

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДИК ПОСТРОЕНИЯ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ С ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

ПОСПЕЛОВ А.А., ВИНОГРАДОВ В.Н., ЗОРИН М.Ю., кандидаты техн. наук,  
ЛЕДУХОВСКИЙ Г.В., ДЕНИСОВ Д.Г., аспиранты

Выполнено сопоставление наиболее распространенных методик построения рабочих характеристик насосов с частотно-регулируемым электроприводом, приведены примеры их использования при обработке результатов натурных испытаний насосов. Показана область применения существующих методик. Предложена новая методика расчета рабочих характеристик горизонтальных насосов типа «Д» при переменном числе оборотов ротора.

*Ключевые слова:* рабочие характеристики насосов, механические потери энергии в насосах, математическая модель, коэффициент полезного действия насоса.

## COMPARATIVE ANALYSIS OF CONSTRUCTION METHODS OF PUMPS WITH VARIABLE-FREQUENCY ELECTRIC DRIVE PERFORMANCE

A.A. POSPELOV, Ph.D., V.N. VINOGRADOV, Ph.D., M.Yu. ZORIN, Ph.D.,  
G.V. LEDUKHOVSKIY, postgraduate, D.G. DENISSOV, postgraduate

This paper is devoted to the comparison of the most commonly used construction methods of pumps with variable-frequency electric drive performance. The authors give some examples of their usage in the analysis of pump full-scale test results. Existed methods field of application is also shown here. The authors suggest a new method of calculations of horizontal pump of D-type performance under variable number of cylinder barrel turns.

*Key words:* pump performance, mechanical power waste in pumps, mathematical model, pump efficiency.

Нормативно-техническая документация, регламентирующая порядок построения рабочих характеристик насосов [1], касается лишь случая работы приводных электродвигателей при номинальном числе оборотов ротора. Поэтому на практике при построении рабочих характеристик насосов при частотном регулировании их производительности используют различные методики, описанные в специальной технической литературе [2, 3, 4]. Степень точности полученных характеристик зависит в основном от объема экспериментальных данных и используемой методики их обработки.

Отметим также, что при проведении функциональных испытаний насосов, оснащенных блоками частотно-регулируемого привода, в условиях промышленной эксплуатации редко удается выполнить более одного опыта при каждом числе оборотов ротора. При стендовых испытаниях насосов такого ограничения не существует. Это обстоятельство следует учитывать при выборе методики обработки опытных данных в целях получения комплекса рабочих характеристик.

В большинстве литературных источников [2, 3] для построения рабочих характеристик насосов при частотном регулировании производительности предложен подход, основанный на использовании так называемых формул пропорциональности. Формулы пропорциональности, полученные на основе положений теории подобия динамических машин, отражают изменение рабочих параметров насоса при изменении числа оборотов ротора, диаметра рабочего колеса и т.п. Так, если известны рабо-

чие характеристики насоса при номинальном числе оборотов ротора, то при его изменении рабочие параметры могут быть определены по выражениям:

$$\frac{Q}{Q_n} = \frac{n}{n_n} \frac{\eta_{об}}{\eta_{об,n}}; \frac{H}{H_n} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^2 \frac{\eta_r}{\eta_{r,n}}; \quad (1)$$
$$\frac{N}{N_n} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^3 \frac{\eta_n}{\eta}$$

где  $Q$  – объемная подача насоса, м<sup>3</sup>/ч;  $H$  – напор насоса, м вод. ст.;  $N$  – мощность на валу насоса, кВт;  $n$  – число оборотов ротора насоса, об/мин;  $\eta_{об}$ ,  $\eta_r$ ,  $\eta$  – объемный, гидравлический и полный КПД насоса, соответственно; индекс « $n$ » указывает на значение параметра в номинальном режиме работы насоса, т.е. при номинальном числе оборотов ротора.

Для практических расчетов формулы (1) не применимы, поскольку функции изменения  $\eta_{об}$  и  $\eta_r$  в зависимости от числа оборотов ротора в большинстве случаев отсутствуют. В связи с этим в указанных литературных источниках рекомендуется использовать упрощенные выражения, полученные в предположении, что гидравлический и объемный КПД насоса остаются неизменными при любой частоте вращения ротора:

$$\frac{Q}{Q_n} = \frac{n}{n_n}; \frac{H}{H_n} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^2; \frac{N}{N_n} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^3; \eta = \eta_n. \quad (2)$$

Обозначим эту математическую модель как «модель 1». Сопоставим результаты расчета рабочих характеристик по модели 1 (рис. 1) с данными, полученными в ходе натурных испытаний насоса типа 1Д-800-56. Здесь и далее

будем рассматривать только случаи при  $n < n_n$ . В качестве базовых приняты рабочие характеристики насоса при работе электродвигателя с номинальным числом оборотов ротора 1450 об/мин.

Анализ полученных данных (рис. 1) позволяет сделать следующие выводы о применимости упрощенных формул пропорциональности (модель 1):

- расчеты по модели 1 приводят к завышению напорных характеристик и занижению характеристик мощности при пониженных числах оборотов ротора насоса (в рассматриваемом примере среднее завышение напорной характеристики составляет 5,3 %, а среднее занижение характеристики мощности – 11,7 %; в целом по опыту расчетов эти значения достигают 17 и 26 %, соответственно);

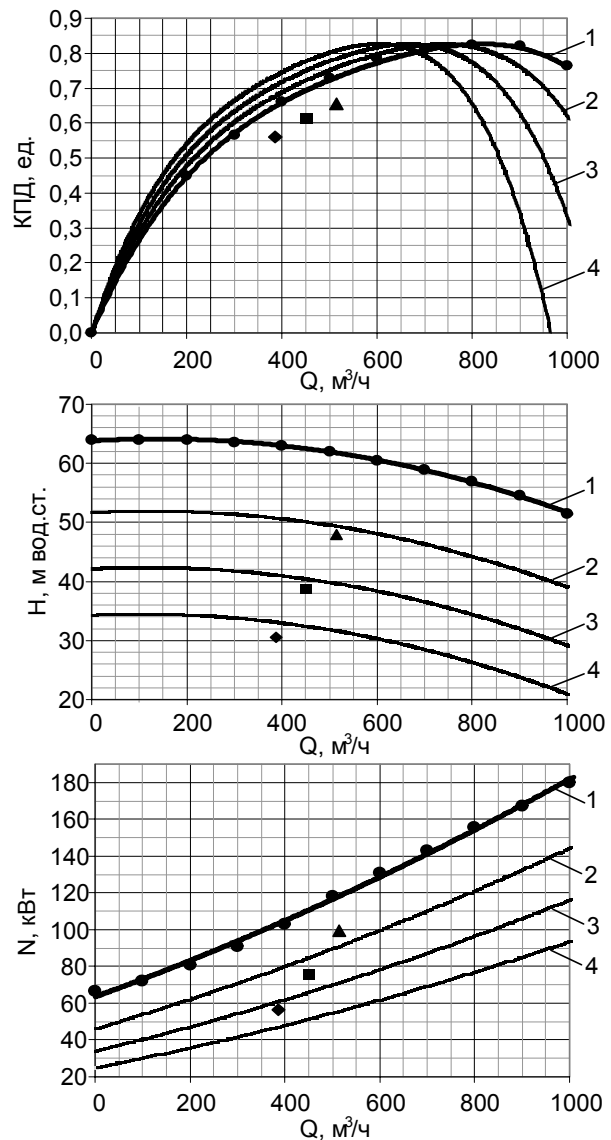
- характеристика КПД насоса, рассчитанная по модели 1, при снижении числа оборотов ротора деформируется в направлении уменьшения подачи, максимальное значение КПД остается постоянным; при этом следует, что КПД насоса при равных подачах, меньших номинальной, должен повышаться при снижении числа оборотов ротора, что не подтверждается опытными данными.

Отметим, что наиболее точные результаты при использовании модели 1 получаются для насосов, номинальная рабочая характеристика КПД которых имеет более пологую форму, т.е. в случае, если характеристика близка к горизонтальной в рабочем диапазоне изменения подачи. К таким насосам, например, относятся сетевые насосы типа СЭ-5000-70 и СЭ-5000-160 [5].

В работах последних лет [4] на основании анализа рабочих характеристик насосов различных типов показано, что максимальный КПД на рабочей характеристике насоса уменьшается как при понижении, так и при повышении числа оборотов ротора относительно номинального значения. При этом характеристика КПД насоса при изменении числа оборотов ротора может быть описана выражением

$$\eta = \left( 1 - k \left[ 1 - \left( \frac{n}{n_{nn}} \right)^2 \right] \right) \eta_{nn} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{Q}{Q_{nn}} \right)^{2,3} \right], \quad (3)$$

где  $n_{nn}$ ,  $Q_{nn}$ ,  $\eta_{nn}$  – число оборотов ротора, об/мин, подача, м<sup>3</sup>/ч, и КПД насоса, ед., в рабочей точке насоса при номинальном числе оборотов ротора, соответственно;  $n$  и  $Q$  – изменившиеся значения числа оборотов ротора и подачи насоса;  $k$  – коэффициент пропорциональности, значение которого принимается по рекомендациям (от 0,28 до 1,54 в зависимости от типа насоса [4]) либо определяется из результатов испытаний.



**Результаты расчета:**

- 1 -  $n = 1450$  об/мин
- 2 -  $n = 1304,7$  об/мин
- 3 -  $n = 1178,9$  об/мин
- 4 -  $n = 1063,9$  об/мин

**Опытные данные:**

- $n = 1450$  об/мин
- ▲  $n = 1304,7$  об/мин
- $n = 1178,9$  об/мин
- ◆  $n = 1063,9$  об/мин

Рис. 1. Рабочие характеристики насоса 1Д-800-56 (расчет по модели 1)

Следует отметить, что величина

$$\eta_{nn} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{Q}{Q_{nn}} \right)^{2,3} \right]$$

в выражении (3) определяет номинальную рабочую характеристику насоса по КПД в общем случае. Ее использование для практических расчетов приводит к большим погрешностям. Более точным является использование зависимости, описывающей реальную номинальную характеристику КПД, полученную

$$\text{в испытаниях, т.е. некоторой функции } F_{\eta} \left( \frac{Q}{Q_{nn}} \right),$$

вид которой для каждого типа насосов индивидуален. Кроме того, при обработке результатов

испытаний конкретного насоса с использованием зависимости (3) зачастую не достигается требуемая степень точности, что приводит к необходимости введения второго параметра идентификации – степени относительного числа оборотов ротора  $\frac{n}{n_{нн}}$  – в выражении (3).

Обозначим эту степень через  $a$ . С учетом этого выражение (3) перепишется в следующем виде:

$$\eta = \left( 1 - k \left[ 1 - \left( \frac{n}{n_{нн}} \right)^a \right] \right) F_{\eta} \left( \frac{Q}{Q_{нн}} \right). \quad (4)$$

В рамках этого подхода напорная характеристика насоса при изменении числа оборотов ротора может быть аппроксимирована зависимостью

$$H = F_H \left( \frac{Q}{Q_{нн}} \right) \left( \frac{n}{n_{нн}} \right)^a. \quad (5)$$

Здесь функция  $F_H \left( \frac{Q}{Q_{нн}} \right)$  описывает номинальную рабочую напорную характеристику насоса; степень  $a$ , по опыту обработки результатов натуральных испытаний насосов, совпадает со степенью относительного числа оборотов ротора в выражении для КПД.

Мощность на валу насоса  $N$ , кВт, определяется как

$$N = \frac{\rho g H Q}{1000 \cdot 3600 \eta},$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения,  $\rho$  – плотность воды, принимаемая средней по результатам испытаний,  $\text{кг/м}^3$ .

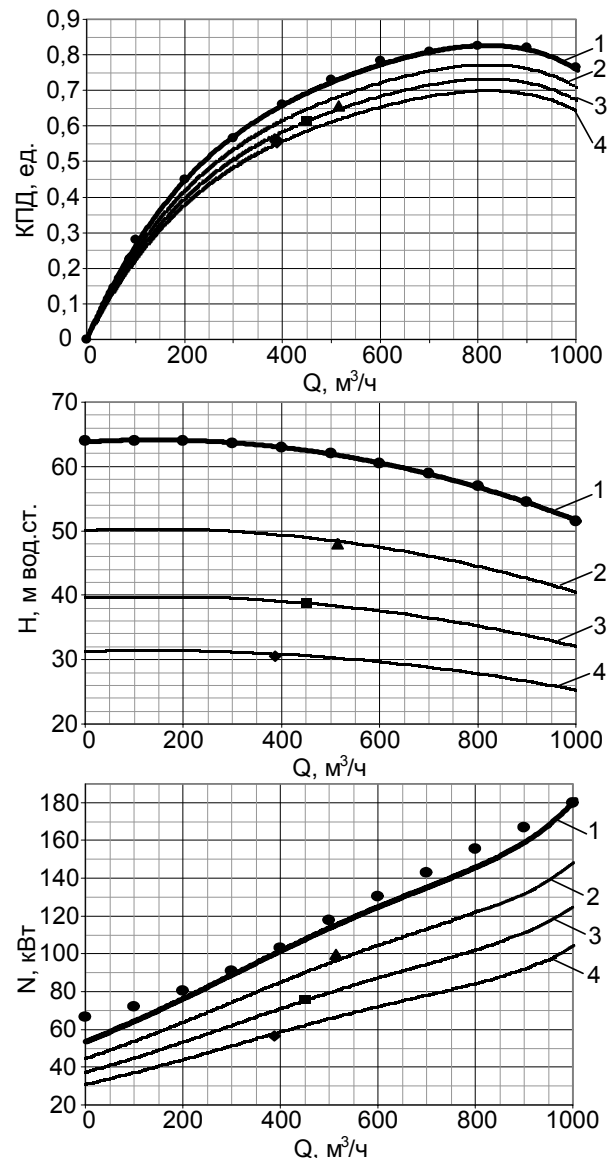
Подставив в последнее выражение формулы (4) и (5), получим уравнение для расчета мощности на валу насоса при изменении числа оборотов ротора:

$$N = \frac{\rho g Q F_H \left( \frac{Q}{Q_{нн}} \right) \left( \frac{n}{n_{нн}} \right)^a}{1000 \cdot 3600 \left( 1 - k \left[ 1 - \left( \frac{n}{n_{нн}} \right)^a \right] \right) F_{\eta} \left( \frac{Q}{Q_{нн}} \right)}. \quad (6)$$

Для расчета по выражениям (4)–(6) (модель 2) необходимо знать параметры идентификации математической модели  $k$  и  $a$ . При расчете с использованием номинальных рабочих характеристик и отсутствии экспериментальных данных в соответствии с рекомендациями [4] следует принять  $a = 2$  и значение  $k$  в пределах от 0,28 до 1,54 в зависимости от типа насоса. Более точные рабочие характеристики получаются при использовании для идентификации модели экспериментальных данных. Получение уравнений, описывающих рабочие характеристики насоса в подобном виде, возможно только при обработке большого объема опытных данных с использованием ПЭВМ. Для рассмотренного выше примера получены значения  $a = 2,3$  и  $k = 0,3$ .

Анализ результатов расчета с использованием модели 2 (рис. 2) позволяет заключить следующее:

- расчеты по модели 2 приводят к более точным значениям напора и мощности насоса, чем значения, полученные с использованием модели 1; так, по опыту расчетов, для модели 2 разница между расчетными и экспериментальными значениями в среднем не превышает 11 %, однако при недостаточности экспериментальных данных это расхождение может достигать 32 %;



**Результаты расчета:**

- 1 -  $n = 1450 \text{ об/мин}$
- 2 -  $n = 1304,7 \text{ об/мин}$
- 3 -  $n = 1178,9 \text{ об/мин}$
- 4 -  $n = 1063,9 \text{ об/мин}$

**Опытные данные:**

- $n = 1450 \text{ об/мин}$
- ▲  $n = 1304,7 \text{ об/мин}$
- $n = 1178,9 \text{ об/мин}$
- ◆  $n = 1063,9 \text{ об/мин}$

Рис. 2 Рабочие характеристики насоса 1Д-800-56 (расчет по модели 2)

- характеристика КПД насоса, рассчитанная по модели 2, при снижении числа оборотов ротора деформируется вдоль оси ординат; максимальное значение КПД уменьшается при

отклонении числа оборотов ротора от номинального значения; подача, при которой КПД имеет максимальное значение, остается неизменной; расчетные и опытные значения КПД соотносятся между собой с отклонением не более 5 % (относительных);

- относительное число оборотов ротора входит в выражение расчета напора насоса в степени, обычно превышающей 2 (в рассмотренном примере  $a = 2,3$ ), что противоречит основным положениям теории насосов (это обстоятельство, по-видимому, связано с тем, что модель 2 не учитывает изменение подачи насоса в подобных режимах его работы).

Таким образом, модель 2 следует считать полностью аппроксимационной математической моделью. Используя эту модель, можно с высокой степенью точности обработать опытные данные. Однако точность аппроксимации напрямую зависит от количества опытных точек, поэтому для использования этой модели требуется проведение испытаний насосов в широких диапазонах изменения параметров. Пересчет номинальных рабочих характеристик насосов по модели 2 при отсутствии экспериментальных данных приводит к относительно большим погрешностям.

На основании представленного анализа следует заключить, что необходима разработка универсальной математической модели, позволяющей с достаточной точностью прогнозировать характер рабочих характеристик насосов при переменном числе оборотов ротора даже в случае отсутствия в большом объеме экспериментальных данных.

Одним из путей разработки такой модели является развитие модели 1 в целях более полного учета физической природы процессов, протекающих в насосах при изменении числа оборотов ротора.

Рассмотрим более подробно формулы пропорциональности (1), учитывающие изменение КПД машины при изменении числа оборотов ротора. Известно [2, 3], что объемный КПД насоса может быть подсчитан по формуле

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-0,66}}, \quad (7)$$

где  $n_s$  – коэффициент быстроходности машины,

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (8)$$

В последнее выражение подача насоса  $Q$  входит в единицах изменения  $m^3/c$ . Для насосов с двусторонним подводом жидкости вместо  $Q$  следует подставлять  $Q/2$ .

Гидравлический КПД насоса описывается следующим выражением [2, 3]:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{П1} - 0,172)^2}. \quad (9)$$

$D_{П1}$  является приведенным диаметром входа в рабочее колесо насоса и может быть определен как

$$D_{П1} = 4,25 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}. \quad (10)$$

Здесь  $Q$  используется также в единицах измерения  $m^3/c$ .

Полный КПД насоса вычисляется через произведение КПД:

$$\eta = \eta_{об}\eta_r\eta_m, \quad (11)$$

где  $\eta_m$  – механический КПД насоса, ед.

Механический КПД определяется механическими свойствами, конструкцией и эксплуатационным состоянием подшипников и уплотнений вала насоса и поэтому является немоделируемым.

Проанализируем теперь формулы (7), (9), (11). В качестве примера рассчитаем с использованием этих выражений все КПД насоса 1Д-800-56 при номинальном числе оборотов ротора. Характеристика полного КПД известна, поэтому механический КПД может быть рассчитан путем выражения его из формулы (11) (рис. 3).

Полученные результаты позволяют заключить, что объемные и гидравлические потери насоса практически не изменяются во всем диапазоне изменения его подачи, основное же влияние на полный КПД насоса оказывают механические потери.

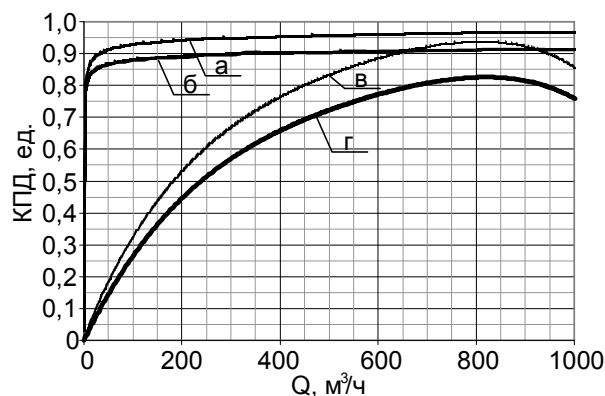


Рис. 3. Составляющие полного КПД насоса 1Д-800-56 при номинальном числе оборотов ротора: а – объемный КПД; б – гидравлический КПД; в – механический КПД; г – полный КПД

Рассмотрим теперь более подробно структуру механических потерь энергии в насосе. Мощность этих потерь  $N_{мех}$  [2] может быть представлена как сумма мощности потерь гидравлического трения рабочей среды о нерабочие поверхности рабочего колеса  $N_{гидр.тр}$  и мощности потерь механического трения в подшипниках и сальниковых уплотнениях  $N_{мех.тр}$ :

$$N_{мех} = N_{гидр.тр} + N_{мех.тр}. \quad (12)$$

В свою очередь, величина  $N_{гидр.тр}$  определяется [2] числом оборотов ротора:

$$N_{гидр.тр} = An^3, \quad (13)$$

где  $A$  – константа, зависящая от плотности перекачиваемой среды, геометрических размеров

рабочего колеса насоса и характера течения в боковых зазорах рабочего колеса.

Исходя из представлений о силе трения как произведении коэффициента трения на силу нормального давления, а также приняв значение коэффициента неизменным, нетрудно получить выражение для мощности потерь механического трения  $N_{\text{мех.тр}}$  в следующем виде:

$$N_{\text{мех.тр}} = Bn, \quad (14)$$

где  $B$  – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности и эксплуатационное состояние подшипниковых и сальниковых узлов насоса.

Из выражений (12), (13), (14) следует, что механические потери энергии определяются числом оборотов ротора и не зависят от подачи насоса, что противоречит полученным данным (рис. 3). Таким образом, формулы (7), (9) не могут применяться для расчета составляющих КПД насоса в широком диапазоне изменения его подачи и, следовательно, не могут быть использованы для построения рабочих характеристик насоса при переменном числе оборотов ротора. Они могут применяться только в случае пересчета рабочих характеристик в узком диапазоне изменения подачи, например, в окрестностях рабочей точки насоса. Однако в этом случае изменение КПД относительно невелико и с достаточной степенью точности могут быть использованы упрощенные формулы пропорциональности (модель 1).

Вышеизложенное позволяет заключить, что построение адекватной модели работы насоса при его частотном регулировании, исходя только из физических соображений о природе протекающих при этом процессов, невозможно. Это обусловлено тем, что потери мощности в насосе являются большей частью практически не моделируемыми, поскольку для их расчета требуется знание значительного объема информации о состоянии рабочих и нерабочих поверхностей насоса, сальниковых и подшипниковых узлов.

Нами предложена модель, использующая как физические основы процессов, так и элементы аппроксимации экспериментальных данных. Рассмотрим основные ее положения.

Гидравлический КПД насоса может быть определен через напор насоса и величину гидравлических потерь:

$$\eta_r = \frac{H}{H+h}, \quad (15)$$

где  $h$  – гидравлические потери (потери напора) от гидравлического трения и вихреобразования во всей проточной части насоса, м вод. ст.

Сделаем предположение, что режимы течения воды в проточной части насоса лежат большей частью в квадратичной области. В этом случае гидравлические потери зависят от квадрата линейной скорости, а значит – от квадрата числа оборотов ротора, т.е. отношение величины гидравлических потерь в режиме

работы с числом оборотов ротора  $n$  к их величине в режиме работы с номинальным числом оборотов ротора можно записать как

$$\frac{h}{h_n} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^2. \quad (16)$$

Отношение гидравлических КПД запишется с использованием уравнения (15) следующим образом:

$$\frac{\eta_r}{\eta_{r,n}} = \frac{H(H_n+h_n)}{(H+h)H_n} = \frac{H}{H_n} \cdot \frac{h_n}{h} \cdot \frac{\frac{H_n}{H}+1}{\frac{H}{H}+1}. \quad (17)$$

Подставив в уравнение (17) выражения (1) (в части относительного напора) и (16), получим

$$\frac{\eta_r}{\eta_{r,n}} = \left(\frac{n}{n_n}\right)^2 \cdot \frac{\eta_r}{\eta_{r,n}} \cdot \left(\frac{n_n}{n}\right)^2 \cdot \frac{\frac{H_n}{H}+1}{\frac{H}{H}+1} \cdot \frac{\frac{H_n}{H}+1}{\frac{H}{H}+1} = 1, \quad (18)$$

То есть при сделанном предположении о принадлежности режимов течения воды в насосе квадратичной области гидравлический КПД машины при изменении числа оборотов ротора остается постоянным.

Объемный КПД насоса определяется уравнением [2]

$$\eta_{\text{об}} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}, \quad (19)$$

где  $\Delta Q$  – циркуляция воды внутри насоса, м<sup>3</sup>/ч (перетоки через внутренние зазоры с напорной стороны рабочего колеса в его входное сечение).

Сделаем допущение, что геометрические характеристики зазоров проточной части насоса остаются постоянными при изменении числа оборотов ротора. Перепад давлений между напорной и всасывающей сторонами рабочего колеса может быть выражен из известного уравнения для напора насоса

$$H = \frac{P_n - P_b}{\rho g} + \frac{c_n^2 - c_b^2}{2g} + (z_n - z_b), \quad (20)$$

где  $P_n$  и  $P_b$  – давления воды в напорном и всасывающем патрубках, соответственно, Па;  $c_n$  и  $c_b$  – скорости воды в напорном и всасывающем патрубках, соответственно, м/с;  $z_n$  и  $z_b$  – геометрические высоты расположения осей напорного и всасывающего патрубков, соответственно, м;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения;  $\rho$  – средняя плотность воды в насосе, кг/м<sup>3</sup>.

Скорости воды во всасывающем и напорном патрубках определяются следующим образом:

$$c = \frac{4Q}{3600 \cdot 3,14d^2}, \quad (21)$$

где  $d$  – внутренний диаметр соответствующего патрубка (напорного или всасывающего), м.

Поскольку режим течения циркулирующей в зазорах гидравлической части насоса воды не

известен, примем, что расход этой воды изменится пропорционально перепаду давления между всасывающей и напорной сторонами рабочего колеса в некоторой степени  $\gamma$ , т.е.

$$\frac{\Delta Q}{\Delta Q_H} = \left( \frac{P_H - P_{BC}}{P_{H,H} - P_{BC,H}} \right)^\gamma. \quad (22)$$

Для насосов, оси напорного и всасывающего патрубков которых расположены на одной горизонтали, совместно используя выражения (20) и (22), можно получить следующее выражение:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta Q_H} = \left( \frac{H - AQ^2}{H_H - AQ_H^2} \right)^\gamma, \quad (23)$$

где  $A$  – комплекс, учитывающий геометрические характеристики всасывающего и напорного патрубков насоса:

$$A = \frac{1}{1620000g\pi^2} \left( \frac{1}{d_H^4} - \frac{1}{d_{BC}^4} \right). \quad (24)$$

Здесь  $d_H$  и  $d_{BC}$  – диаметры напорного и всасывающего патрубков насоса, соответственно, м.

Далее, используя зависимости (19) и (23), получим выражение для относительного изменения объемного КПД насоса:

$$\frac{\eta_{об}}{\eta_{об,H}} = \frac{Q}{Q_H} \left( \frac{H_H - AQ_H^2}{H - AQ^2} \right)^\gamma \frac{\frac{Q_H}{Q} + 1}{\frac{Q}{Q_H} + 1}. \quad (25)$$

С учетом выражений (1) (в части подачи насоса), (18), (19) и (25), а также проведя численный анализ результатов расчета для различных типов насосов, получено выражение, аппроксимирующее значения относительного объемного КПД в следующем виде:

$$\frac{\eta_{об}}{\eta_{об,H}} = \left( \frac{n}{n_H} \right)^{\gamma+1} \left( \frac{\frac{H_H}{AQ_H^2}}{\frac{H_H}{AQ_H^2} - 1} \right)^{0,5}. \quad (26)$$

Подставив уравнение (26) в формулу (1) для подачи насоса, получим

$$\frac{Q}{Q_H} = \left( \frac{n}{n_H} \right)^{\gamma+2} \left( \frac{\frac{H_H}{AQ_H^2}}{\frac{H_H}{AQ_H^2} - 1} \right)^{0,5}. \quad (27)$$

Определим, как изменяется полный КПД насоса при использовании такого подхода к моделированию. Полный КПД насоса вычисляется через произведение КПД по формуле (11). Для условий перекачивания насосом воды значение коэффициента  $A$  в формуле (13) сравнительно не велико. Кроме того, при нормальном эксплуатационном состоянии подшипниковых и сальниковых узлов насоса значение коэффициента  $B$  в формуле (14) также невелико. Эти соображения позволяют предположить, что с достаточной степенью точности в практических расчетах изменением механического КПД насо-

са при изменении числа оборотов ротора можно пренебречь. Ранее показано, что гидравлический КПД также может считаться постоянным при сделанном допущении. Таким образом, относительный полный КПД насоса определяется лишь объемным КПД:

$$\frac{\eta}{\eta_H} = \frac{\eta_{об}}{\eta_{об,H}}. \quad (28)$$

Мощность на валу насоса может быть определена по известному выражению с использованием формул (18), (27) и (28):

$$N = \frac{\rho g H Q}{1000 \cdot 3600 \eta} = \frac{\rho g H_H Q_H}{1000 \cdot 3600 \eta_H} \left( \frac{n}{n_H} \right)^3. \quad (29)$$

Итак, получили математическую модель (модель 3), включающую следующие уравнения:

$$Q = Q_H \left( \frac{n}{n_H} \right)^{\gamma+2} \left( \frac{\frac{H_H}{AQ_H^2}}{\frac{H_H}{AQ_H^2} - 1} \right)^{0,5}; \quad (30)$$

$$A = \frac{1}{1620000g\pi^2} \left( \frac{1}{d_H^4} - \frac{1}{d_{BC}^4} \right);$$

$$H = H_H \left( \frac{n}{n_H} \right)^2; \quad (31)$$

$$N = \frac{\rho g H_H Q_H}{1000 \cdot 3600 \eta_H} \left( \frac{n}{n_H} \right)^3; \quad (32)$$

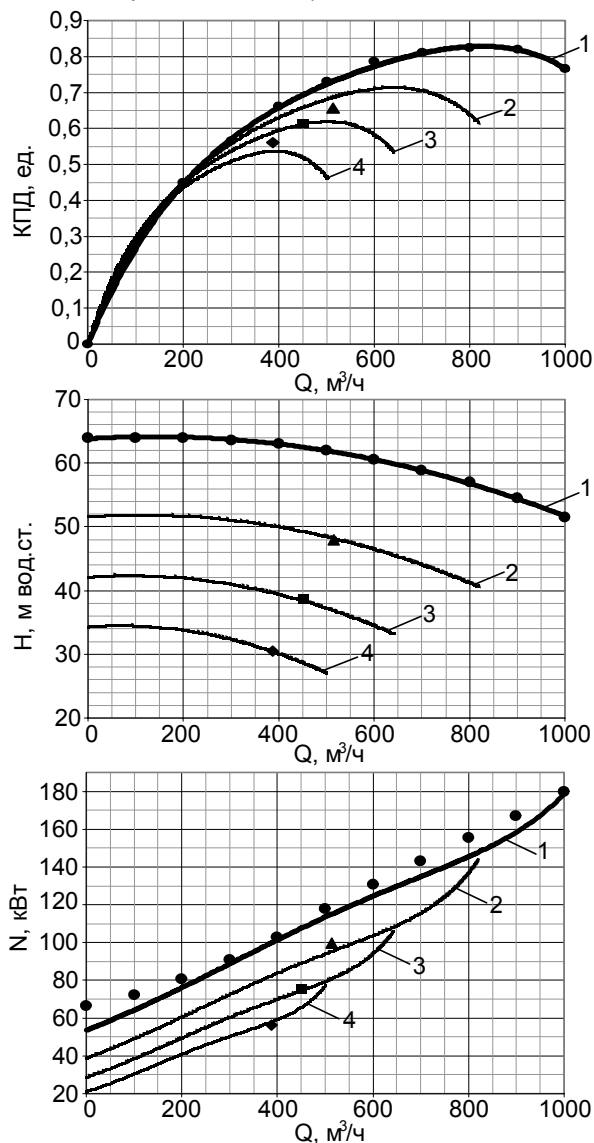
$$\eta = \eta_H \left( \frac{n}{n_H} \right)^{\gamma+1} \left( \frac{\frac{H_H}{AQ_H^2}}{\frac{H_H}{AQ_H^2} - 1} \right)^{0,5}. \quad (33)$$

Имея характеристики насоса при номинальном (или ином) числе оборотов ротора ( $Q_H$ ,  $H_H$ ,  $\eta_H$ ) в функциональном, табличном или графическом виде и задав один параметр идентификации  $\gamma$ , можно рассчитать рабочие характеристики при отклонении числа оборотов ротора. Параметр идентификации модели  $\gamma$  может быть определен по результатам испытаний либо задан исходя из его физического смысла. По опыту использования модели значение  $\gamma$  обычно близко к  $\gamma = 0,5$ .

Анализ результатов расчетов с использованием модели 3 для рассмотренного выше примера (рис. 4) показывает, что в данном случае отклонение расчетных параметров от опытных данных составило 4,8 %.

Модель 3 более полно отражает закономерности физических процессов, протекающих в насосах при изменении числа оборотов ротора, чем модель 1. По сложности расчетов и универсальности модель 3 сопоставима с моделью 2, однако требует значительно меньшего объема исходной информации. Настройка модели 3 по результатам эксперимента проще,

чем настройка модели 2, поскольку в нее входит только один параметр идентификации. Из рассмотренных моделей модель 3 позволяет получить наиболее точные результаты (в целом, по опыту использования, отклонение между опытными и расчетными значениями показателей не превышает 7 %).



<b>Результаты расчета:</b>	<b>Опытные данные:</b>
1 - $n = 1450$ об/мин	● $n = 1450$ об/мин
2 - $n = 1304,7$ об/мин	▲ $n = 1304,7$ об/мин
3 - $n = 1178,9$ об/мин	■ $n = 1178,9$ об/мин
4 - $n = 1063,9$ об/мин	◆ $n = 1063,9$ об/мин

Рис. 4. Рабочие характеристики насоса 1Д-800-56 (расчет по модели 3)

Предложенная модель апробирована при обработке результатов режимно-наладочных (функциональных) испытаний насосного оборудования (насосы типа «Д») участка химводоочистки теплосилового цеха ОАО «Северсталь»: четырех насосов Omega 200 – 520A производства KSB Aktiengesellschaft (Германия), четырех насосов 1Д-800-56, четырех насосов СЭ-800-55-11 и девяти насосов СЭ-500-70-16. Насосы оснаще-

ны блоками частотно-регулируемого привода производства General Electric Company (США). Использование этой модели позволило значительно сократить количество рассматриваемых режимов каждого насоса: для каждого насоса выполнено от 4 до 9 опытов при отклонении числа оборотов ротора от номинального значения. Среднее отклонение расчетных значений параметров от опытных данных составило 2,6 %.

### Заключение

Использование упрощенных формул пропорциональности (без учета изменения составляющих КПД насоса) при построении рабочих характеристик насоса с переменным числом оборотов ротора приводит к большим погрешностям.

Применение известных зависимостей, описывающих изменение объемного и гидравлического КПД, для уточнения упрощенных формул пропорциональности не позволяет повысить их точность, поскольку эти зависимости применимы лишь в узких диапазонах изменения подачи насоса.

Зависимость, описывающая изменение КПД насоса при варьировании числа оборотов ротора, носит общий характер и не может быть использована в практических расчетах. Ее уточнение путем введения дополнительного коэффициента и применения более точной функции КПД насоса при номинальном числе оборотов ротора позволяет разработать адекватную математическую модель. Однако получение достаточно точных рабочих характеристик насоса с использованием этой модели возможно только при большом объеме экспериментальных данных.

Новая математическая модель, предложенная применительно к горизонтальным насосам типа «Д», описывающая их работу при частотном регулировании производительности, позволяет с достаточной степенью точности определять рабочие характеристики насоса при относительно малом объеме экспериментальных данных или их полном отсутствии.

### Список литературы

- ГОСТ 6134-87. Насосы динамические. Методы испытаний (с изм. 1 и 2). – Взамен ГОСТ 6134-71: утв. Госстандартом СССР 29.06.1987: введ. в действие с 01.07.1987. – М.: Изд-во стандартов, 1987.
- Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник для теплотехнических специальностей вузов. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984.
- Турк В.И., Минаев А.В., Карелин В.Я. Насосы и насосные станции: Учебник для вузов. – М.: Стройиздат, 1976.
- Колесников А.И., Федоров М.Н., Варфоломеев Ю.М. Энергосбережение в промышленных и коммунальных предприятиях: Учеб. пособие; под общ. ред. М.Н. Федорова. – М.: ИНФРА-М, 2005.
- Энергетические насосы: каталог / ЦИНТИХИМ-НЕФТЕМАШ. – М.: Типография НИИМАШ, 1974.

Поспелов Анатолий Алексеевич,  
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых электрических станций,  
телефон (4932) 41-60-56,  
e-mail: admin@tes.ispu.ru

Виноградов Владимир Николаевич,  
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
кандидат технических наук, доцент кафедры химии и химических технологий в энергетике,  
телефон (4932) 26-99-32,  
e-mail: admin@xxte.ispu.ru

Зорин Михаил Юрьевич,  
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых электрических станций,  
адрес: г. Иваново, ул. Рабфаковская, д. 34, кор. В, ауд. 408,  
e-mail: admin@tes.ispu.ru

Ледуховский Григорий Васильевич,  
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
аспирант кафедры тепловых электрических станций,  
адрес: г. Иваново, ул. Рабфаковская, д. 34, кор. В, ауд. 408,  
телефон (4932) 41-60-56,  
e-mail: lgv83@yandex.ru

Денисов Дмитрий Геннадьевич,  
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
аспирант кафедры тепловых электрических станций,  
телефон (4932) 41-60-56,  
admin@tes.ispu.ru