa povećanjem vrednosti odnosa H_4/H_1 dolazi do smanjenja svih navedenih veličina (Q_k/Q_1 , d_3/d_1 i H_3).

Prikazani postupak proračuna je izveden za rad u optimalnom režimu pri nepromeni vrednosti odnosa H_4/H_1 . Obzirom da se navedeni odnos menja tokom vremena zbog promene nivoa vode, u daljem izlaganju je prikazana metoda formiranja karakteristike $H-Q_k$ instalaciju sa konstantnom vrednošću odnosa d_3/d_1 pri promeni vrednosti visine ulazne strujne pumpe H_3 .



Slika 3. Metod dobijanja karakteristike $H-Q_k$ instalacije za transport mešavina sa velikih dubina

Na slici 3 prikazana je karakteristika centrifugalne pumpe $H-Q_p$. Tačka a'' predstavlja tačku pumpe u osnovnom radnom režimu (biće pokazano da ona odgovara režimu maksimalnog stepena korisnosti centrifugalne pumpe). Polazeći od ukupnog napora pumpe H_p može se odrediti odnos Q_k/Q_1 , a takođe i odnos protoka

$$\frac{Q_m}{Q_1} = 1 - \frac{Q_k}{Q_1}$$

gde Q_m predstavlja protok kroz mlaznik strujne pumpe.

Pri određivanju prečnika mlaznika strujne pumpe d_1 neophodno ga je izabrati tako da pri promeni nivoa $\Delta H_p = H_1 + H_4$ kroz mlaznik ostvaruje protok Q_m koji se može predstaviti izrazom

$$Q_m = \varphi_1 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{2g\Delta H_p}$$

gde je φ_1 koeficijent brzine mlaznika.

Na osnovu poslednjeg izraza može se formirati kriva $H-Q_m$. Tačka a koja se dobija u preseku krive $H-Q_m$ i prave $H_a = H_1 + H_4 = H_p + \Delta H_p$ određuje protok tečnosti kroz mlaznik Q_m . Za instalacije prikazane na sl. 1-a pri promeni napora H_4 na izlazu iz strujne pumpe menja se korisni napor čija je nova vrednost određena pravom H_b . Presek ove prave i karakteristike $H-Q_m$ određuje tačku b i novi protok tečnosti. Ako se tačka b' projektuje na karakteristiku pumpe $H-Q_p$ dobija se tačka b''' koja u opštem slučaju ne mora da se poklopi sa tačkom a . U tom slučaju manometarski napor instalacije može porasti za veličinu H_4' , što je pri fiksnoj vrednosti nivoa tečnosti u rezervoaru potrošača nemoguće (šta više pri smanjenju protoka i manometarski napor se mora smanjiti). Održavanje manometarskog napora je moguće jedino pojavom vakuuma na ulazu lopatične pumpe, i pri takvom radu tačka b'' se nalazi na $H-Q_p$ karakteristici centrifugalne pumpe pomerenoj ekvidistantno nadole za veličinu H_4' .

Analogno tačkama b i b' mogu biti nađene i druge tačke i prenosom odgovarajućih odscecali dobija se karakteristika instalacije $H-Q_k$.

Analiza krivih $Q_k/Q_1=f(H_4/H_1)$ i $\eta_h=f(H_4/H_1)$ pokazuje da je pri dovoljno velikom odnosu H_1/H_4 primena instalacija prikazanih na sl.1-a neekonomična, pa se za povećanje ekonomičnosti preporučuju instalacije sa dve lopatične pumpe (sl.1-b) kod kojih pumpa 3 daje napor H_1 koji odgovara zahtevanim potrebama a pumpa 3' obezbeđuje napor potreban za rad strujne pumpe.

METOD PRORAČUNA INSTALACIJA ZA TRANSPORT MEŠAVINA NA VELIKIH DUBINA SA DVE LOPATIČNE PUMPE

Prema opštoj metodi proračuna, a analogno instalacijama sa jednom lopatičnom pumpom, slučaj proračuna instalacija sa dve lopatične pumpe bezdimenzijski odnos pritiska se može izraziti kao

$$\frac{\Delta p_4}{\Delta p_1} = \frac{H_4}{H_1 + H_2 + H_4} = \frac{1}{1 + H_1/H_4 + H_2/H_4} \quad (13)$$

Izraz (13) odgovara i instalaciji prikazanoj na slici 1-a (zanemarivanjem napora pomoćne strujne pumpe 3', H_2 , dobija se izraz *).

Potreban protok instalacije je

$$Q_k = u Q_2 \quad (14)$$

Na druge strane je

$$\frac{Q_k}{Q_1} = u(u+1) \quad (15)$$

Je odnos protoka centrifugalnih pumpi

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{1}{1+u} \quad (16)$$

Stepen korisnosti instalacije η_i se može odrediti kao odnos korisne snage instalacije P_k i korisnih snaga lopatičnih pumpi 3 i 3', tj.

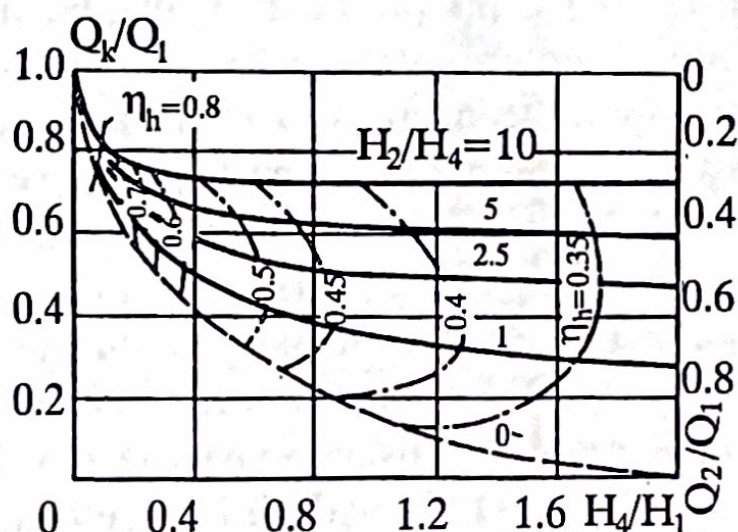
$$\eta_i = \frac{\rho g Q_k (H_1 + H_4)}{\rho g Q_1 H_1 / \eta_{p3} + \rho g Q_2 H_2 / \eta_{p3}} = \frac{u(1 + H_1/H_4)}{(1+u) / [(H_1/(H_4 \eta_{p3})) + H_2/(H_4 \eta_{p3})]} \quad (17)$$

U konačnom obliku

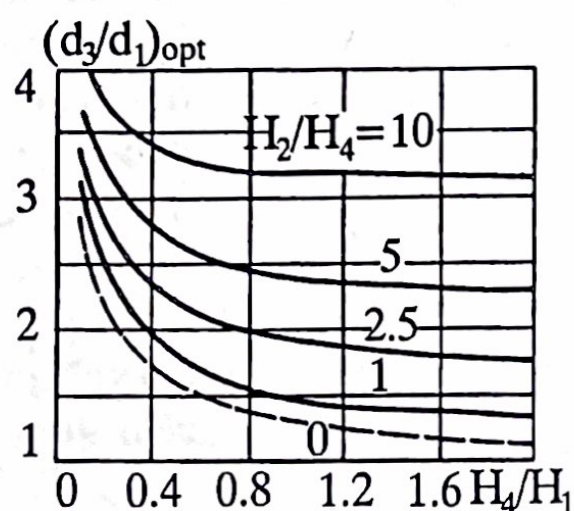
$$\eta_i = \frac{u}{1+u} \left(1 + \frac{\Delta H}{H} \right) \quad (18)$$

Korišćenjem navedenih jednačina i zavisnosti mogu se formirati bezdimenzijske hidrauličke karakteristike instalacije sa dve lopatične pumpe, i to:

- odnos protoka $Q_k/Q_1=f(H_1/H_4, H_2/H_4)$;
- hidraulički stepen korisnosti instalacije $\eta_h=f(H_1/H_4, H_2/H_4)$;
- geometrijski parametar $d_3/d_1=f(H_1/H_4, H_2/H_4)$, i
- karakteristika instalacije $(H_3+10)/H_4=f(H_1/H_4, H_2/H_4)$.



Slika 4. Karakteristika instalacije sa dve lopatične pumpe



Slika 5. Optimalni geometrijski parametar strujne pumpe d_3/d_1

Na sl. 4 su punim linijama prikazane krive $Q_k/Q_1=f(H_1/H_4, H_2/H_4)$, dok isprekidane linije označavaju hidraulički stepen korisnosti instalacija η_h sa dve lopatične pumpe. Razmatranjem dijagrama može se zaključiti da sa povećanjem napora H_2 koji daje pomoćna pumpa od Q_k/Q_1 raste, a sa povećanjem veličine H_4/H_1 (smanjenjem napora osnovne pumpe) krive Q_k/Q_1 asimptotski teže nuli. To znači da je udeo napora osnovne pumpe H_1 u ukupnoj veličini napora strujne pumpe neznatan.

Sa slike se takođe vidi da vrednost hidrauličkog stepena korisnosti η_h ima maksimum za tačno određene vrednosti H_4/H_1 i H_2/H_4 , i da opada sa povećanjem odnosa H_4/H_1 , analožno instalacijama sa jednom lopatičnom pumpom. Pri tome je, u dijapazonu $H_4/H_1=0-0,4$ hidraulički stepen korisnosti instalacije sa jednom lopatičnom pumpom veći nego kod instalacije sa dve lopatične pumpe. U dijapazonu $H_4/H_1=0,4-1$ hidraulički stepen korisnosti instalacije sa dve lopatične pumpe je veći nego kod instalacija sa jednom lopatičnom pumpom. Iako sa porastom hidraulički stepen korisnosti opada sa povećanjem napora H_2 , iako u tom slučaju dolazi do porasta korisnog protoka. Maksimalni stepen korisnosti se ostvaruje pri odnosu $H_2/H_4=1$.

Na desnoj osi dijagrama su prikazane vrednosti odnosa Q_2/Q_1 koji pokazuje odgovarajuće srednje protoke pomoćne centrifugalne pumpe (Q_2) i osnovne pumpe (Q_1) pri određenim vrednostima H_4/H_1 i H_2/H_4 .

Na sl. 5 su prikazane vrednosti optimalnog geometrijskog parametra strujne pumpe u zavisnosti od odnosa H_4/H_1 , a pri različitim vrednostima H_2/H_4 . Isprekidana linija predstavlja instalaciju sa jednom lopatičnom pumpom (napor pomoćne pumpe H_2 jednak nuli). Sa povećanjem odnosa H_4/H_1 i smanjenju H_2/H_4 vrednost optimalnog geometrijskog parametra opada.

LITERATURA

- [1] Ljamaev B. F. "Gidrostrujnie nasos i ustanovki", Mašinostrenie, Moskva, 1988.
- [2] Milovanović D., Babić M., Radivojević D., Jovičić N. "Proračun pumpnih instalacija za transport tečnosti i mešavina sa velikih dubina", Procesna tehnika 3-4/1997, str. 164-167, Beograd, 1997.
- [3] Šašić M., Petrović Lj. "Determination of Optimal Flow and Geometric Parameters of Ejectors in Hydraulic Transport", ZAMM Z. angew. Math. Mech. 67, 1987.
- [4] Neminskij M. L. "Primenie ežektorov v gidravličeskikh sooruzhenijah", Energoatomizdat, Moskva, 1985.

Abstract: In practical hydraulic transport problems, it is often necessary to transport mixtures and solid particles from the big depths. For that purpose, it is not always possible to use the specialized mixture pumps. In such cases, one can use plants that combine ejectors and turbo pumps. Because of solid ingredients in the fluid, low efficiencies and relatively small suction height of turbo pump, it is not always possible to use the sinking pumps, so it can be added the ejector to the pump installation. In principle, the turbo pump is placed above liquid level, while ejector is sunk into the liquid. Presented in paper is hydraulic calculation of these power plants and the main assumption was that the installation transports the homogenous mixture and that the solid ingredients are of different fleshines, but very small ($d < 5 \mu m$). Different configuration of turbo pumps and ejectors are considered in order to increasing the plant efficiency.