

УДК 621.65.03

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАЧИ ПОДПОРНЫХ НАСОСОВ**Коротков В.В., Панайотти С.С., Шитохина О.Г.***Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», Калуга, e-mail: k2kf@yandex.ru*

В статье представлена методика, позволяющая определить подачу каждого из насосов, работающих параллельно. Данная задача является весьма актуальной для насосов большой мощности, работающих в энергетике и нефтяном транспорте, где измерение портативными расходомерами может иметь большую погрешность. Во введении авторы объясняют, что неверно распределять подачу между параллельно работающими насосами поровну. Даже если все насосы изготовлены по одной конструкторской документации. Ошибка в определении подачи может привести к тому, что насос будет длительное время работать за пределами рабочего диапазона, в зоне повышенной вибрации, сокращая свой ресурс. Для определения подачи насоса на станции авторы предлагают использовать энергетические характеристики, имеющиеся в паспорте насоса, и замеры потребляемой насосом электроэнергии. Также в статье приводится методика, позволяющая учесть вязкость и плотность перекачиваемой насосом жидкости. Расчеты, выполненные по данной методике в компании ЗАО НПО «Гидроаппарат» при работе насосов на нефти, показали, что расхождение вычисленных по данной методике суммарных подач двух насосов, работающих параллельно, с измеренными не превышало 1,5–3 %. Разработанная авторами статьи методика может быть рекомендована для контроля режимов работы насоса с целью исключения работы в зоне повышенных вибраций.

Ключевые слова: определение подачи насоса, параллельная работа насосов, перекачка нефти, отстройка от режимов работы с повышенной вибрацией, увеличение срока службы насоса, экономия энергопотребления

THE METHOD OF BOOSTER PUMP CAPACITY CALCULATION**Korotkov V.V., Panaiotti S.S., Shitokhina O.G.***Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), Kaluga, e-mail: k2kf@yandex.ru*

The method presented in this article allows to calculate capacity for each of parallel operating pumps. This problem is very important for big power energetic and oil transport pumps because using portable flow meters in these conditions has a large uncertainty. In introduction authors show that it is not correct to suppose that parallel operating pumps has equal capacities even in case of both pumps manufactured by the same documentation. The error in pump capacity determining may result in pump long working with capacities outside the operating range which leads to increasing of vibration and reduces its working life. Authors propose to use energetic characteristics given in the pump documentation and measured motor power consumption to calculate the pump capacity. The article also contains the method of capacity calculation for another pumped medium with different viscosity and density. The calculations made by this method in ZAO NPO «Hydroapparat» for two parallel operating oil pumps show that uncertainty in calculated and measured total capacities was not exceed 1,5–3 %. The technique developed by the authors can be recommended for control of pump operation modes to avoid increased vibrations.

Keywords: calculation of pump capacity, parallel operation of pumps, oil pumping, avoiding increased vibration, extending the pump working life, saving the power consumption

Как известно, при работе насосов в системах не всегда устанавливаются расходомеры для определения подачи каждого насоса. Однако определение реальной подачи насоса – задача весьма актуальная. В первую очередь это касается насосов большой мощности, работающих параллельно, в энергетике, в нефтяном транспорте, химических производствах. Так как трубопроводы большого диаметра не имеют протяжённых прямолинейных участков, то погрешность измерения подачи портативными расходомерами может быть слишком большой. При параллельной работе насосов только в идеальном случае подача будет распределяться между насосами поровну. В действительности насосы, изготовленные по одной конструкторской документации, имеют отличия в характеристиках, полученных при статочных испытаниях. Сопротивления участков нагнетатель-

ных трубопроводов от фланцев нагнетания насосов до точки слияния потоков также отличаются друг от друга вследствие различных характеристик установленной на них аппаратуры (обратные клапаны, задвижки). Этот фактор ещё сильнее увеличивает расхождение подач насосов, работающих параллельно. В результате насос, работающий с меньшей подачей, может оказаться за пределами рабочего диапазона, что влечёт повышенную вибрацию, сокращение его ресурса и другие неприятные последствия [1, 2, 4].

Определение подачи насоса по потребляемой мощности приводного электродвигателя

В настоящей работе предлагается способ определения подачи насоса по потребляемой приводным электродвигателем мощности. Она, как правило, либо постоян-

но контролируется, либо легко определяется портативными приборами – по току и напряжению электрической сети. Например, на нефтеперекачивающих станциях (НПС) постоянно фиксируется потребляемая в течение одного часа электродвигателем каждого насоса электроэнергия E , кВт·ч.

Известно, что

$$E = N_3 t, \quad (1)$$

где N_3 – мощность, потребляемая электродвигателем насоса от сети, кВт; t – время, в течение которого фиксируется потребление электроэнергии, ч.

Так как $t = 1$ ч, то мощность, потребляемая электродвигателем от сети, численно равна потребляемой за 1 час электроэнергии $N_3 = E$.

Если потребляемая в течение одного часа электроэнергия не фиксируется, то мощность можно определить путем измерения электрических параметров электродвигателя по формуле

$$N_3 = \sqrt{3} U_{\text{л}} I_{\text{л}} \cos \varphi, \quad (2)$$

где $U_{\text{л}}$, $I_{\text{л}}$ – линейные напряжения и ток.

Оба параметра легко измеряются, и тем самым с высокой степенью достоверности определяется мощность, потребляемая электродвигателем насоса от сети в данный момент. Используем потребляемую электродвигателем мощность для определения подачи насоса.

Как известно, зависимость потребляемой мощности от подачи центробежных насосов различного типа $n_s = 64 \dots 650$ в рабочем диапазоне подач – линейная [5]. Коэффициент быстроходности n_s определяется выражением

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

где n – частота вращения вала насоса, об/мин, Q – оптимальная подача, м³/с, H – напор ступени при оптимальной подаче, м.

Для насоса двухстороннего входа в формулу (3) надо подставлять половинную подачу.

Потребляемая насосом мощность выражается через параметры насоса следующим образом:

$$N = \rho g Q H / \eta, \quad (4)$$

где Q – подача, м³/с; H – напор, м; ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; η – КПД насоса; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

На рис. 1 приведена типичная характеристика центробежного насоса. Штриховой линией отмечена оптимальная подача $Q_{\text{опт}}$ и соответствующее ей значение мощности

$N_{\text{опт}}$. Вторая характерная точка N_0 – значение потребляемой насосом мощности при $Q = 0$. Оба значения можно найти в паспорте конкретного насоса. Вследствие влияния обратных токов в центробежном колесе насоса, при малых подачах мощность может отклоняться от прямой линии в сторону увеличения. В этом случае следует продлить прямолинейную часть зависимости $N = f(Q)$ до нулевой подачи и определить N_0 .

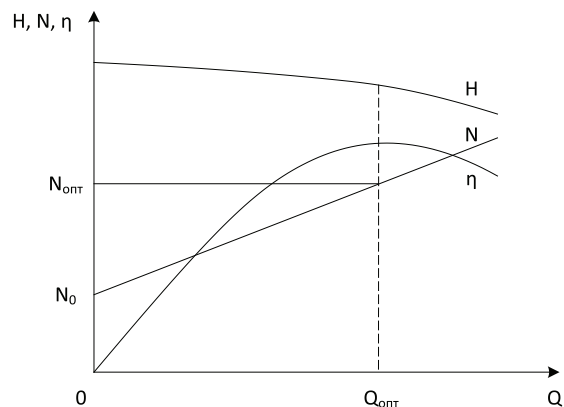


Рис. 1. Энергетическая характеристика насоса $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$

Таким образом, известны две характерные точки N_0 и $N_{\text{опт}}$ зависимости $N = f(Q)$, а сама зависимость описывается уравнением прямой линии:

$$N = \frac{N_{\text{опт}} - N_0}{Q_{\text{опт}}} Q + N_0, \quad (5)$$

Все величины, входящие в выражение (5), легко определяются по характеристике насоса, которая приведена в паспорте насоса при работе на воде.

Из (5) определяем уравнение зависимости $Q = f(N)$

$$Q = \frac{N - N_0}{N_{\text{опт}} - N_0} Q_{\text{опт}}, \quad (6)$$

где N – потребляемая насосом мощность.

В эксплуатации измеряется электрическая мощность, потребляемая приводным электродвигателем. Поэтому

$$N = N_3 \eta_3, \quad (7)$$

где η_3 – КПД электродвигателя.

Как правило, КПД двигателя также приводится в паспорте электродвигателя, и он мало изменяется в зависимости от нагрузки. Тогда в эксплуатации для вычисления подачи по потребляемой мощности электродвигателя необходимо пользоваться уравнением

$$Q = \frac{N_3 \eta_3 - N_0}{N_{\text{опт}} - N_0} Q_{\text{опт}}. \quad (8)$$

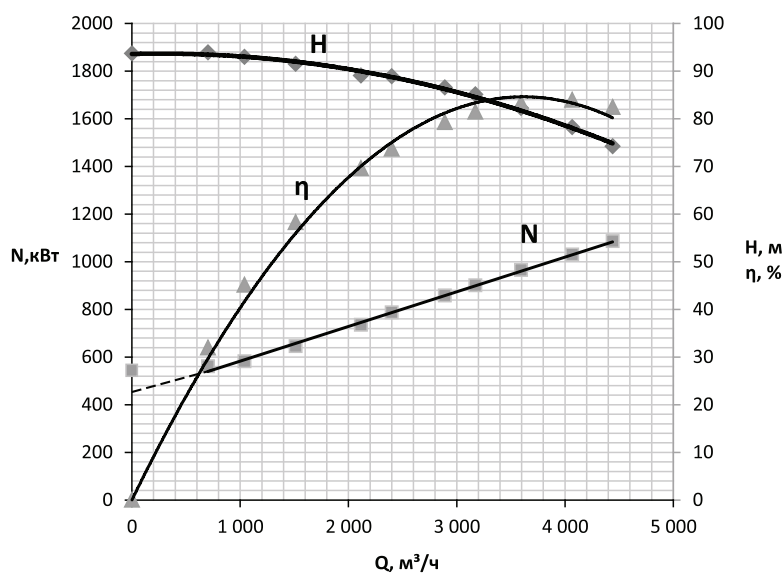


Рис. 2. Энергетическая характеристика насоса НМП 3600-78М

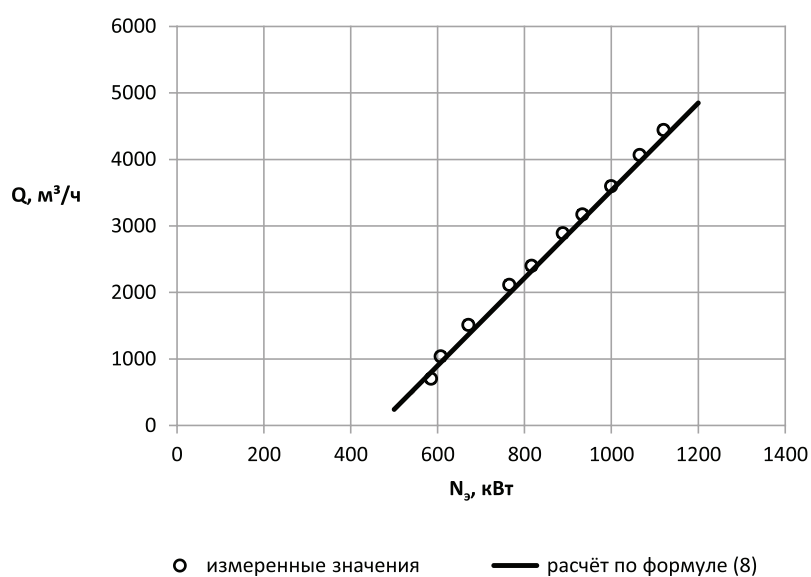


Рис. 3. Сравнение измеренных и вычисленных по изложенной здесь методике зависимостей $Q = f(N)$

Таблица 1

Вычисленные по формуле (8) значения подач

$N_3, \text{ кВт}$	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	242	900	1558	2216	2874	3532	4190	4848

Таблица 2

Измеренные величины N_3 и Q

$N_3, \text{ кВт}$	564	585	607	671	765	816.5	888	933	999.4	1065	1120
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	702	1039	1511	2114	2400	2890	3172	3595	4065	4438

На рис. 2 приведена энергетическая характеристика подпорного насоса двустороннего входа НМП 3600-78М компании ЗАО НПО «Гидроаппарат», которая имеется в паспорте насоса.

Насос НМП 3600-78М укомплектован шнеками, поэтому мощность при малых подачах существенно возрастает и отклоняется от прямой линии.

Продлим прямую $N=f(Q)$ из области рабочего диапазона до нулевой подачи; пунктирная линия на рис. 2.

Вычислим подачи по формуле (8).

Из рис. 2 следует, что $N_0 = 440$ кВт. При $Q_{\text{опт}} = 3600$ м³/ч – мощность $N_{\text{опт}} = 960$ кВт.

По паспорту электродвигателя $\eta_3 = 0,95$.

Вычисленные по уравнению (8) подачи представлены в табл. 1.

В табл. 2 приведены величины электрической мощности и подач, измеренные ЗАО НПО «Гидроаппарат».

На рис. 3 приведено сравнение измеренных и вычисленных по формуле (8) значения подач.

Рабочий диапазон подач насоса в соответствии с паспортом составляет $Q = 2000 \dots 4000$ м³/ч. Как видно из графиков (рис. 3), в рабочем диапазоне измеренные и вычисленные по формуле (8) значения подач весьма близки. Полученный результат позволяет использовать предлагаемую методику для определения подачи каждого насоса.

Учет вязкости и плотности жидкости

В паспорте насоса характеристика мощности приведена, как правило, при работе на воде с плотностью $\rho_w = 1000$ кг/м³. На нефтеперекачивающей станции насос работает на нефти с плотностью ρ_v и вязкостью $\nu > \nu_w$, где ν_w – кинематическая вязкость воды, м²/с. Известно [3, 6], что с увеличением вязкости потребляемая насосом мощность увеличивается. Влияние вязкости можно учесть введением относительного коэффициента

$$m' = N_v / N_w, \quad (9)$$

который зависит от числа Рейнольдса [4, 5]. В этой формуле N_v и N_w – потребляемая насосом мощность на вязкой жидкости (нефти) и воде.

Поэтому потребляемая насосом мощность при работе на нефти

$$N_v = \bar{\rho} N_w m', \quad (10)$$

где $\bar{\rho} = \rho_v / \rho_w$ – относительная плотность нефти.

Расчёты, выполненные подобным образом в компании ЗАО НПО «Гидроаппарат» при работе насосов на нефти $\rho = 850$ кг/м³,

показали, что расхождение вычисленных по данной методике суммарных подач двух насосов, работающих параллельно, с измеренными суммарными подачами не превышало 1,5–3 %.

Выводы

1. Методика определения подачи по потребляемой насосом мощности, если известна мощностная характеристика насоса, позволяет определить подачу с высокой степенью точности.

2. Методика позволяет найти подачи каждого из двух работающих параллельно насосов.

3. Методика может быть рекомендована для контроля режимов работы насоса в эксплуатации с целью исключения работы в зоне повышенных вибраций.

Список литературы

1. ГОСТ Р 55265.7-2012. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 7. Насосы динамические промышленные [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.rags.ru/gosts/gost/53946/> (дата обращения: 27.09.2016).
2. ГОСТ Р 53675-2009. Насосы нефтяные для магистральных нефтепроводов. Общие требования [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.rags.ru/gosts/gost/48800/> (дата обращения: 27.09.2016).
3. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.rags.ru/gosts/gost/11936/> (дата обращения: 27.09.2016).
4. Попов Д.Н., Сосновский Н.Т., Сиухин М.В. Гидродинамическая нагруженность роторов центробежных насосов при переходных процессах // Наука и образование. – 2011. – №12 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/274914.html> (дата обращения: 27.09.2016).
5. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машгиз, 1960. – 464 с.
6. Суханов Д.Я. Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. – М.: Машгиз, 1952. – 34 с.

References

1. GOST R 55265.7-2012. Vibracija. Kontrol sostojanija mashin po rezul'tatam izmerenij vibracii na nevrashhajushhihsja chastjah. Chast 7. Nasosy dinamicheskie promyshlennye [Elektronnyj resurs]. Rezhim dostupa: <http://www.rags.ru/gosts/gost/53946/> (data obrashhenija: 27.09.2016).
2. GOST R 53675-2009. Nasosy nef'tjanye dlja magistralnyh nef'teprovodov. Obshhie trebovanija [Elektronnyj resurs]. Rezhim dostupa: <http://www.rags.ru/gosts/gost/48800/> (data obrashhenija: 27.09.2016).
3. GOST 6134-2007. Nasosy dinamicheskie. Metody ispytanj [Elektronnyj resurs]. Rezhim dostupa: <http://www.rags.ru/gosts/gost/11936/> (data obrashhenija: 27.09.2016).
4. Popov D.N., Sosnovskij N.T., Siuhin M.V. Gidrodinamicheskaja nagruzhenost rotorov centrobezhnyh nasosov pri perehodnyh processah // Nauka i obrazovanie. 2011. №12 [Elektronnyj resurs]. Rezhim dostupa: <http://technomag.edu.ru/doc/274914.html> (data obrashhenija: 27.09.2016).
5. Stepanov A.I. Centrobezhnye i osevyje nasosy. M.: Mashgiz, 1960. 464 p.
6. Suhanov D.Ja. Rabota lopastnyh nasosov na vjazkih zhidkostjah. M.: Mashgiz, 1952. 34 p.