

Математичен модел за изследване обемния КПД на трироторна зъбна помпа с двустранно цевно зацепване

Ивайло Николаев Генчо Попов
Красимир Тужаров Уисам Мхана

Mathematical model for studying volumetric losses of a three-rotor hydraulic machine with bilateral lantern meshing: It has been selected a suitable mathematical model for studying of volumetric losses of a new type pump with bilateral lantern meshing that takes into account the influence of its main geometrical dimensions, operational parameters and properties of the fluid on the volumetric efficiency of the pump. For this purpose, the processes that occurring inside the pump have been examined, the quantities which in the fullest extent characterize the variation of the volumetric efficiency also have been defined and with the aid of the theory of similitude and dimensionalities analysis are derived their criteria of similitude. The geometric dimensions of the pump and especially their complexes impacting on the volumetric efficiency, are united in a common geometric factor valid for this class of pumps.

Key words: gear pump, lantern meshing, mathematical model, volumetric efficiency, main indicators, theory of similitude, dimensionalities analysis.

ВЪВЕДЕНИЕ

При изследването на обемни хидравлични машини, основен дял заема изследването на ефективността на тяхната работа. Известно е, че оценката на тази ефективност се извършва с определянето на коефициентите на полезно действие – пълен, обемен, хидравличен и механичен [3], [9]. За създаване на машини на високо техническо ниво е необходимо още на стадия проектиране да се разполага с математически модели, достатъчно точно описващи техните характеристики. Целта на настоящата работа е да се създаде подходящ математичен модел за изследване на обемния коефициент на полезно действие (к.п.д.) на нов вид помпа с двустранно цевно зацепване [2], отчитащ влиянието на основните й геометрични размери, режимните параметри и свойствата на течността. За целта е необходимо да се разгледат процесите, които влияят върху него.

ИЗЛОЖЕНИЕ

При роторните обемни машини, които са с безклапанно разпределение на течността, каквато е и изследваната помпа, скоростите на движение на течността в подвеждащите и отвеждащите канали са сравнително ниски и като следствие хидравличните загуби в тях са пренебрежимо малки [3]. Работният процес при тези помпи и техният к.п.д. се определя основно от процесите, протичащи в хлабините между подвижните елементи на помпата.

Трудностите свързани с точното формулиране и решение на хидродинамичната задача относно движението на течността в хлабините на помпата, налагат необходимостта при изследване на обемните загуби да се използват приближени модели, съставени с помощта на анализа на размерностите и теорията на подобие и моделиране.

1. Обобщена критериална зависимост за изследване на обемния КПД

Основните величини, които характеризират в най-голяма степен изменението на обемния к.п.д. η_v при изследваната помпа са:

a). Режимни параметри:

- налягане на помпата – p ;
- честота на въртене на вала – n .

b). Свойства на течността, с която работи помпата:

- плътност – ρ ;

- вискозитет - μ .

в). Геометрични и конструктивни величини:

- еквивалентна радиална хлабина δ_1^* ;
- еквивалентна челна хлабина δ_2^* ;
- модул на зъбната предавка – m ;
- брой цеви – z ;
- относителен радиус на цевите – r_u^* ;
- коефициент на скъсеност на хипо- и епициклоидните колела – λ ;
- дебелина на зъбните колела – b .

Величините z, r_u^* и λ са независимите безразмерни параметри на зъбната предавка, а m е нейният мащабен модул. Те определят еднозначно геометрия на предавката [1].

Търсеният модел може да се изрази със следната обща функционална зависимост:

$$f(\eta_0, p, n, \rho, \mu, \delta_1, \delta_2, m, z, r_u^*, \lambda, b) = 0. \quad (1)$$

След прилагане анализа на размерностите се получават размерностите на величините $\eta_0, p, \mu, \delta_1, \delta_2, z, r_u^*, \lambda$ и b в системата $[m][\rho][n]$ и съответните им безразмерни критерии на подобие (комплекси и симплекси):

$$\begin{aligned} [\eta_0] &= [m]^0[n]^0[\rho]^0 \Rightarrow \pi_0 = \eta_0, & [\delta_2] &= [m]^1[n]^0[\rho]^0 \Rightarrow \pi_4 = \frac{\delta_2}{m}, \\ [p] &= [m]^2[n]^2[\rho]^1 \Rightarrow \pi_1 = \frac{p}{\rho(nm)^2}, & [z] &= [m]^0[n]^0[\rho]^0 \Rightarrow \pi_5 = z, \\ [\mu] &= [m]^2[n]^1[\rho]^1 \Rightarrow \pi_2 = \frac{\mu}{\rho nm^2}, & [r_u^*] &= [m]^0[n]^0[\rho]^0 \Rightarrow \pi_6 = r_u^*, \\ [\delta_1] &= [m]^1[n]^0[\rho]^0 \Rightarrow \pi_3 = \frac{\delta_1}{m}, & [\lambda] &= [m]^0[n]^0[\rho]^0 \Rightarrow \pi_7 = \lambda, \\ & & [b] &= [m]^1[n]^0[\rho]^0 \Rightarrow \pi_8 = \frac{b}{m}, \end{aligned} \quad (2)$$

където π_3, π_4 и π_8 представляват съответно относителната радиална хлабина, относителната челна хлабина и относителната дебелина на зъбните колела:

$$\frac{\delta_1}{m} = \delta_1^*; \quad \frac{\delta_1}{m} = \delta_1^*; \quad \frac{b}{m} = b^*. \quad (3)$$

Вземайки предвид (2) и (3), функционалната зависимост (1), записана в критериална форма, има вида:

$$\begin{aligned} f(\pi_0, \pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8) &= 0 \\ f\left(\eta_0; \frac{p}{\rho(nm)^2}; \frac{\mu}{\rho nm^2}; \delta_1^*, \delta_2^*, z, r_u^*, \lambda, b^*\right) &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

От (4) за обобщеното критериално уравнение, което дава връзката между режимните и геометрични параметри, свойствата на флуида и обемния к.п.д. се получава:

$$\begin{aligned} \eta_0 &= f\left(\frac{p}{\rho(nm)^2}; \frac{\mu}{\rho nm^2}; \delta_1^*, \delta_2^*, z, r_u^*, \lambda, b^*\right), \\ \eta_0 &= f(\pi_1, \pi_2, \delta_1^*, \delta_2^*, z, r_u^*, \lambda, b^*) \end{aligned} \quad (5)$$

Вижда се, че в обобщеното критериално уравнение на обемния к.п.д. (5)

безразмерните параметри на зъбната предавка z, r_u^* и λ представляват и геометрични критерии на подобие – симплекси.

2. Математичен модел за изследване обемния к.п.д.

Прилагането на теорията на подобието се извършва на база на уравненията (най-често диференциални), които описват изследваното явление. Тъй като тези уравнения могат да имат много решения, необходимо е към тях да се включат условията на еднозначност, които отрязват характерните особености на разглеждания процес или явление и осигуряват получаването на решение, съответстващо на разглеждания частен случай [4], [5] и [6].

При описание на установено движение на реални несиваеми флуиди в тръби и канали, критериалното уравнение се представя във форма на степенна зависимост [10], [12]:

$$Eu = A \operatorname{Re}^{-w} C_L. \quad (6)$$

където: Re е критерият на Рейнолдс; Eu - критерият на Ойлер; C_L - геометричен симплекс.

Числените стойности на коефициента A и степенният показател w , се определят чрез обработка и обобщаване на опитни данни, получени на модела. Опитът показва, че тези величини зависят от границите на изменение на критерия на Рейнолдс.

Ако се разгледат хлабините в изследваната помпа, като едно общо хидравлично съпротивление по отношение на обемните загуби (протечките), както в работи [10] и [11], то може да се използва обобщеното критериално уравнение (6Error! Reference source not found.).

Тук за основен геометричен параметър, който характеризира в най-пълна степен съотношението на линейните размери на изследваната помпа, може да се използва модулът на зъбната предавка m , тъй като той се явява мащабен фактор на зъбната предавка и работния обем на помпата.

Размерите на хлабините основно определят обемните загуби и ако се използва като линейна величина техният хидравличен диаметър d_s зависимост (6) приема вида:

$$Eu = \frac{A}{\operatorname{Re}^w} \frac{d_s}{m}, \quad (7)$$

където: критерият на Ойлер е $Eu = \frac{\Delta p}{\rho v^2}$; критерият на Рейнолдс – $Re = \frac{\rho v d_s}{\mu}$;

$\Delta p = p_{uzx} - p_{ex} = p$ – падът на налягане в хлабините (т.е. налягането на помпата); v – средната скорост на движение на течността в хлабините.

Средната скорост v се определя чрез обемните загуби ΔQ и лицето на напречното сечение S_n на общата еквивалентна хлабина:

$$v = \frac{\Delta Q}{S_n}. \quad (8)$$

Аналогично на подхода в работи [10, 11], чрез обемния к.п.д. на помпата $\eta_o = \frac{Q}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_T}$ и безразмерния работен обем

$$q^* = \frac{q}{m^3}, \quad (9)$$

обемните загуби ΔQ приемат вида:

$$\Delta Q = Q_T(1 - \eta_0) = nq(1 - \eta_0) = nm^3 q^*(1 - \eta_0). \quad (10)$$

Като се вземе предвид (2), (8) и (10) за критерия на Ойлер се получава:

$$Eu = \frac{pS_n^2}{\rho \Delta Q^2} = \frac{p}{\rho(nm)^2} \left(\frac{S_n}{m^2 q^* (1 - \eta_0)} \right)^2 = \pi_1 \left(\frac{S_n}{m^2 q^* (1 - \eta_0)} \right)^2. \quad (11)$$

По аналогичен начин се преобразува критерият на Рейнолдс Re :

$$Re = \frac{\rho \Delta Q d_s}{\mu S_n} = \frac{1}{\frac{\mu}{\rho nm^2}} \frac{m^2 q^* (1 - \eta_0) d_s}{S_n m} = \frac{1}{\pi_2} \frac{q^* (1 - \eta_0) d_s}{\frac{S_n}{m^2} m}. \quad (12)$$

Отнасяйки напречното сечение S_n и хидравличният диаметър d_s на общата еквивалентна хлабина към модула m на предавката за техните безразмерни величини се получава:

$$S_n^* = \frac{S_n}{m^2}, \quad (13)$$

$$d_s^* = \frac{d_s}{m}. \quad (14)$$

След заместване на безразмерното напречното сечение S_n^* и безразмерният хидравличен диаметър d_s^* в равенства (11) и (12) критериите на Ойлер и Рейнолдс приемат вида:

$$Eu = \pi_1 \left(\frac{S_n^*}{q^* (1 - \eta_0)} \right)^2, \quad (15)$$

$$Re = \frac{1}{\pi_2} (1 - \eta_0) \frac{q^* d_s^*}{S_n^*}. \quad (16)$$

Така получените зависимости (15) за Eu и (16) за Re се заместват в уравнение (7) и след преобразуване се получава критериалното уравнение, което описва изменението на обемния к.п.д. η_0 в зависимост от режимните параметри на помпата, свойствата на течността и геометричните размери:

$$\eta_0 = 1 - B_0 \left(\frac{\pi_1}{\pi_2^w} \right)^{\frac{1}{(2-w)}} K, \quad (17)$$

където

$$B_0 = A^{-\left(\frac{1}{2-w}\right)} \quad (18)$$

е коефициент, който в общия случай зависи от числото на Рейнолдс, а

$$K = \frac{S_n^* d_s^*^{\frac{w-1}{2-w}}}{q^*} \quad (19)$$

е геометричен коефициент, отчитащ влиянието на размерите на помпата.

От (19) се вижда, че в общия случай геометричният коефициент K зависи от безразмерното лице S_n^* и безразмерният хидравличен диаметър d_s^* на напречното сечение на общата еквивалентна хлабина и от безразмерният работен обем q^* на помпата.

Зависимост (17) дава възможност да се изследва изменението на обемния к.п.д. при различни режими на движение на течността в хлабините на обемните помпи. При двата гранични режима – линеен (ламинарен режим) и квадратичен (турбулентен режим), за η_0 се получава:

a). При линеен режим – $w = 1$

$$\eta_0 = 1 - B_0 \pi_3 K, \quad (20)$$

където $\pi_3 = \frac{\pi_1}{\pi_2} = \frac{p}{\mu n}$ е модифицираният критерий на Лагранж La , а коефициентите B_0 и K изглеждат по следния начин:

$$B_0 = \frac{1}{A}, \quad K = \frac{S_n^*}{q^* d_s^*} \quad (21)$$

б). При квадратичен режим – $w = 0$

$$\eta_0 = 1 - B_0 K \sqrt{\pi_1} \quad (22)$$

с коефициенти

$$B_0 = \frac{1}{\sqrt{A}}, \quad K = \frac{S_n^*}{q^* \sqrt{d_s^*}} \quad (23)$$

За да се намери връзката между коефициента K и геометричните параметри на помпата ще се разгледа по-подробна схема на изследваната помпата и процесите, протичащи в нея.

Енергетичните загуби в роторните обемни машини, съгласно [7], се приближават в пет типа еквивалентни хлабини, които се подчиняват на суперпозицията. При нерегулируемите обемни помпи две от тези хлабини отпадат и загубите на енергия се разглеждат в следните три вида:

Първи тип – равнинна хлабина, която има фиксирана големина δ и не зависи от режима на работа на помпата. Хлабината се намира под действието на пада на налягане, предизвикващ протечки на течност, а повърхностите, образуващи хлабината, извършват относително преместване със скорост, пропорционална на размера на машината и нейната ъглова скорост.

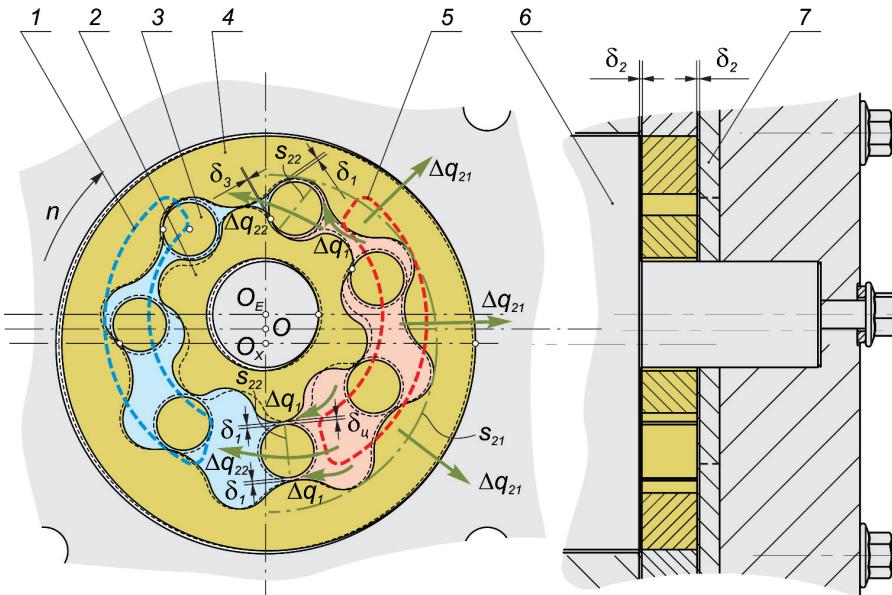
Втори тип – при този тип хлабина относителната скорост на преместване на нейните повърхности е пропорционална на размера на машината и ъгловата скорост. Повърхностите се притискат една спрямо друга с хидростатична сила, пропорционална на пада на налягане при отсъствие на протечки на течност през нея.

Трети тип – този тип хлабина е аналогична на първия с тази разлика, че големината ѝ се изменя по законите на хидростатичното мазане в зависимост от режимните параметри (пада на налягане Δp , ъгловата скорост ω и вискозитетът на течността μ).

На фиг. 1 е показана схема на изследваната трироторна зъбна помпа с цевно зацепване. Тук хлабините в радиално направление, които трябва да се осигурят за нормалната работа на помпата, се постигат с изработване на цевите на цевното колело 3 с по-малък диаметър. С пунктирани линии са показани разположението на хипоциклоидното, епизицлоидното и цевното колела 1, 2 и 3 без наличието на такива хлабини. Високото налягане в нагнетателните работни камери, свързани с изхода на помпата (канал 5), създава радиални сили. Заради наличието на хлабини между работните колелата, а също и в техните плъзгащи лагери тези сили изместяват епизицлоидното колело към нагнетателния канал, а хипоциклоидното – в обратната посока. Така между камерите с високо налягане и тези с ниско се образуват следните хлабини:

- δ_1 – радиални хлабини между цевите и съответно профилните повърхнини на хипоциклоидното и епизицлоидното колела;
- δ_2 – челна хлабина между челния разпределител (съответно и диска на цевното колело) и челата на цевите; хипоциклоидното и епизицлоидното колела;
- δ_3 – хлабина в зоната на контакт между цевите и епизицлоидното колело.

Хлабините δ_1 и δ_2 са от първи тип, съгласно по-горната класификация, а хлабината δ_3 – от втория.



Фиг. 1. Хлабини в трироторна зъбна помпа с цевно зацепване

Обемните загуби ΔQ през тези хлабини могат приближено да се определят като сума от три вида паралелни протечки (фиг. 1), а именно:

- протечки Δq_1 – между цевите и хипоциклоидното и епизиклоидното колела, които разделят смукателната от нагнетателната страна на помпата;
- протечки Δq_{21} – между хипоциклоидното колело и челния разпределител в зоната намираща се в нагнетателната страна на помпата и между хипоциклоидното колело и диска на цевното колело в същата зона;
- протечки Δq_{22} – между цевите и челния разпределител, които разделят смукателната от нагнетателната страна на помпата.

Общите загуби приближено могат да се пресметнат по зависимостта:

$$\Delta Q = 3\Delta q_1 + 2\Delta q_{21} + 2\Delta q_{22} \quad (24)$$

Лицето на общата еквивалентна хлабина S_n и безразмерната ѝ величина S_n^* съгласно (24) се пресмята по аналогична зависимост:

$$S_n = 3S_1 + 2S_{21} + 2S_{22}, \quad S_n^* = 3S_1^* + 2S_{21}^* + 2S_{22}^*. \quad (25)$$

Хидравличният диаметър d_s на общата еквивалентна хлабина по определение представлява отношение между лицето на сечението S_n на хлабината и периметъра

$$\chi_n \text{ на това сечение} - d_s = \frac{4S_n}{\chi_n}, \text{ а в безразмерен вид} - d_s^* = \frac{4S_n^*}{\chi_n}.$$

Периметърът χ_n аналогично на (25) предстая

$$\chi_n = 3\chi_1 + 2\chi_{21} + 2\chi_{22}, \quad \chi_n^* = 3\chi_1^* + 2\chi_{21}^* + 2\chi_{22}^*. \quad (26)$$

Лицата на напречните сечения на съответните протечки в уравнение (25) могат приблизително да се определят, като се направят следните допускания:

- хлабината δ_2 е еднакво разпределена от двете страни на хипоциклоидното колело;
- лицето S_{21} на протечките Δq_{21} се образува от контура на половината хипоциклоидно колело, съвпадащ с диаметъра d_{Hf} на петовата окръжност на колелото.

При тези допускания, безразмерните лица на сеченията S_{11}^* , S_{21}^* и S_{22}^* и техните безразмерни периметри χ_{11}^* , χ_{21}^* и χ_{22}^* се определят по следните зависимости:

$$S_{11}^* = \delta_1^* b^*; \quad \chi_{11}^* = 2(\delta_1^* + b^*); \quad (27)$$

$$S_{21}^* = \delta_2^* \frac{\pi}{2} \frac{d_{Hf}}{m} = \delta_2^* \frac{\pi}{2} (z + \lambda + 2r_u^*); \quad \chi_{21}^* = 2\left(\delta_2^* + \frac{\pi}{2} \frac{d_{Hf}}{m}\right) = 2\delta_2^* + \pi(z + \lambda + 2r_u^*); \quad (28)$$

$$S_{22}^* = \delta_2^* \frac{d_u}{m} = \delta_2^* 2r_u^*; \quad \chi_{22}^* = 2\left(\delta_2^* + \frac{d_u}{m}\right) = 2(\delta_2^* + 2r_u^*). \quad (29)$$

След заместване на (27), (28) и (29) в (25) и (26) за напречното сечение S_n^* и периметъра χ_n^* следва:

$$S_n^* = 3\delta_1^* b^* + \delta_2^* (\pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*); \quad (30)$$

$$\chi_n^* = 2[3(\delta_1^* + b^*) + 4\delta_2^* + \pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*]. \quad (31)$$

Тогава за безразмерния хидравличен диаметър d_s^* се получава:

$$d_s^* = \frac{2(3\delta_1^* b^* + \delta_2^* (\pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*))}{3(\delta_1^* + b^*) + 4\delta_2^* + \pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*}. \quad (32)$$

Като се избере една от зависимостите, получени за работния обем на помпата в работа [8] и имайки предвид равенства (3) и (9), безразмерният работен обем може да се пресмята по зависимостта

$$q^* = b^* z^{1.11} (10 - 11r_u^* + 476\lambda) \quad (33)$$

Като заместим (30), (32) и (33) в (19) за геометричния коефициент K в общия случай се получава:

$$K = \frac{(3\delta_1^* b^* + \delta_2^* (\pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*))}{b^* z^{1.11} (10 - 11r_u^* + 476\lambda)} \times \left(\frac{2(3\delta_1^* b^* + \delta_2^* (\pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*))}{3(\delta_1^* + b^*) + 4\delta_2^* + \pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*} \right)^{\left(\frac{w-1}{2-w}\right)}. \quad (34)$$

Моделът за изследване на обемния к.п.д η_0 приема вида

$$\eta_0 = 1 - B_0 \left(\frac{\pi_1}{\pi_2} \right)^{\frac{1}{(2-w)}} K(\delta_1^*, \delta_2^*, z, r_u^*, \lambda; b^*) = f(\pi_1, \pi_2, \delta_1^*, \delta_2^*, z, r_u^*, \lambda; b^*),$$

Вижда се, че коефициентът K отчита всички основни геометрични параметри, представени чрез съответните симплекси в критериалното уравнение (5).

За двата гранични случая коефициентът K изглежда по следния начин:

a). при линеен режим – $w = 1$

$$K = \frac{3\delta_1^* b^* + \delta_2^* (\pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*)}{b^* z^{1.11} (10 - 11r_u^* + 476\lambda)}, \quad (35)$$

b). при квадратичен режим – $w = 0$

$$K = \frac{3\delta_1^* b^* + \delta_2^*(\pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*)}{b^* z^{1,11} (10 - 11r_u^* + 476\lambda) \sqrt{\left(\frac{2(3\delta_1^* b^* + \delta_2^*(\pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*))}{3(\delta_1^* + b^*) + 4\delta_2^* + \pi(z + \lambda) + 2(2 + \pi)r_u^*} \right)}}. \quad (36)$$

Благодарности: докладът отразява резултати от работата по проект № 2015 – АИФ – 03, финансиран от фонд „Научни изследвания“ на Русенския университет.

Литература

- [1]. Алипиев, О., И Николаев, Г. Попов. Геометрично проектиране на зъбни помпи с двустранно цевно зацепване. Сп. Механика на машините, 2009, брой 80, стр. 86-92, ISSN 0861-9721
- [2]. Алипиев О., И. Николаев, Г. Попов, Д. Зафиров. Хидромашина с вътрешно зацепване. Патент за изобретение № 66143 от 17.08.2011
- [3]. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Изд. „Машиностроение“, 1974, Москва, 606 стр.
- [4]. Веников, В. А. Теория подобия и моделирования. „Высшая школа“, 1966.
- [5]. Георгиев, Ив. Основи на подобието и моделирането на селскостопанската техника. Земиздат, София, 1973, 248 стр.
- [6]. Гухман, А. А. Теория подобия и размерностей. Моделирование. Высшая школа, Москва, 1968
- [7]. Кондаков, Л. А., Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев, В. Я. Скрицкий, В. Л. Сосонкин. Машиностроительный гидропривод. Под ред. В. Н. Про-кофьев. Изд. Машиностроение, Москва, 1978, стр. 495.
- [8]. Николаев, И. Работен обем на хидравлична машина с двустранно цевно зацепване. Топлотехника, 2014, година 5, брой 3, стр. 46-52, ISSN 1314-2550.
- [9]. Попов, Г. Обемни хидравлични машини. Рузе, 2013 г.
- [10]. Попов, Г.С. Изследване на обемните загуби в пластинкови помпи при работа с вода. Част I. Теоретично изследване. Сп. “Техническа мисъл”, кн. 3-4, Изд. на БАН, София 2002, стр. 63-73.
- [11]. Балденко, Д. Ф., М. Г. Бидман, В. Л. Калишевский, В. К. Кантовский, В. М. Рязанцев. Винтовые насосы. Изд. Машиностроение, Москва, 1982.
- [12]. Полюшков, А. Г. Методы расчета энергетических характеристик насосов объемного типа. Вестник Машиностроение №9, 1979, стр. 3-6.

За контакти:

ас. инж. Ивайло Николаев, катедра “Топлотехника, хидравлика и екология”,
Русенски университет, Тел.: 082/888-582, e-mail: nikolaev@uni-ruse.bg;
проф. д-р инж. Генчо Попов, катедра “ Топлотехника, хидравлика и екология ”,
Русенски университет, Тел.: 082/888-580, e-mail: gspopov@ uni-ruse.bg;
доц. д-р инж. Красимир Тужаров, “Топлотехника, хидро и пневмотехника”,
Русенски университет, Тел.: 082/888-581, E-mail: tujarov@uni-ruse.bg;
маг. инж. Уисам Мхана, “Топлотехника, хидро и пневмотехника”, Русенски
университет, Тел.: 082/888-766, E-mail: tujarov@uni-ruse.bg;

Докладът е рецензиран.