

Сравнителен анализ на резултатите от балансовото изследване на центробежни помпи 6E20 и 6E32 при работа с водовъздушна смес

Климент Климентов

Analysis of results from balance investigations of centrifugal pumps 6E20 and 6E32 with air-water two-phase flow performance: In this paper are given results from balance investigations of centrifugal pumps 6E20 and 6E32 with air-water two-phase flow performance. On this basis is made comparative analysis of behavior of the two pumps in this performance conditions.

Key words: Centrifugal pumps, two-phase flow, void fraction, specific speed .

ВЪВЕДЕНИЕ

Основните помпи, използвани за транспорт на двуфазни смеси от течност и газ са центробежните. Изследванията в тази област имат за цел да предскажат поведението им при работа в такива условия, както и да установят причините за влошаване на показателите им при увеличаване на обемното газосъдържание. Важен фактор, оказващ влияние върху поведението на помпите при работа с двуфазни смеси от течност и газ е геометрията на работното колело. Изследванията на редица автори в тази област [2, 3, 4, 5] са концентрирани върху помпи от един и същи тип. В достъпната литература липсват сравнителни данни за влиянието на специфичната честота на въртене n_s върху показателите на помпата при работа в такива условия.

В настоящото изследване са предложени опитни данни от баланса на енергията на едностъпални центробежни помпи 6E20 с $n_s = 85 \text{ min}^{-1}$ и 6E32 с $n_s = 60 \text{ min}^{-1}$ при работа с двуфазна смес от вода и въздух. На базата на получените резултати е направен сравнителен анализ на поведението на двете машини при посочените условия на работа.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Опитните изследвания при работа на помпите с двуфазна смес от вода и въздух са проведени съгласно методиката, предложена в [1]. Резултатите от изследването са представени в безразмерен вид, под формата на безразмерни коефициенти. Дебитът на водата през помпите е представен от коефициента на дебита ϕ определен по формулата:

$$\phi = \frac{Q_L}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot u_2}, \quad (1)$$

където: Q_L е дебитът на водата, D_2 , b_2 и u_2 са съответно: диаметърът на работното колело, ширината на каналите и преносната скорост при изхода му.

Напорът на помпите е представен чрез коефициента на напора Ψ , получен по израза:

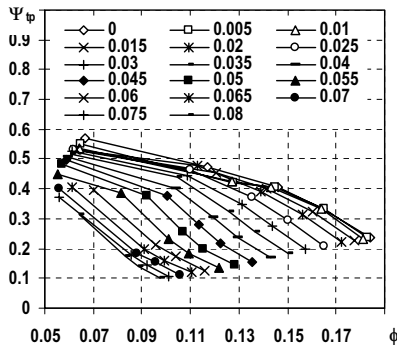
$$\Psi = \frac{g \cdot H_{tp}}{u_2^2}. \quad (2)$$

По същия начин са обезразмерени хидравличните загуби в работното колело Δh_{imp} и в спиралното тяло Δh_{volute} .

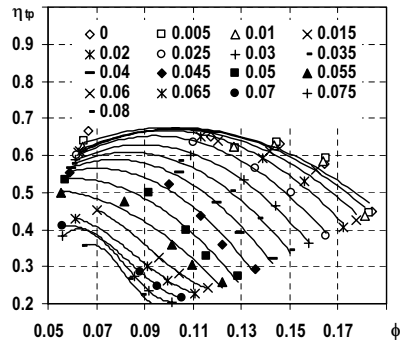
На фигури 1 - 4 са показани напорните характеристики, к.п.д., хидравличните загуби в работното колело и хидравличните загуби в спиралното тяло на центробежна помпа 6E20 при различни стойности на газосъдържанието при вхосда

на работното окилело α_1 , дефинирано в [1, 3, 4]. Прави впечатление фактът, че с увеличаване на α_1 , интензивно нарастват хидравличните загуби в работното колело, докато тези в спиралното тяло остават почти постоянни.

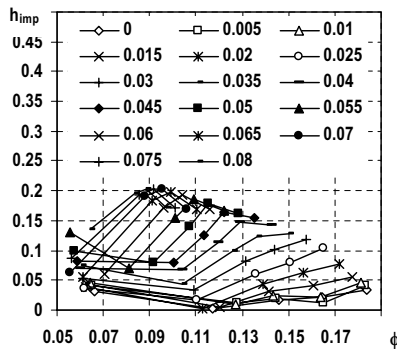
Подобни характеристики са получени и за помпа 6Е32. Представени в такъв вид, резултатите не са удобни за сравнение на поведението на двете помпи при работа с водовъздушна смес.



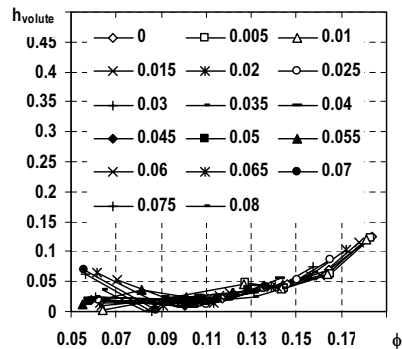
Фиг.1
Напорни характеристики на помпа 6Е20 при различни газосъдържания



Фиг.2
К.п.д. на помпа 6Е32 при различни газосъдържания



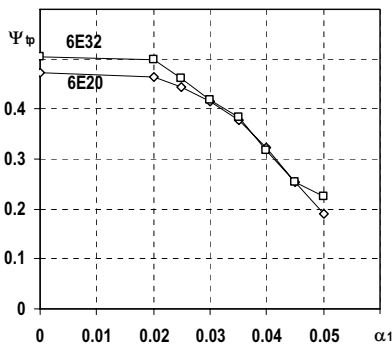
Фиг.3
Хидравлични загуби в работното колело на помпа 6Е32 при различни газосъдържания



Фиг.4
Хидравлични загуби в спиралното тяло на помпа 6Е32 при различни газосъдържания

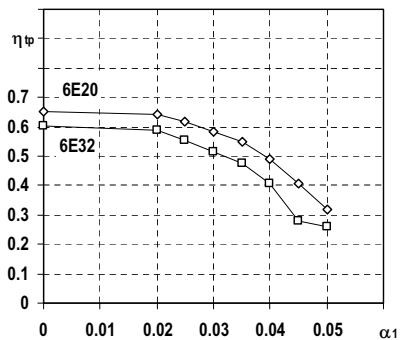
За оценяване влиянието на неразтворения въздух върху показателите на помпите са построени зависимости от вида $\Psi_{tp} = f(\alpha_1)$, $h_{imp} = f(\alpha_1)$, $h_{volute} = f(\alpha_1)$ и

$\eta = f(\alpha_1)$ при постоянен дабит на водата ϕ_n , които са показани на фигури 5 - 8. С помощта на последните зависимости е направено сравнение между показателите на двете изследвани помпи при работа с двуфазна смес от вода и въздух. От фигури 3 и 4 се вижда, че основен дял от загубите в помпата при газосъдържания $\alpha_1 > 2\%$ се пада на хидравличните загуби в работното колело. За разлика от това при работа на помпата с чиста вода и режими различни от номиналния най-големи са хидравличните загуби в спиралното тяло. На фиг. 7 са показани зависимостите $h_{imp} = f(\alpha_1)$ за двете изследвани помпи. Вижда се, че помпата с по-ниска специфична честота на въртене – 6E32 работи с видимо по-големи хидравлични загуби. Това води и до по-нисък к.п.д. на помпата (фиг. 6). Хидравличните загуби в спиралното тяло на двете помпи са с почти еднаква ниска стойност и почти не променят стойността си при увеличаване на газосъдържанието, което показва, че основна причина за влошаване показателите на машината са процесите, възникващи в работното колело.



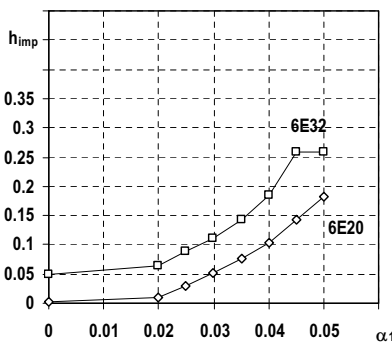
Фиг.5

Зависимост на напора на помпи 6E20 и 6E32 от газосъдържанието при номинален дебит



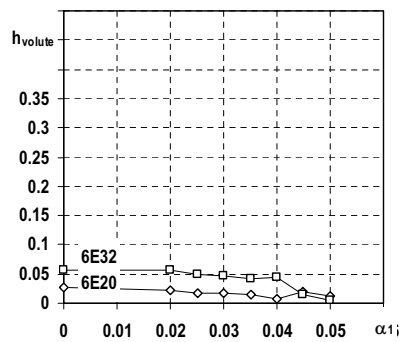
Фиг.6

Зависимост на к.п.д. на помпи 6E20 и 6E32 от газосъдържанието при номинален дебит



Фиг.7

Зависимост на хидравличните загуби в



Фиг.8

Зависимост на хидравличните загуби в

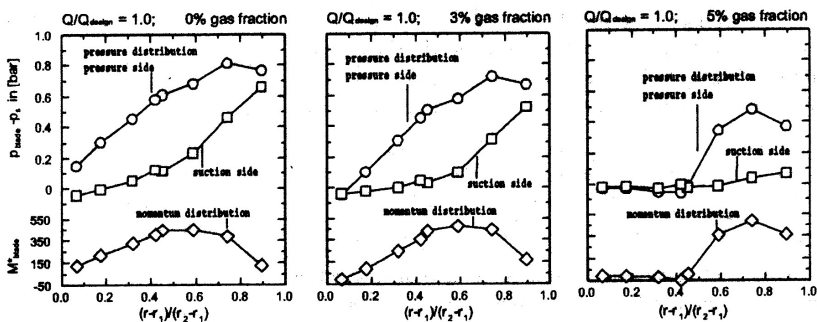
**работното колело на помпи 6E20 и 6E32
от газосъдържанието при номинален
дебит**

**спиралното тяло на помпи 6E20 и 6E32
от газосъдържанието при номинален
дебит**

Увеличаването на загубите на напор в колелото вероятно се дължи на натрупване на въздух в близост до входящия ръб на лопатките, което се посочва и в работи [3, 4]. Това натрупване води до влошаване на обичането на лопатките изследвания на Kosyna [2]. В тази работа са посочени резултати за разпределение на налягането по коремната и гръбната част на лопатката за различни стойности на газосъдържанието.

Според резултатите от изследванията в [2] при обемно газосъдържание на двуфазната смес от 5%, лопатката работи с около 60% от работната си повърхност (фиг. 9).

По-лошото поведение на помпата с по-ниска n_s е констатирано и в [6]. В тази работа авторите сравняват работата на центробежна и диагонална помпи при работа със смес дизел - CO_2 . Според тях по-добрите показатели на помпата с по-висока n_s се дължи на по-благоприятните условия при входа на работното колело (по-големият му диаметър и по-широките междуплатъчни канали).



Фиг.9

**Натоварване на лопатките на работно колело на центробежна помпа при
различни стойности на газосъдържанието**

Критичната стойност на газосъдържанието α_{cr} за двете помпи е около 5 %.

При стойности, превишаващи α_{cr} помпата преустановява на нормалната си работа. От фиг. 6 личи и значително намаляване на к.п.д. на двете помпи при достигане на критичното газосъдържание. От данните предложени в [4] става ясно, че за изследваната от авторите помпа тази стойност е също около 5 %. Прави впечатление и факта, че всички показатели поддържат първоначалната си стойност до около $\alpha_1 = 0,02$, след което напорът и к.п.д. намаляват постепенно, а хидравличните загуби започват да растат. Според [4] при тази стойност на α_1 започва обединяване на газови мехури и натрупване на въздух в близост до входа на работното колело. При $\alpha_1 = \alpha_{cr}$ започва кавитация, което води до срив в работата на помпата.

По-задълбочени анализи относно влиянието на основните фактори (газосъдържание, разтворимост на въздуха, специфична честота на въртене) върху

показателите на центробежни помпи при работа с водовъздушна смес, могат да бъдат направени след опитно изследване на помпа с $n_s = 120 \text{ min}^{-1}$ и прилагане на физико-математичен модел за предсказване поведението на центробежни помпи при работа с двуфазна смес от вода и въздух.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На базата на резултатите от проведените балансови изследвания на едноствъпални центробежни помпи 6E20 с $n_s = 85 \text{ min}^{-1}$ и 6E32 с $n_s = 60 \text{ min}^{-1}$ при работа с двуфазна смес от вода и въздух могат да се направят следните **ИЗВОДИ**:

- Помпата с по-висока специфична честота на въртене $n_s = 85 \text{ min}^{-1}$, 6E20 има по-добри показатели (по-висок к.п.д. и по-ниски стойности на хидравличните загуби в работното колело) при работа с водовъздушна смес, което се дължи на по-добрите условия при входа на работното колело (по-големият му диаметър при входа и по-широките междупопътчани канали).
- Критичната стойност на газосъдържанието α_{cr} , при която настъпва срыв в работата на двете помпи е около 5 %.
- Основен дял на хидравличните загуби в центробежна помпа при работа с двуфазна смес от вода и въздух се дължи на загубите в работното колело, докато загубите в спиралното тяло остават почти постоянни.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Климентов, К. Методика за балансови изследвания на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес. – списание „Енергетика“, бр.4, 2006 г.
- [2] Kosyna G., S. Priyatna, J. Friedrichs, Improved understanding of two-phase flow phenomena based on unsteady blade pressure measurements, Journal of Computation and Applied Mechanics, Vol. 2, No. 1., 2001.
- [3] Minemura K., T. Uchiyama, Three-dimensional calculation of air-water two-phase flow in centrifugal pump based on a bubbly flow model, Journal of Fluids Engineering, Vol. 115, 1993.
- [4] Minemura K., T. Uchiyama, Prediction of air-water two-phase flow performance of a centrifugal pump based on one dimensional two-fluid model, Journal of Fluids Engineering, Vol. 120, 1998.
- [5] Poullikas A. Two phase flow performance of nuclear reactor cooling pumps, Progress in Nuclear energy, Vol 36, No. 2, 2000.
- [6] Sachdeva R., Multiphase flow through centrifugal pump. University of Tulsa, 1992.

За контакти:

Ст. ас. Климент Климентов, Катедра “Топлотехника, хидро и пневмотехника”, Русенски университет “Ангел Кънчев”, тел.: 082/888-581, e-mail: KKlimentov@ru.acad.bg

Докладът е рецензиран.