



Балансовые испытания ступеней погружных лопастных насосов для добычи нефти

Ш.Р. АГЕЕВ,
заместитель генерального
директора по науке

ОАО «ОКБ БН КОННАС»

Е.Ю. ДРУЖИНИН,
заведующий сектором отдела
прикладной гидродинамики

Е.Е. ГРИГОРЯН,
заместитель директора
Grigoryan.ee@novomet.ru

департамент инновационных
разработок
АО «Новомет-Пермь»

Рассмотрена методика балансовых испытаний ступеней погружных лопастных насосов для добычи нефти в связи с тем, что существующая методика недостаточна для корректных балансовых испытаний этих ступеней. Проведена экспериментальная работа, в результате которой получены две методики балансовых испытаний этих ступеней.

Первая методика балансовых испытаний является модернизацией общеизвестной методики С.С. Руднева.

Вторая – определение баланса энергии этих ступеней основана, главным образом, на замерах гидродинамического момента, действующего на решетку направляющего аппарата и на измерительную решетку с радиальными лопатками, расположенную на выходе аппарата.

Методики отработаны экспериментально на конкретной ступени.

Ключевые слова: установки электрических центробежных насосов, многоступенчатые насосы, балансовые испытания ступеней, плавающая конструкция колеса

BALANCE TESTS OF STAGES OF SUBMERSIBLE CENTRIFUGAL PUMPS FOR OIL

The method balance tests of stages of submersible centrifugal pumps for oil production due to the fact that existing methods are insufficient for correct balance tests these levels. The experimental work, which received two methods of balance testing of these levels.

The first methodology of the balance test is an upgrade of the well-known techniques S.S. Rudnev.

The second – determine the energy balance of these steps are based mainly on the measurements of the hydrodynamic moment acting on the bars of the guide device and measuring the grating with radial vanes located at the exit of the apparatus.

Methods worked out experimentally for a specific stages.

Keywords: installation of electric centrifugal pumps, multistage pumps, balance tests of the stages, floating wheel design

Для применения многоступенчатого лопастного насоса достаточно иметь рабочую характеристику насоса, состоящую из кривых зависимости напора, потребляемой мощности и КПД от объемной подачи, приведенных к постоянной частоте вращения. По этим параметрам ориентировочно можно определить технический уровень этого насоса. Но этих параметров недостаточно для выбора путей повышения этого уровня, для чего необходимо знать внутренние характеристики ступени и насоса: разделение потерь энергии на отдельные слагаемые, моменты скорости после рабочего колеса и после направляющего аппарата.

Учитывая важность определения внутренних характеристик насоса для повышения его технического уровня, в 30-х годах прошлого века по предложению профессора И.И. Куколевского во Всесо-

юзном институте гидромашиностроения (ВИГМ) были поставлены опыты по составлению полного баланса энергии в центробежном насосе на базе экспериментальных данных. На основании проведенной работы с одноступенчатыми наземными центробежными насосами была установлена методика определения баланса энергии в центробежном насосе, которой до настоящего времени пользуются многие инженеры и исследователи. Впоследствии эта методика была несколько скорректирована для применения к многоступенчатым насосам [1, 2]. Но она недостаточна для определения внутренних характеристик ступени погружного лопастного многоступенчатого насоса для добычи нефти (ЭЦН) по следующим причинам:

- Методика предполагает исполнение рабочего колеса, при котором оно жест-

**S. AGEEV, «OKB BN KONNAS» JSC,
E. DRUZHININ, E. GRIGORYAN,**
Department of innovative development of
«Novomet-Perm» JSC



Для определения внутренних характеристик и баланса энергии ступеней погружных многоступенчатых лопастных насосов с плавающими рабочими колесами была проведена экспериментальная работа, в результате которой были получены две методики.

ко установлено на валу, в то время как в большинстве погружных лопастных насосов для добычи нефти используют плавающие рабочие колеса. Следовательно, в балансе энергии ступеней этого насоса необходимо определять дополнительно потери мощности на трение в индивидуальной осевой опоре рабочего колеса. При этом практически ликвидируется утечка через уплотнение рабочего колеса (разумеется, на рабочих режимах, при которых рабочее колесо находится в нижнем своем положении).

- Методика применима только к одноступенчатым насосам, имеющим на входе рабочего колеса нулевую окружную составляющую. Погружной лопастной насос для добычи нефти является многоступенчатым насосом. На выходе направляющих аппаратов ступеней, а следовательно, на входе каждого рабочего колеса промежуточной ступени имеется окружная составляющая скорости, не равная нулю.

Исходя из вышеприведенных причин, для определения внутренних характеристик и баланса энергии ступеней погружных многоступенчатых лопастных насосов с плавающими рабочими колесами была проведена экспериментальная работа, в результате которой были получены две методики.

ПЕРВАЯ МЕТОДИКА БАЛАНСОВЫХ ИСПЫТАНИЙ СТУПЕНЕЙ НАСОСОВ ЭЦН

Первая методика является модернизацией общеизвестной методики С.С. Руднева [1, 3]. Суть ее модернизации заключается, в основном, в проведении испытаний одной и той же сборки ступеней с плавающими и распертыми рабочими колесами, в экспериментальном определении потерь в сборке с распертыми рабочими колесами, на основе которых определяют потери в сборке с плавающими рабочими колесами.

Потери мощности в ступени с плавающим рабочим колесом можно подразделить на две части:

- механические потери, включающие потери на трение в уплотнении и по втулке $N_{тр}$, потери на дисковое трение N_d и потери на трение в пяте рабочего колеса N_n ;
- потери на гидравлические сопротивления $N_{гс}^{пр}$.

В ступени же с фиксированным, распертым по валу рабочим колесом обычно потери разделяют на три части:

- механические потери, состоящие из потерь на трение в уплотнении и по втулке, и потерь дискового трения;
- потери на гидравлические сопротивления $N_{гс}^{рас}$;
- объемные потери N_v .

При сравнении соответствующих потерь в испытаниях с плавающим и с распертым рабочим колесом одной и той же ступени можно отметить, что потери

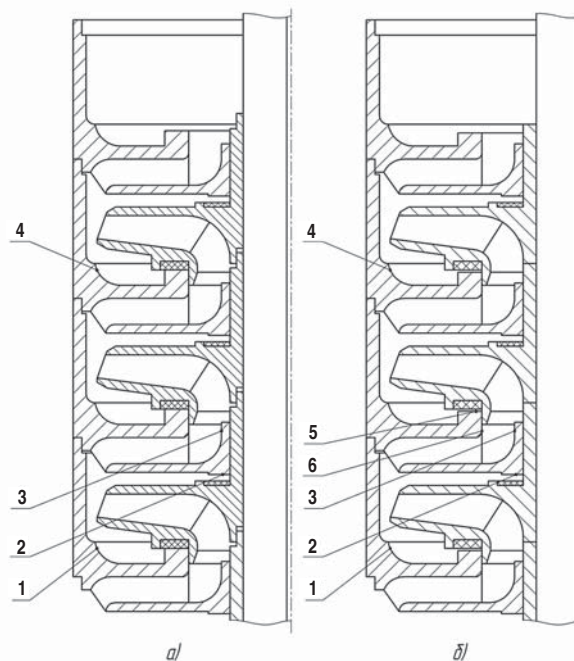


Рис. 1. Сборка ступеней н.а. Э-25-6, р.к. СН6-250-1:
а) р.к. плавающие, б) р.к. распертые

$N_{тр}$ и N_d в обоих случаях должны иметь постоянную величину. При перечислении составляющих потерь в ступени умышленно были опущены объемные потери в межступенном уплотнении. Как показали эксперименты, эти потери незначительны и практически компенсируются восстановленной частью дискового трения.

Отработка методики проведения балансовых испытаний ступеней ЭЦН была проведена на ступени, состоящей из чугунного направляющего аппарата Э-25-6 с 12 лопатками и бронзового рабочего колеса СН6-250-1. Поверхности проточных каналов колеса были зачищены до шероховатости $Rz \approx 5$ мкм ГОСТ 2789-73. Шероховатость поверхностей проточных каналов литого направляющего аппарата соответствовала, в основном, $Rz = 60$ мкм ГОСТ 2789-73. Зазоры по уплотнению колеса были равны 0,32 мм на диаметр, по втулке – 0,15 мм на диаметр. Экспериментальные работы были проведены на вертикальном ступенном стенде со сборкой ступеней с плавающими и с распертыми рабочими колесами (рис. 1). Для определения утечек по уплотнению распертого рабочего колеса и утечек по межступенному уплотнению в обеих сборках ступеней были просверлены соответствующие отверстия для замера перепада давления в этих уплотнениях.

Определение опытных величин прошло в нижеследующем порядке:

1. Для определения напорных и энергетических характеристик сборок ступеней их испытания были проведены по принятой в ОАО «ОКБ БН КОННАС» методике. Приработка сборки с плавающими рабочими колесами велась до получения прилегания не менее 80 % площади шайб к подпятникам. Замеры давления велись в мерных ступенях (рис. 1 поз. 1, 4). После завершения испытания мерные ступени меняли местами и повторяли опыт. При испытаниях с плавающими рабочими колесами соблюдался следующий

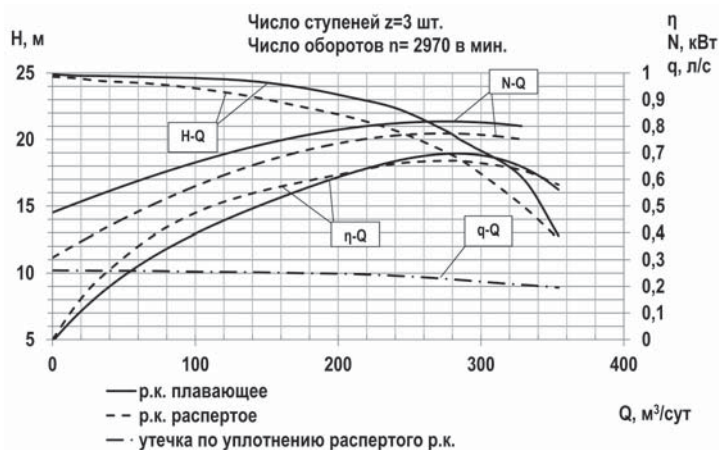


Рис. 2. Ступень н.а. Э-25-6, р.к. СН-6-250-1

порядок смены режимов работы сборки – от закрытой задвижки к открытой. На рис. 2 приведены характеристики ступеней с плавающими и распертыми колесами.

2. Во время испытаний были определены зависимости перепада давления по межступенному уплотнению рабочего колеса от подачи (точки замера 3, 2, рис. 1); кроме того, для сборки с распертыми колесами были определены зависимости от подачи перепада давления по уплотнению колеса (точки замера 5, 6, рис. 1). Тарировка утечек от перепада давления была получена опытным путем по аналогии со способом, описанным в [2] при залитом парафином рабочем колесе и направляющем аппарате. Зависимость утечки в уплотнении распертого рабочего колеса показана на рис. 2. Объемные потери в межступенном уплотнении ступени оказались незначительными, а именно на оптимальном режиме они равны 0,61 % от затраченной мощности. Учитывая, что восстановленная часть дискового трения имеет величину такого же порядка, разность потерь в межступенном уплотнении и мощности, восстановленной от дискового трения, будет пренебрежимо мала.

3. Определяются потери $N_{тр}$ и $N_{д}$. Сумма потерь $N_{тр} + N_{д}$ находится в ступени вращением рабочего колеса, каналы которого заполнены парафином, или диска, повторяющего по конфигурации диска рабочего колеса (рис. 3).* Потери на трение в уплотнении рабочего колеса и в межступенном уплотнении $N_{тр}$ были определены путем замера мощности, потребляемой ступенью, опорожненной от воды, но при залитом водой манжете уплотнения вала стенда. По разности замеренной суммы потерь $N'_{тр} + N_{д}$ и потерь трения были получены потери дискового трения $N'_{д}$. При нахождении $N'_{д}$ вращением рабочего колеса, заполненного парафином, измеренную величину $N'_{д}$ следует снизить для исключения мощности на трение о жидкость парафина, заполненного в каналы колеса, которое находится согласно [4]:

$$\Delta N = \frac{\rho \pi \xi \omega^3}{5 \sin \gamma} \left[\left(\frac{D_{2max}}{2} \right)^5 - \left(\frac{D_{2min}}{2} \right)^5 \right], \text{ Вт}, \quad (1)$$

где геометрические параметры

D_{2max} , D_{2min} , м, и γ – приведены на рис. 3;
 ω – частота вращения, с⁻¹;

ρ – плотность воды, кг/м³;
 ξ – коэффициент трения, определяемый критерием Рейнольдса [2].

Дисковые потери, определенные двумя способами, практически одинаковы и равны 18,1 Вт.

Опытные значения потерь трения в межступенном уплотнении и в уплотнении рабочего колеса равны 8,6 Вт.

Естественно, эти составляющие потерь трения и потерь дискового трения в ступени с распертым колесом будут равными соответствующим составляющим потерь в той же ступени с плавающим рабочим колесом.

4. Определяется гидравлическая мощность ступени с распертым рабочим колесом, т.е. мощность, переданная колесом воде:

$$N_{г}^{pac} = N_{затр}^{pac} - (N_{тр} + N_{д}). \quad (2)$$

5. Теоретический напор, сообщенный воде колесом, равен:

$$H_{т}^{pac} = \frac{N_{г}^{pac}}{\rho g(Q+q)}. \quad (3)$$

Строится кривая зависимости $H_{т}^{pac} = f(Q^{pac} + q)$ – рис. 4.

6. Полученные данные позволяют составить баланс мощности для ступени с распертым рабочим колесом. При этом мощность на утечку в уплотнении может быть подсчитана по формуле:

$$N_{у}^{pac} = q \rho g H_{т}^{pac}, \quad (4)$$

где q , м³/с – утечка.

Мощность на гидравлические сопротивления равна

$$N_{гс} = Q \rho g (H_{т}^{pac} - H^{pac}). \quad (5)$$

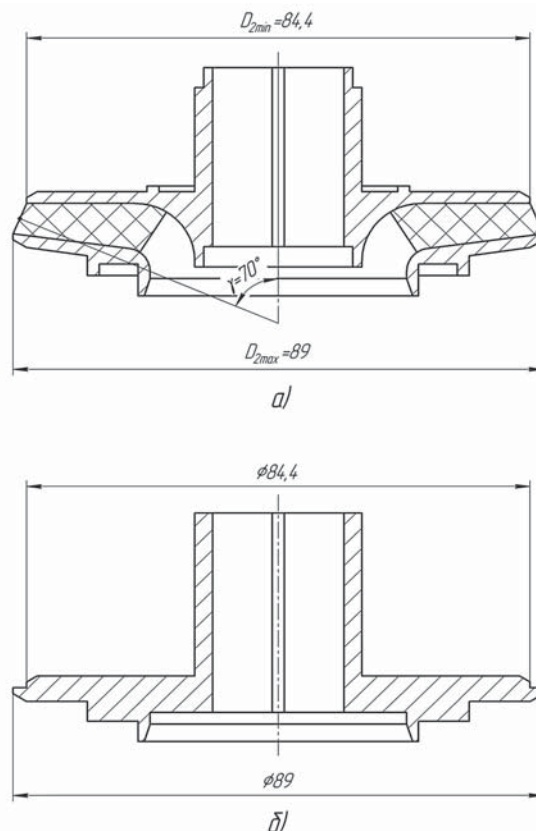


Рис. 3. Детали для измерения дисковых потерь:
 а) р.к. залитое парафином, б) имитация р.к.

*Следует иметь в виду, что дисковые потери рабочих колес центробежно-вихревых ступеней насосов ВНН и рабочих колес, имеющих лопатки на ведущем диске для снижения осевой силы, могут зависеть от величины утечки в межступенном уплотнении.



Используя приведенные выражения (3) - (8), определяются зависимости теоретического напора, мощности, гидравлического и механического КПД от подачи ступени с плавающим рабочим колесом.

Найденные потери приведены на рис. 5, 6.

Определение же КПД может производиться по формулам:

объемный КПД

$$\eta_0^{\text{рас}} = \frac{Q^{\text{рас}}}{Q^{\text{рас}} + q}, \quad (6)$$

гидравлический КПД

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H^{\text{рас}}}{H_{\Gamma}^{\text{рас}}} \quad (7)$$

и механический КПД

$$\eta_{\text{м}}^{\text{рас}} = \frac{N_{\Gamma}^{\text{рас}}}{N_{\text{затр}}^{\text{рас}}}. \quad (8)$$

Найденные зависимости объемного, гидравлического и механического КПД приведены на рис. 7.

7. Ступень с плавающим рабочим колесом практически не имеет утечки через уплотнение колеса, следовательно, теоретический напор ступени с плавающим колесом будет больше, чем $H_{\Gamma}^{\text{рас}}$ ступени с распертым колесом на составляющую, зависящую от утечки и окружной составляющей утечки в зазоре уплотнения, т.е.

$$H_{\Gamma}^{\text{пл}} = H_{\Gamma}^{\text{рас}} + \frac{q}{Q+q} * \frac{V_{\text{упл}}^2}{2g}, \quad (9)$$

где $V_{\text{упл}}$ – окружная скорость колеса на радиусе уплотнения.

Таким образом, на основании кривой зависимости

$$H_{\Gamma}^{\text{рас}} = f(Q^{\text{рас}} + q)$$

можно получить

$$H_{\Gamma}^{\text{рас}} = f(Q^{\text{пл}}).$$

Отсюда гидравлическая мощность плавающего рабочего колеса равна

$$N_{\Gamma}^{\text{пл}} = H_{\Gamma}^{\text{пл}} Q^{\text{пл}} \rho g. \quad (10)$$

8. По найденным величинам вычисляются потери трения на индивидуальной пяте рабочего колеса

$$N_n = N_{\text{затр}}^{\text{пл}} - (N_{\text{тр}} + N_d + N_{\Gamma}^{\text{пл}}). \quad (11)$$

Используя приведенные выражения (3) – (8), определяются зависимости теоретического напора, мощности, гидравлического и механического КПД от подачи ступени с плавающим рабочим колесом.

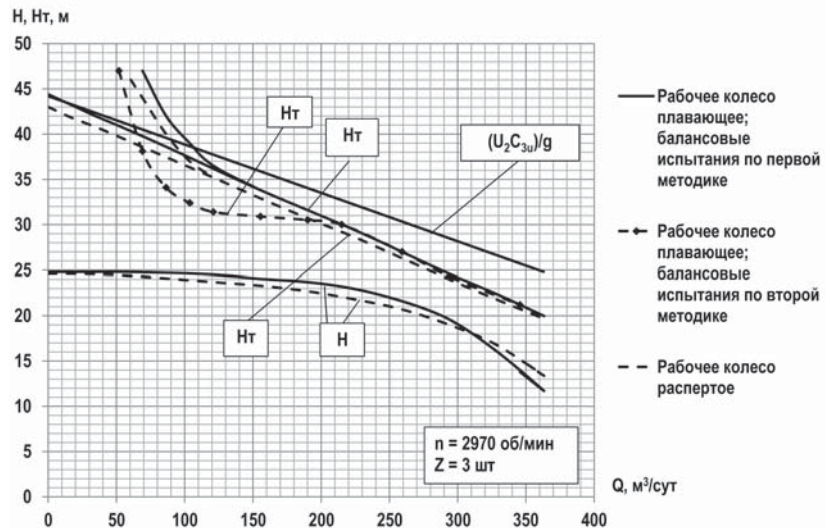


Рис. 4. Теоретические напоры ступени: Н.А. Э-25-6, Р.К. СН-6-250-1

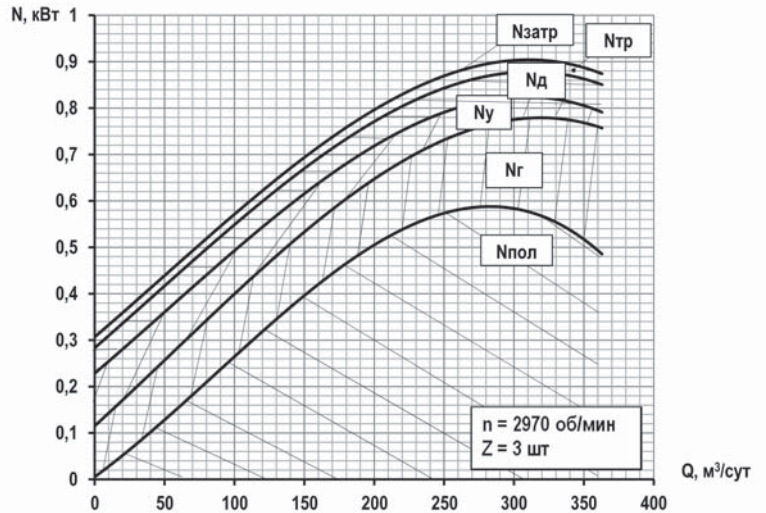


Рис. 5. Потери мощности ступени: Н.А. Э-256, Р.К. СН-6-250-1 распертое

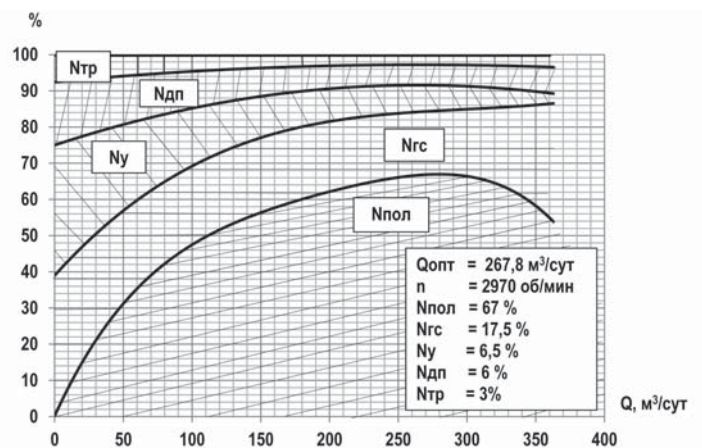


Рис. 6. Относительные потери мощности ступени: Н.А. Э-25-6, Р.К. СН-6-250-1 распертое

Найденные зависимости в графической форме приведены на рис. 4, 8 – 10.

9. Замер осредненных окружных составляющих скоростей за направляющим аппаратом производится при помощи измерительной решеткой методом взвешивания (рис. 11) – см. вторую методику.

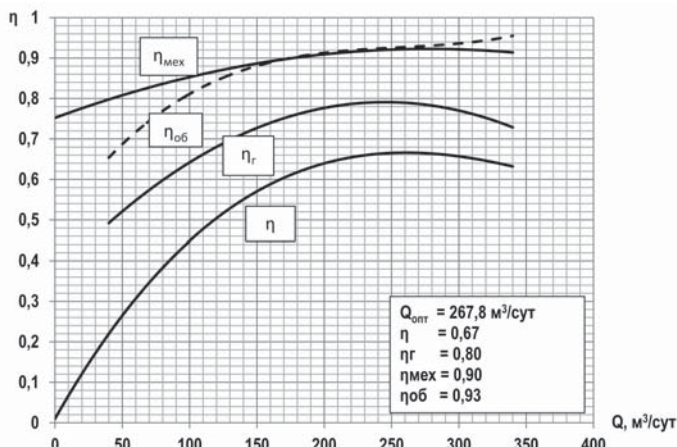


Рис. 7. КПД ступени: направляющий аппарат Э-25-6, рабочее колесо СН-6-250-1 распертое

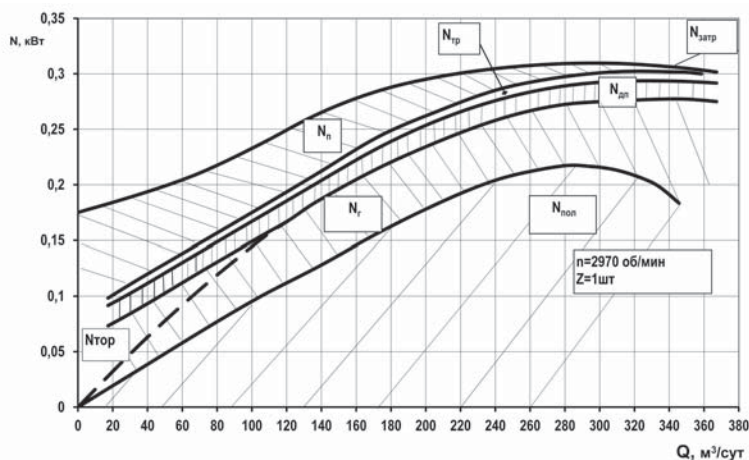


Рис. 8. Потери мощности ступени: направляющий аппарат Э-25-6, рабочее колесо СН-6-250-1. Рабочее колесо плавающее

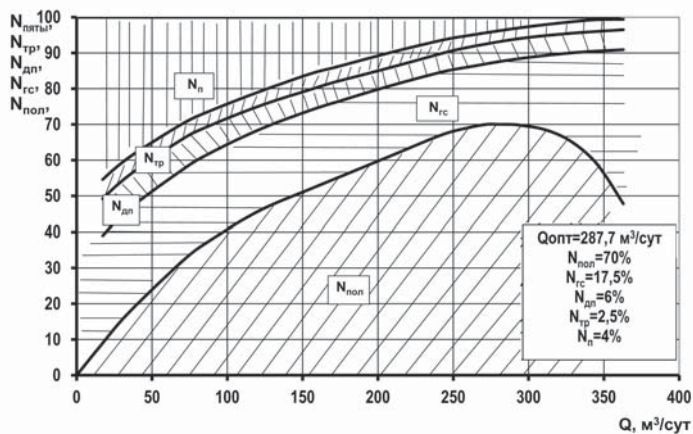


Рис. 9. Относительные потери мощности ступени: направляющий аппарат Э-25-6, рабочее колесо СН-6-250-1 плавающее

ВТОРАЯ МЕТОДИКА БАЛАНСОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

Вторая методика определения баланса энергии ступени с плавающим рабочим колесом основана, главным образом, на замерах гидродинамического момента, действующего на решетку направляющего аппарата и на измерительную решетку с радиальными лопатками (пластинами), расположенную на выходе направляющего аппарата, при прохождении через них потока жидкости т. н. методом взвешивания.

Сущность метода основана на взаимодействии потока с решеткой направляющего аппарата. При этом направляющий аппарат будет испытывать вполне

определенный гидродинамический момент относительно своей центральной оси [5]:

$$M = \rho \frac{Q}{2\pi} (\Gamma_3 - \Gamma_4), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (12)$$

где Q – расход, проходящий через направляющий аппарат, $\text{м}^3/\text{с}$;

Γ_3 и Γ_4 – соответственно, осредненные значения циркуляции на выходе из рабочего колеса и на выходе решетки аппарата, $\text{м}^2/\text{с}$.

Для выполнения этого условия обойма направляющего аппарата была выполнена из двух частей: подвижной и неподвижной (рис. 11). Подвижная часть обоймы была жестко соединена с решеткой исследуемого направляющего аппарата. Поэтому измеряемый момент был пропорционален разности осредненных циркуляций на выходе из рабочего колеса и на выходе из направляющего аппарата.

Замеренный динамический момент позволяет определить теоретический напор ступени с плавающим рабочим колесом:

$$H_T^{\text{пл}} = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_3 - \Gamma_4). \quad (13)$$

Отсюда можно вывести, что

$$H_T^{\text{пл}} = \frac{\omega M}{\rho g Q}. \quad (14)$$

Таким образом, замеряя момент, действующий на направляющий аппарат, расход через аппарат с подвижной обоймой и частоту вращения вала стэнда можно определить теоретический напор ступени с плавающим колесом.

Момент, действующий на аппарат, замерялся тензометрическим методом, а именно решетка направляющего аппарата была посажена на подшипник качения, и момент, действующий на аппарат, передавался на жестко связанную с ним пластину с наклеенными тензодатчиками (рис. 11).

Импульсы с тензодатчиков передавались на тензометрическую аппаратуру. Тензодатчики предварительно были протарированы. В результате экспериментов было найдено, что величина утечки через зазор между направляющим аппаратом и нижним корпусом подшипника пренебрежимо мала.

Экспериментально найденная зависимость $H_T^{\text{пл}} = f(Q)$ для ступени с плавающим колесом по приведенной схеме нанесена на рис. 4, из которой видно, что теоретические напоры, найденные двумя способами, в рабочем диапазоне подач практически совпали. Правда, на недогрузочных режимах у кривой теоретического напора по второй методике наблюдается спад. Это объясняется тем, что закономерность по выражению (12) верна при ограниченных углах атаки потока на входе рабочего колеса и направляющего аппарата.

Исходя из вышесказанного, вторая методика определения внутренних характеристик и баланса энергии ступеней погружных лопастных насосов с плавающими рабочими колесами заключается в следующем:

1. Определяется рабочая характеристика ступени с плавающим рабочим колесом (рис. 2).

2. Находятся механические потери, состоящие из потерь на трение в уплотнении колеса и по втулке $N_{\text{тр}}$ и потерь дискового трения $N_{\text{д}}$ (см. п. 2 первой методики).

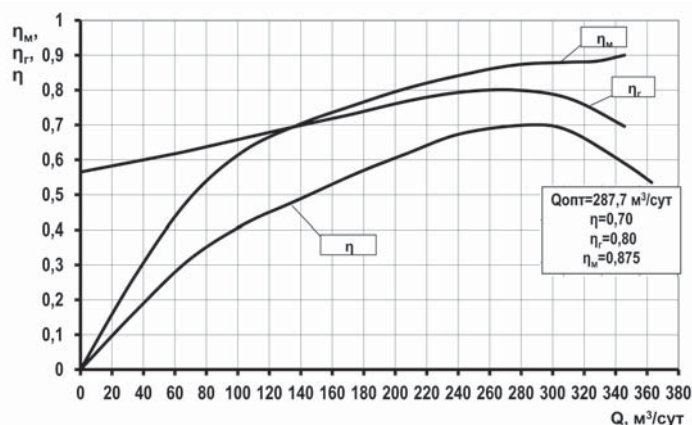


Рис. 10. КПД ступени: направляющий аппарат Э-25-6, рабочее колесо СН-6-250-1 плавающее

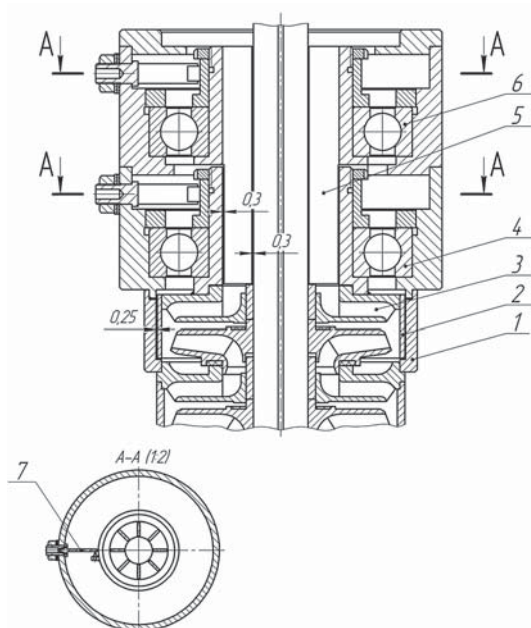


Рис. 11. Сборка для замера циркуляций потока

1 – неподвижная обойма, 2 – подвижная обойма, 3 – направляющий аппарат, 4, 6 – подшипники, 5 – измерительная решетка, 7 – пластина с тензодатчиками.

3. Замеряются гидродинамический момент, действующий на решетку направляющего аппарата, расход через аппарат и частота вращения вала, по которым определяются теоретический напор ступени (формула 14) $H_T^{пл}$ и гидравлическая мощность ступени

$$N_{Г}^{пл} = H_T^{пл} Q \rho g.$$

4. Определяются потери в осевой опоре рабочего колеса

$$N_n = N_{затр}^{пл} - N_{Г}^{пл} - N_{тр} - N_d.$$

5. Определение КПД производится по формулам: гидравлический КПД

$$\eta_{Г}^{пл} = \frac{H^{пл}}{H_T^{пл}},$$

механический КПД

$$\eta_{М}^{пл} = \frac{N_{Г}^{пл}}{N_{затр}^{пл}}.$$

6. Для замера осредненных окружных составляющих скоростей на выходе направляющего аппарата за последним направляющим аппаратом сборки ступеней

Теоретические напоры, найденные двумя способами, в рабочем диапазоне подач практически совпали.

ставится решетка с радиальными лопатками (пластинами). Количество пластин и их осевая длина должны быть достаточными, чтобы решетка была непрозрачной, т.е. окружная составляющая скорости потока на выходе решетки была равна нулю. Эта измерительная решетка посажена на подшипник качения. Момент, действующий на решетку, передается на жестко связанную с ним пластину с наклеенными тензодатчиками (рис. 11). Импульсы с тензодатчиков передаются

на тензометрическую аппаратуру. Естественно, тензодатчики предварительно должны быть тарированы. По замеренному гидродинамическому моменту можно определить осредненное значение циркуляции на выходе направляющего аппарата на каждой подаче:

$$\Gamma_4 = \frac{2\pi}{\rho} * \frac{M}{Q} \quad (15)$$

По замеренной осредненной циркуляции потока на выходе направляющего аппарата можно определить составляющую теоретического напора колеса при нулевой циркуляции на входе колеса

$$H_T = \frac{\omega \Gamma_4}{2\pi g} = \frac{u_2 C_{3u}}{g}, \quad (16)$$

где u_2 – окружная скорость рабочего колеса на выходе, м/с;

C_{3u} – окружная составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе из колеса, м/с.

Зависимость (16) в графической форме показана на рис. 4.

Следует отметить, что вторая методика определения баланса энергии ступени применима и для ступеней с фиксированными на валу, распертыми рабочими колесами при определении известным способом объемных утечек по уплотнениям рабочего колеса и по втулке и определении потерь трения и дискового трения.

Литература

1. Руднев С.С. Баланс энергии в центробежном насосе // Химическое машиностроение, 1938. № 3.
2. Байбаков О.В., Бутаев Д.А., Калмыкова З.А., Подвидз Л.Г. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидротурбин. Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. М.: Машиностроение, 1974.
3. Калмыкова З.А., Бутаев Д.А., Подвидз Л.Г., Байбаков О.В., Кирилловский Ю.Л. Лабораторный курс гидравлики и насосов. Под ред. Л.Г. Подвидза. М.: Государственное, энергетическое издательство, 1961.
4. Карелина Н.С. Исследования лопаточных отводов погружных центробежных насосов для скважин диаметром более 200 мм. Дис... канд. техн. наук. М., 1967.
5. Квятковский В.С. Рабочий процесс осевой гидротурбины, часть I. Труды ВИГМ, выпуск XIV. М.: Машгиз, 1951.

Literature

1. Rudnev S.S., Energy balance in a centrifugal pump // Chemical engineering, 1938. No. 3.
2. Baybakov O.V., Butaev D.A., Kalmykova Z.A., Podvidz L.G. Laboratory course of hydraulics, pumps and hydraulic transmissions. Under the Edited by S.S. Rudnev and L.G. Podvidz. M.: Mashinostroenie, 1974.
3. Kalmykova Z.A., Butaev D.A., Podvidz L.G., Baibakov O.V. Kirillovskiy Ju.L., Laboratory course of hydraulics and pumps. Edited by L.G. Podvidz. M.: State energy publishing house, 1961.
4. Karelina N.S. Research the blade bends submersible centrifugal pumps for wells with a diameter more than 200 mm. Thesis of candidate of technical sciences. M., 1967.
5. Kviatkowskij V.S. Working process of axial turbines, part I. Proceedings of VIGM, issue XIV. M.: Mashgiz, 1951.