

УДК: 621/221.2/.4(07)

## БАЛАНС ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Э.К. Кан - к.т.н., доцент

Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства

### Аннотация

Одним из эффективных методов рациональной и экономичной эксплуатации насосных станций является регулирование изменением частоты вращения вала рабочего колеса насоса. При изменении частоты вращения меняются параметры насоса и, естественно, меняется также баланс потерь энергии. В статье представлены результаты анализа баланса потерь энергии в насосе при изменении частоты вращения вала насоса.

**Ключевые слова:** насос, насосная станция, параметры насоса, коэффициент полезного действия, регулирование, частота вращения

## THE BALANCE OF THE ENERGY LOSS IN THE CENTRIFUGAL PUMP WHEN THE ROTATIONAL SPEED OF THE IMPELLER CHANGES

E.K. Kan

### Abstract

One of the effective methods of rational and economical operation of pumping stations is the regulation by varying the rotational speed of the impeller shaft of the pump. When the rotational speed is changed the pump parameters change and, naturally, the balance of energy losses also changes. The article presents the results of the analysis of the energy loss balance in the pump when the rotational speed of the centrifugal pump shaft is changed.

**Key words:** pump, pumping stations, pump parameters, pump efficiency, balance of energy, rotational speed.

## МАРКАЗДАН ҚОЧМА НАСОСНИНГ ИШЧИ ҒИЛДИРАГИ АЙЛАНИШЛАР СОННИНГ ЎЗГАРТИРИЛИШИДА ЭНЕРГИЯ ЙЎҚОЛИШНИНГ БАЛАНСИ

Э.К. Кан

### Аннотация

Насос станциялари эксплуатациясининг иқтисодий тежамкор усулларидан бири насос ишчи ғилдирагининг айланишлар сонини ўзгартириш орқали уни бошқариш ҳисобланади. Айланишлар сонини ўзгартирганда насоснинг параметрлари ўзгаради ва шу жумладан энергиянинг йўқолиш баланси ҳам. Мақолада насос валини айланишлар сони ўзгарганда насосдаги энергия йўқолиш баланси таҳлилининг натижалари келтирилган.

**Таянч сўзлар:** насос, насос станцияси, насоснинг параметлари, фойдали иш коэффициенти, бошқариш, айланишлар сони.

**Введение.** Важнейшим параметром насоса, по которому можно судить об энергоэффективности его работы, является коэффициент полезного действия — отношение гидравлической энергии, получаемой жидкостью к механической энергии, приложенной к валу. Принято считать, что при изменении частоты вращения менее чем 50%, объемный и гидравлический КПД не меняются и при расчетах их рекомендуется принимать постоянными [1]. Но, как показывает опыт эксплуатации [2], на практике изменение КПД происходит и при меньших изменениях частоты вращения. Об этом свидетельствуют результаты исследований проведенных в этой области в последнее

время [2, 3]. Целью проведения лабораторных исследований было изучение влияния изменения частоты вращения вала насоса на различные виды КПД насоса, и насосной установки в целом. При этом необходимо принимать во внимание, что КПД насоса в первую очередь зависит от размеров насоса, а потом от формы проточной части, рабочего колеса и конструкции насоса. Поэтому полученные закономерности справедливы именно для испытуемого насоса, и могут быть применены для натуральных насосов с большой долей условности. Для анализа был важен качественный компонент, а потом уже количественная составляющая результатов проведенных опытов.

**Методика исследований.** Для выявления характера этих изменений, качественной его оценки, были проведены опыты на специальном стенде, оборудованном преобразователем частоты. Коэффициент полезного действия насоса учитывает гидравлические, объемные и механические потери возникающие при передаче энергии перекачиваемой жидкости. Всего было проведено 75 испытаний. По результатам опытов были выявлены закономерности изменения различных видов КПД при изменении частоты вращения вала насоса, представлены их графические зависимости. При опытах использовался центробежный одноступенчатый горизонтальный насос типа СЕА 70/33 (Lowara) с питанием от трехфазной сети переменного тока напряжением 220 В и подключенным через преобразователь частоты.

Для выяснения характера зависимости между КПД и измененным значением частоты вращения был проведен анализ баланса потерь энергии в насосе.

**Результаты исследований.** Как известно КПД насоса представляет собой отношение полезной мощности к мощности насоса. Коэффициент полезного действия насоса равен произведению гидравлического, объемного и механического коэффициентов полезного действия.

$$\eta_i = \eta_{\dot{V}} \eta_i \eta_j \quad (1)$$

**Объемные потери.** К объемным потерям относят потери, связанные с утечками через уплотнения рабочих колес, через уплотнительные сальники. Эти потери являются щелевыми потерями, наличие которых неизбежно. В центробежных насосах щелевые утечки возникают в уплотнении рабочего колеса между областью нагнетания и всасывания.

$$\eta_i = \frac{Q}{Q+q} \quad (2)$$

Где,  $\eta_i$  - объемный КПД,  $Q$  - подача насоса,  $q$  - объемные потери

**Гидравлические потери** – это суммарные потери при движении жидкости по проточной части насоса. Их обычно разделяют на потери трения при движении жидкости в каналах проточной части насоса и потери на вихреобразование, связанные с отрывом потока при обтекании различных элементов рабочих органов насоса.

$$\eta_{\dot{V}} = \frac{\dot{I}}{\dot{I} + \Delta \dot{I}} \quad (3)$$

Где  $\eta_{\dot{V}}$  - гидравлический КПД насоса,  $\dot{I}$  - развиваемый насосом напор,  $\Delta \dot{I}$  - потери напора в насосе.

**Механические потери.** Механические потери вызываются трением наружных стенок дисков рабочих колес о жидкость, в которой они вращаются, вала в подшипниках и сальниках.

Коэффициент полезного действия насосного агрегата, т.е. насоса, соединенного с двигателем, равен:

$$\eta_{\dot{a}} = \frac{N_i}{N_a} = \eta_i \eta_{\dot{V}} = \eta_{\dot{V}} \eta_i \eta_{\dot{a}} \quad (4)$$

Коэффициент полезного действия электродвигателя можно определить по каталожным данным электродвигателя в зависимости от подачи.

Подача, напор и мощность насоса меняются в зависимости от изменения частоты вращения его рабочего колеса по законам пропорциональности [1]:

$$\frac{Q}{Q_i} = \left(\frac{n}{n_i}\right) * \left(\frac{\eta_0}{\eta_{0i}}\right) \quad (2)$$

$$\frac{H}{H_i} = \left(\frac{n}{n_i}\right)^2 * \left(\frac{\eta_{\dot{V}}}{\eta_{\dot{V}i}}\right) \quad (3)$$

$$\frac{N}{N_i} = \left(\frac{n}{n_i}\right)^3 * \left(\frac{\eta_{\dot{V}}}{\eta_{\dot{V}i}}\right) * \left(\frac{\eta_0}{\eta_{0i}}\right) \quad (4)$$

Где  $Q, H, N, \eta_0, \eta_{\dot{V}}$  - подача, напор, мощность, объемный и гидравлический КПД насоса при частоте вращения  $n, Q_i, H_i, N_i, \eta_{0i}, \eta_{\dot{V}i}$  - подача, напор, мощность, объемный и гидравлический КПД насоса при частоте вращения  $n_i$ .

Для выявления зависимости изменения частоты вращения на параметры НУ были проведены серии опытов на учебно-научном стенде «Автоматика насосных станций систем водоснабжения». Порядок проведения опытов следующий: для испытания применен насос с преобразователем частоты на стенде, оборудованном аппаратурой и приборами для измерения расхода, давления, вакуума и потребляемой мощности. После пуска насоса подачу регулируют изменением частоты вращения при помощи частотного преобразователя, измеряют соответствующие этим значениям величины напора, подачи, мощности электродвигателя и КПД насосной установки.

Всего было проведено 75 испытаний. В результате проведенных опытов были уточнены зависимости характеризующие изменение параметров насосного агрегата (напор, подача, мощность, КПД) от изменения частоты вращения.

Обычно при предварительных расчетах при изменении частоты вращения менее чем 50% объемный и гидравлический КПД рекомендуется принимать постоянным. Но как показали проведенные экспериментальные исследования на учебно-научном стенде, даже при незначительных изменениях частоты вращения (менее 10-20 %) меняется и значение КПД. Для оценки и сопоставления изменения различных КПД насоса при изменении частоты вращения использованы относительные показатели. В этом случае все величины определялись по отношению к базисным (при номинальной частоте вращения и максимальном КПД).

Ниже представлены результаты анализа изменения объемного КПД  $\left(\frac{\eta_0}{\eta_{0i}}\right)$  от изменения частоты вращения  $\left(\frac{n}{n_i}\right)$  (рис.1) и изменения гидравлического КПД  $\left(\frac{\eta_{\dot{V}}}{\eta_{\dot{V}i}}\right)$  от изменения частоты вращения  $\left(\frac{n}{n_i}\right)$  (рис.2). Механического

КПД (рис.3), общего КПД (рис.4) и различных видов КПД насоса (рис.5) от изменения частоты времени. Анализ графика полученного по результатам проведенных испытаний, показывает, что кривая на рис.2 имеет три характерных участка:

1 участок соответствует диапазону изменения частот вращения (приблизительно до 35%) при котором не происходит изменения гидравлического КПД;

2-участок (в диапазоне изменения частот в пределах 35–75%, т.е.,  $0,35 < n/n_i < 0,75$ ), который характеризуется интенсивным снижением гидравлического КПД;

3-участок соответствует диапазону изменения частот вращения вала более чем на 75 % и при котором изменение гидравлического КПД незначительны;

Таким образом, изменение гидравлического КПД происходит при изменении частоты вращения более чем на 35% и менее чем 75%.

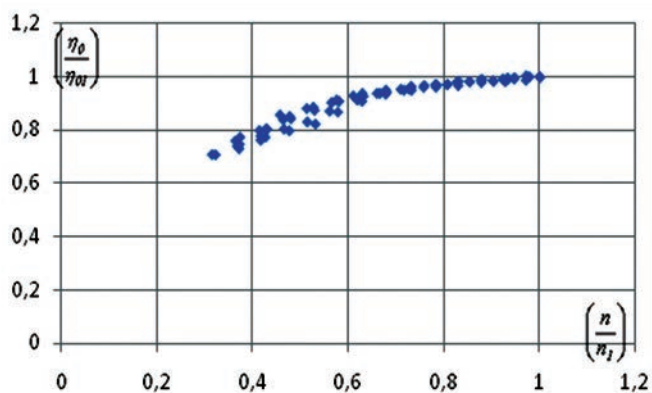


Рис.1. График изменения объемного КПД  $\frac{\eta_0}{\eta_{0i}}$  от изменения частоты вращения  $\frac{n}{n_i}$

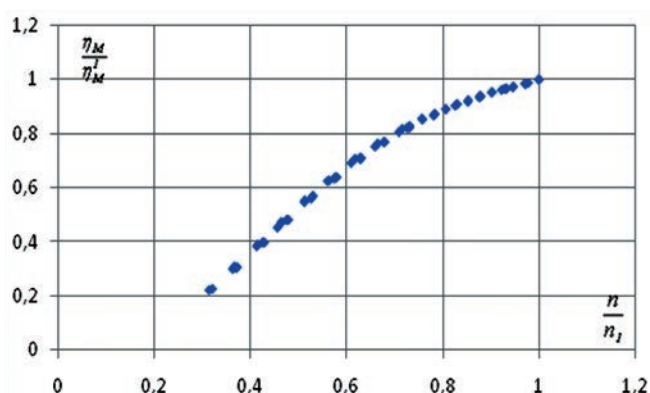


Рис.3. График изменения механического КПД  $\frac{\eta_m}{\eta_{mi}}$  от изменения частоты вращения  $\frac{n}{n_i}$

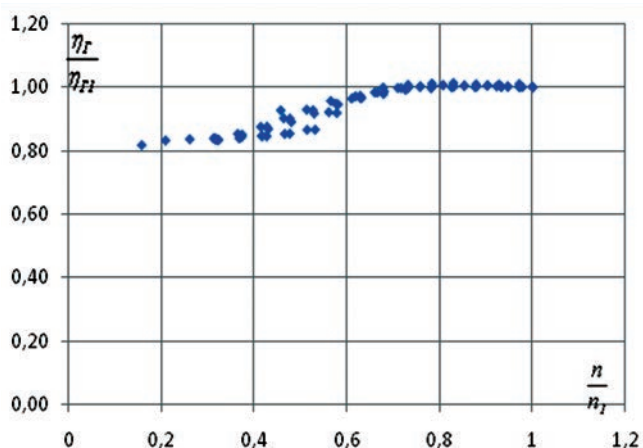


Рис.2. График изменения гидравлического КПД  $\frac{\eta_g}{\eta_{gi}}$  от изменения частоты вращения  $\frac{n}{n_i}$

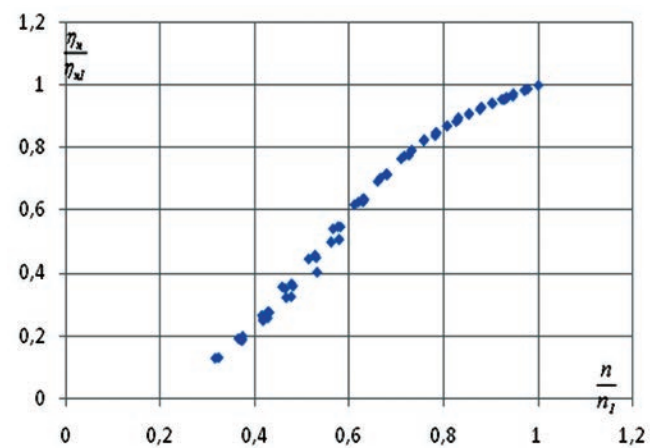


Рис.4. График изменения общего КПД насоса  $\frac{\eta_n}{\eta_{ni}}$  от изменения частоты вращения  $\frac{n}{n_i}$

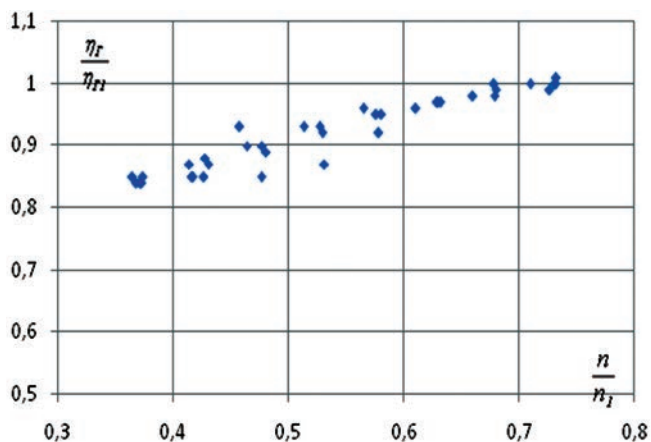


Рис.2а. График изменения гидравлического КПД  $\frac{\eta_g}{\eta_{gi}}$  от изменения частоты вращения  $\frac{n}{n_i}$  для 2 - го участка (при изменении частот вращения на 35-75%)

Для выявления характера изменения различных КПД насосного агрегата при изменении частоты вращения рабочего колеса была использована ПППр Microsoft Excel 2010, результаты представлены в таблице 1.

Из таблицы 1 видно, что из всех видов линий трен-

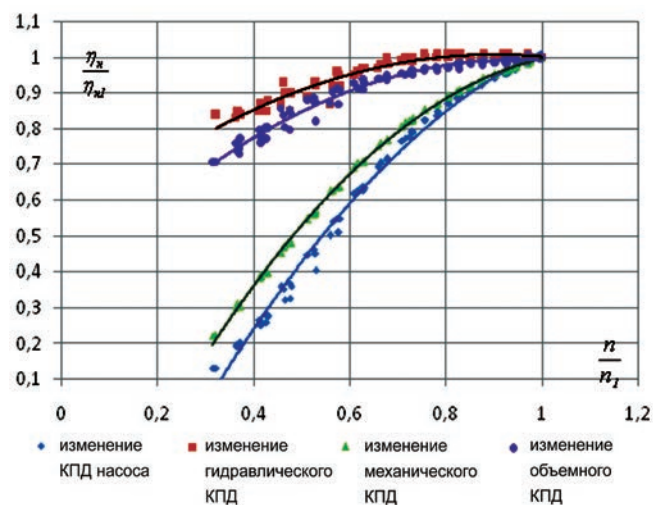


Рис.5. Графики изменения различных видов КПД насоса от изменения частоты вращения

дов наибольшие значения параметров аппроксимации  $R^2$  имеют зависимости логарифмического вида, но для практического применения более удобны зависимости степенного вида.

Тогда зависимости изменения параметров различных

Результаты аппроксимации графических зависимостей

№		Параметры линии тренда					
		линейная		логарифмическая		степенная	
		зависимость	R <sup>2</sup>	зависимость	R <sup>2</sup>	зависимость	R <sup>2</sup>
1	Изменение гидравлического КПД	Y=0.28x+0.76	0.82	y=0.18ln(x)+1.03	0.89	y=1.04x <sup>0.20</sup>	0.88
2	Изменение механического КПД	Y=0.16x-0,07	0.97	Y=0.73ln(x)+1.03	1,0	Y=1.15x <sup>1,23</sup>	0.96
3	Изменение объемного КПД	Y=0.41x+0.64	0.88	Y=0.26ln(x)+1.03	0.94	Y=1.04x <sup>0.29</sup>	0.93
4	Изменение КПД насоса	Y=1,39x-0,28	0.97	Y=0.86ln(x)+1.03	0.99	Y=1.24x <sup>1,73</sup>	0.96

КПД насоса будут иметь следующий вид:

$$\text{Изменение гидравлического КПД: } \frac{\eta_{i1}}{\eta_{i0}} = 1,04 \left( \frac{n}{n_1} \right)^{0,20} \quad (5)$$

$$\text{Изменение механического КПД: } \frac{\eta_{i1}}{\eta_{i0}} = 1,15 \left( \frac{n}{n_1} \right)^{1,23} \quad (6)$$

$$\text{Изменение объемного КПД: } \frac{\eta_{01}}{\eta_{00}} = 1,04 \left( \frac{n}{n_1} \right)^{0,29} \quad (7)$$

$$\text{Изменение КПД насоса: } \frac{\eta_i}{\eta_{i1}} = 1,24 \left( \frac{n}{n_1} \right)^{1,73} \quad (8)$$

#### Выводы

1. Эффективным методом регулирования параметров насосов в сторону их снижения является изменение частоты вращения приводного вала насоса (электродвигателя).

2. Для выявления зависимости изменения частоты вращения на параметры НУ были проведены серии опытов на учебно-научном стенде «Автоматика насосных станций систем водоснабжения». Проведенные экспери-

ментальные исследования показали: даже незначительные изменения частоты вращения рабочего колеса (много менее 50 %) ведут к изменению КПД. Различные виды КПД насоса при уменьшении числа оборотов меняются в различной степени. При изменении частоты вращения наибольшему изменению подвержен механический КПД. Гидравлический КПД подвержен наименьшему влиянию. Например, при изменении частоты вращения на 50 % гидравлический КПД изменится на 5-7 %, объемный КПД уменьшится на 30 %, а механический КПД уменьшится на 45 %. Общий КПД насоса уменьшится на 55 %.

3. Таким образом, при выборе метода регулирования на насосных станциях (особенно, мелиоративных) и оценке эффективности их применения, обязательно должна учитываться возможность снижения КПД при регулировании изменением частоты вращения.

**Данная работа была доложена на Международной научно-практической конференции «Повышение эффективности, надежности и безопасности гидротехнических сооружений» проведенная 22-23 мая 2018 года в г.Ташкенте и рекомендована к публикации в журнале "Irrigatsiya va melioratsiya".**

№	References	Литература
1	K.I. Lysov, I.A.Chayuk, G.E.Muskevich. Eksploatsiya meliorativnykh nasosnykh stantsiy [Operation of meliorative pumping stations]. Moscow, Agropromizdat Publ., 1988. 255p.	К.И.Лысов, И.А.Чаюк, Г.Е. Мускевич. Эксплуатация мелиоративных насосных станций. – М. «Агропромиздат», 1988 г., – 255 с.
2	T.Sh.Mazhidov, E.K.Kan, A.A.Ergashev. Rezul'taty naturnykh issledovaniy nasosnogo agregata s chastotnym preobrazovatelem [The results of full-scale studies of a pump unit with a frequency converter]. Journal of Irrigatsiya va Melioratsiya, Tashkent, TIMI, 2016, no. 01(3). pp. 31-33.	Т.Ш.Мажидов, Э.К.Кан, А.А. Эргашев. Результаты натуральных исследований насосного агрегата с частотным преобразователем. Журнал «Irrigatsiya va Melioratsiya», – Ташкент, ТИМИ, 2016, – № 01(3). – С. 31-33
3	Nauchno-tehnicheskii otchet 2.3/2014: Razrabotka i vnedrenie metodiki otsenki effektivnosti vnedreniya energosberegayushchikh ustroystv na vodokhozyastvennykh nasosnykh stantsiyakh [Scientific and Technical Report 2.3 / 2014: Development and implementation of a methodology for assessing the effectiveness of introducing energy-saving devices at water pumping stations]. (Otvet. ispolniteli – dots. Kan E.K., Kholmatov V.A.) Tashkent, 2014. 80 p.	Научно-технический отчет 2.3/2014: Разработка и внедрение методики оценки эффективности внедрения энергосберегающих устройств на водохозяйственных насосных станциях. (Ответ. исполнители - доц. Кан.Э.К., Холматов В.А.) – Ташкент, 2014, – 80 с.
4	G.V.Ledukhovskiy, A.A.Pospelov. O raschete rabochikh kharakteristik tsentrobezhnykh nasosov s chastotnym regulirovaniem proizvoditel'nosti [On the calculation of the performance of centrifugal pumps with frequency control of performance]. Novosti teplosnabzheniya. no.10(158). 2013.	Г.В.Ледуховский, А.А.Поспелов. О расчете рабочих характеристик центробежных насосов с частотным регулированием производительности. «Новости теплоснабжения», – №10(158), – 2013 г.
5	Kolesnikov A.I. Energoberezhenie v promyshlennykh i kommunal'nykh predpriyatiyakh [Energy saving in industrial and communal enterprises]. Ucheb.posobie. A.I.Kolesnikov, M.N. Fedorov, Yu.M. Varfolomeev, pod obshch.red. M.N. Fedorova. Moscow, INFRA-M, 2005. 124 p.	Колесников А. И. Энергосбережение в промышленных и коммунальных предприятиях: учеб.пособие /А.И.Колесников, М.Н. Федоров, Ю.М. Варфоломеев; под общ. ред. М.Н. Федорова. – М.: ИНФРА-М, – 2005. – 124 с.