

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ СО СМЕННОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТЬЮ

С.О. Луговая
ООО ВНИИАЭН, г. Сумы

В статье рассматривается замена проточной части насоса как один из наиболее эффективных способов изменения режима работы насосного агрегата. Опираясь на анализ результатов многочисленных исследований автор предлагает методику расчета потерь в составной части диффузора и прогнозирование характеристики сменной проточной части ступени насоса.

У статті розглядається заміна проточної частини насоса як один із найбільш ефективних способів зміни режиму роботи насосного агрегату. Спираючись на аналіз результатів численних досліджень, автор пропонує методику розрахунку втрат у складовій частині дифузора і прогнозування характеристики змінної проточної частини ступені насоса.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из главных критериев при создании нового насоса является обеспечение его высокой экономичности на расчетном режиме. Однако существуют технологические схемы, требующие обеспечения эксплуатации насоса в широком диапазоне подач. Кроме того, существуют области применения центробежных насосов, требующие периодического длительного изменения режимов эксплуатации. К таким насосам можно отнести насосы для магистральных нефтепроводов, насосы для систем поддержания пластового давления (ППД), сетевые насосы и др. Как правило, для данных типов насосов в период их эксплуатации имеется тенденция к изменению режима работы насоса по подаче. Напоры при этом должны оставаться постоянными. Известные способы регулирования режимов работы насосных агрегатов (дресселирование, регулирование частоты вращения ротора и др.) [1, 2, 3] не позволяют обеспечить требования, предъявляемые эксплуатацией. В данной ситуации единственным решением становится замена насосных агрегатов на новые, рассчитанные на изменившийся режим работы, но это влечет за собой значительные инвестиционные затраты. Для таких насосов замена проточной части на сменную является наиболее эффективным способом изменения режима работы насосного агрегата. Применяв данный способ изменения режимов работы насоса, можно создать параметрический ряд многоступенчатых центробежных насосов с применением минимального количества оптимальных сменных проточных частей.

В современных условиях заказчик требует от разработчика и производителя быстрой поставки любого насосного оборудования. Если раньше временной интервал от заказа до поставки нового насоса длился от года до трех, то сейчас современный заказчик требует обеспечить поставку нового насоса в период от трех до шести месяцев. В данных условиях как никогда становится актуальной задача блочно-модульного проектирования насосного оборудования. Принцип блочно-модульного проектирования заключается в том, что некая любая система (в данном случае насос) может комплектоваться из отдельных логически завершенных модулей, каждый из которых имеет свою характеристику. [4, 5]. Модульный принцип построения параметрического ряда может быть реализован на трех уровнях: на стадии проектирования, при изготовлении, а также модульности, реализуемой на всех трех уровнях,

включая эксплуатацию. Этот последний принцип модульности позволяет получить максимальный эффект разработчику, изготовителю и потребителю насоса. Потребитель получает возможность легко комплектовать требующуюся ему конфигурацию насосных систем из ограниченного числа исходных насосных модулей, функционально обезличенных.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Проточная часть (ПЧ) промежуточной ступени многоступенчатого центробежного насоса представлена на рисунке 1 и состоит из основных элементов: рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА). Функцию подвода в данном случае выполняют обратные каналы предстоящего НА.

Поток в ПЧ лопастной машины представляет собой единое целое, его структура определяется не только формой и размерами каждого элемента в отдельности, но и их сочетанием. На режимах, близких к расчетному, в ПЧ имеют место условия для установившегося движения потока. Для этих режимов возможно расчленение потока на участки, соответствующие конструктивным элементам: участок подвода, участок РК и участок отвода. В этих условиях можно отдельно ставить задачи о движении потока в подводе, РК или отводе [6, 7]. Решение таких отдельных задач более доступно математическому описанию и анализу. Исследование режимов с неустановившимся течением может осуществляться в основном путем обобщения экспериментальных данных.

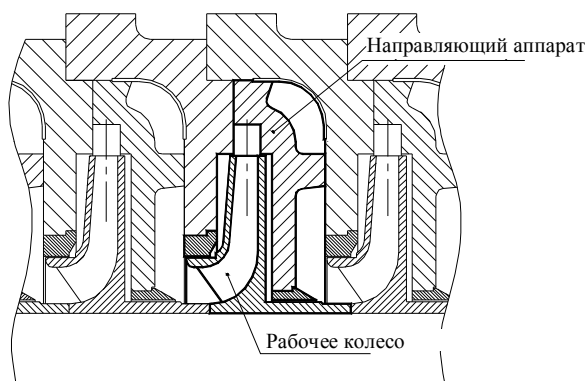


Рисунок 1 – Проточная часть промежуточной ступени центробежного насоса

Основной задачей при проектировании ступени центробежного насоса является определение геометрии ее элементов РК и НА, а также прогнозирование характеристики ступени в целом.

Сложный характер течения в ПЧ турбомашин, в том числе насосов, на оптимальном режиме работы не поддается точному математическому описанию, поэтому для определения основных геометрических размеров ПЧ и прогнозирования характеристик необходимо использовать расчетные методы, основанные на точном представлении о картине течения и особенностях рабочего процесса. На нерасчетных режимах происходит усложнение картины течения, возникающая неравномерность потока в РК как на входе, так и выходе затрагивает и изменяет структуру потока в НА, появление нестационарных процессов приводит к возникновению в насосе повышенных шума и вибрации, что

отрицательно сказывается на продолжительности и надежности работы насосного оборудования.

Проектирование сменных ПЧ насосов необходимо выполнять с учетом особенностей течения в них на режимах работы, отличных от оптимального.

Прогнозирование характеристик сменных ПЧ можно с достаточной точностью реализовать, если выделить участки ПЧ, для которых определить, учитывая структуру течения, изменение потерь в зависимости от меняющихся геометрических и кинематических соотношений.

В данной статье рассматривается метод прогнозирования характеристики сменной ПЧ.

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Прогнозирование характеристики промежуточной ступени при замене в сменной ПЧ НА основывается на расчете баланса энергии для базовой ПЧ [8]. При этом производится расчетное разделение гидравлических потерь между элементами ПЧ и последующий пересчет идеальных характеристик и составляющих потерь для новой ПЧ [9].

Записывается уравнение баланса мощности для следующих участков ПЧ, ограниченных контрольными сечениями, показанными на рисунке 2:

- 1) подвод между сечением выхода из НА предыдущей ступени 0 – 0 и входом на лопасти РК 1 – 1;
- 2) РК между сечениями 1 – 1 и 2 – 2;
- 3) безлопачный диффузор – зазор между выходными кромками лопастей РК 2 – 2 и входными кромками лопаток НА 3 – 3;
- 4) отвод между сечением 3 – 3 и сечением выхода из отвода 6 – 6.

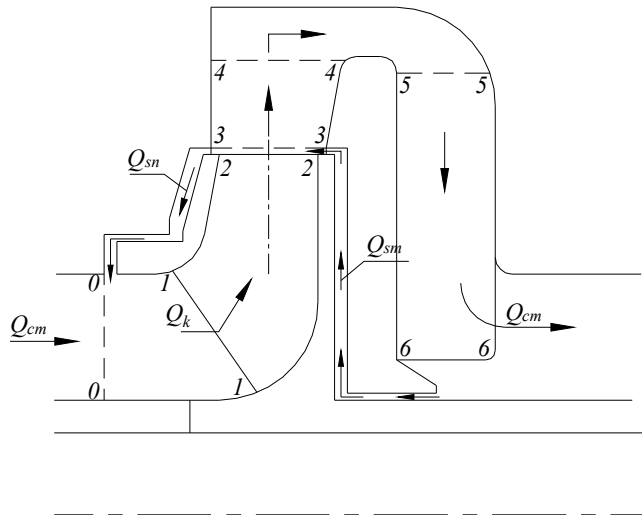


Рисунок 2 – Схема движения жидкости в проточной части промежуточной ступени

Суммируя полученные выражения для отдельных участков ПЧ после некоторых преобразований можно получить

$$H_{cm} = H_m - h_{n0} - h_{1-2} - h_{Qsm} - h_{3к} \quad (1)$$

где H_{cm} – напор ступени;

H_m – теоретический напор;
 $h_{н0}, h_{12}, h_{3к}$ – гидравлические потери в подводе, РК и отводе соответственно;
 h_{Qsm} – потери удельной энергии, обусловленные межступенной утечкой.

По известной характеристике и геометрическим параметрам базовой ПЧ определяется условная циркуляция скорости на выходе из РК:

$$\Gamma_{2y} = 2\pi \left(\frac{\chi_\tau Q}{D_x} + \frac{N - N_\partial}{\rho g Q_k} \right), \quad (2)$$

где χ_τ – коэффициент закрутки потока, создаваемой обратными лопатками НА;

D_x – характерный линейный размер ступени;

N – мощность ступени;

N_∂ – мощность дискового трения РК;

Q_k – подача РК.

Подача РК определяется по формуле

$$Q_k = Q + q_{ny}, \quad (3)$$

где q_{ny} – утечка через переднее уплотнение.

Значения N_∂ и q_{ny} определяются согласно [6].

Зависимость $\Gamma_{2y} = \Gamma_{2y}(Q_k)$ согласно [8] в области подач, близких к оптимальной, достаточно хорошо описывается уравнением прямой

$$\Gamma_2 = A + BQ_k, \quad (4)$$

где A и B – коэффициенты уравнения прямой.

С учетом выражения (4) определяется теоретический напор

$$H_m = \frac{\omega}{2\pi g} (A + BQ_k) - \frac{\omega \chi_\tau Q}{g D_x}. \quad (5)$$

Затем производится определение потерь для участков ПЧ согласно [9].

Данная методика позволяет прогнозировать характеристику натурной ступени при наличии характеристики модельной ступени. При этом в случае наличия немодельных изменений в натурной ступени учет их осуществляется путем расчета величин утечек через уплотнения, мощности дисковых потерь по фактическим размерам этих элементов натурной ступени. При этом в расчете используются зависимости коэффициентов потерь в РК и НА, полученные при балансе энергии для модельной ступени. В случае, когда в качестве немодельного изменения рассматривается изменение отвода ступени, то для получения зависимости коэффициента потерь в новом отводе используются результаты баланса энергии для так называемой вспомогательной ступени. Предполагается, что ступень с новым отводом уже имеет модельную характеристику. При прогнозировании характеристики со сменной ПЧ, при изменении геометрических размеров НА мы не имеем модельных испытаний с новым НА. В этом случае имеющаяся методика не позволяет с достаточной точностью спрогнозировать характеристику при изменении геометрии отвода.

Следовательно, необходимо иметь возможность рассчитать потери в НА при изменении его геометрических размеров.

Для определения данной зависимости необходимо исследовать структуру течения в каналах НА и характер потерь, зависимость структуры течения от геометрических и кинематических параметров и их изменения для различных режимов работы.

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ В ЭЛЕМЕНТАХ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Работа НА промежуточной ступени характеризуется следующими геометрическими параметрами: числом каналов $Z_{\text{на}}$, соотношениями D_3/D_2 , b_3/b_2 , эквивалентным углом раскрытия диффузорного канала $\alpha_{\text{экв}}$, степенью расширения диффузорного канала f_4/f_3 . В качестве параметров, характеризующих режим работы НА, можно определить коэффициент косога среза (K_c).

Для проведения исследования структуры течения и характера потерь в элементах НА был выбран численный метод. Исследование проводилось с использованием лицензионного программного продукта ANSYS CFX 11.0, предоставленного ООО «УК «ГМС» (г. Москва, Россия) [10]. Для исследования были взяты ступени со сменными ПЧ. Основные геометрические параметры и соотношения ступеней приведены в таблице 1.

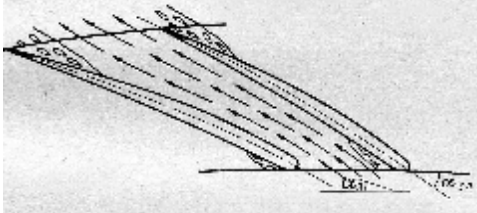
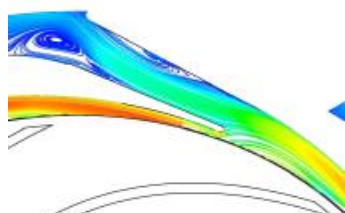
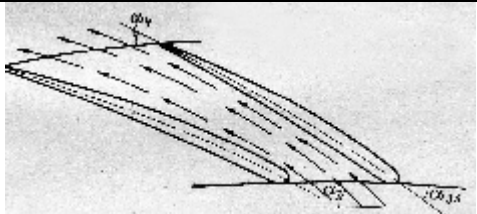
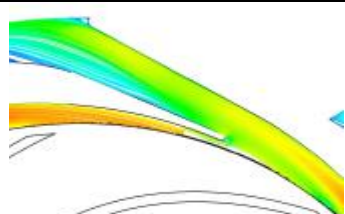
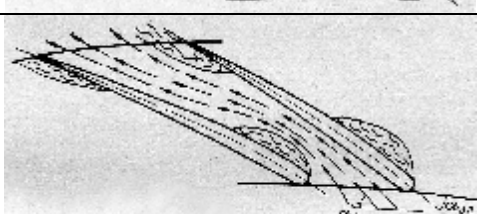
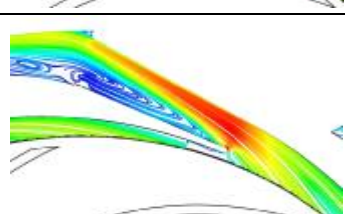
Таблица 1 - Основные геометрические параметры
и соотношения ступеней

Номер ступени	ns	b_2/D_2	D_3/D_2	a_3/b_3	$Z_{\text{рк}}$	$Z_{\text{на}}$	F_4/F_3	$K_{\text{сонт}}$	$\alpha_{\text{зл}}$
1	72,7	0,049	1,013	1,189	8	6	1,91	1,29	5°
2	53,6	0,037	1,060	1,114	7	6	2,42	1,28	4°
3	50,9	0,037	1,060	0,821	7	6	2,69	1,06	0°
4	44,3	0,037	1,060	0,571	7	6	3,10	0,69	0°
5	82,2	0,056	1,020	0,809	7	9	1,92	1,24	0°32'
6	83,8	0,067	1,020	0,968	7	6	1,91	1,00	0°
7	65	0,050	1,010	1,077	8	6	1,79	0,98	0°30'

Для численного исследования была выделена расчетная область, включающая ПЧ двух последовательно расположенных ступеней. Исследования структуры потока проводилось для второй ступени. Расчет по двухступенчатой схеме обеспечивает получение реальной структуры потока на входе в РК второй ступени. Расчетные сетки строились при помощи сеточного генератора ICEM CFD 11.0. На входе в расчетную область задавался массовый расход жидкости, на выходе – статическое давление. Для всех стенок задавалось условие равенства скорости нулю. Тип интерфейса между статорными и роторными элементами – «frozen rotor», что предполагает осреднение параметров потока по времени. Для замыкания уравнений Рейнольдса использовалась $k-\varepsilon$ - модель турбулентности.

В таблице 2 представлены сравнительные картины течения в НА, полученные по результатам численного исследования, а также по данным литературных источников для различных режимов работы. Можно сказать, что по результатам численного исследования получено хорошее качественное согласование картины течения для различных режимов работы ступени.

Таблица 2 - Сравнительные картины течения в НА

Режим $Q < Q_{\text{опт}}$		
Режим $Q_{\text{опт}}$		
Режим $Q > Q_{\text{опт}}$		
Источник	[11], стр.129 , рис. 4.6	По результатам численного исследования

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ В ЭЛЕМЕНТАХ НА СМЕННОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

По результатам численного эксперимента путем осреднения давления по массовому расходу в граничных сечениях определялись потери в элементах НА: начальном участке, диффузорном канале, переходном канале и обратных каналах для различных режимов работы ступени. На рисунке 3 представлено разделение канала НА на элементы.

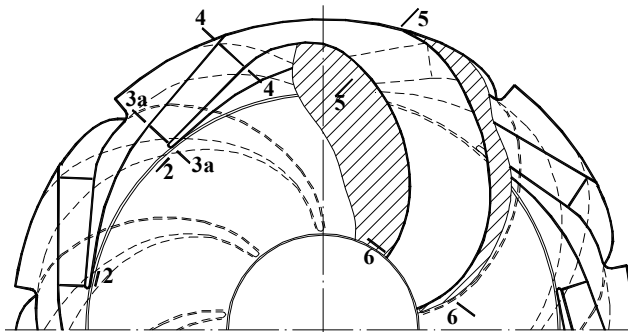


Рисунок 3 – Элементы проточной части НА. (2-3а – спиральный участок; 3а-4 – диффузорный канал; 4-5 – переходной канал; 5-6 – обратный канал)

Потери для каждого участка определялись как

$$h_{i-j} = \int_{G_i} p_i dG - \int_{G_j} p_j dG, \quad (6)$$

где индексы i и j относятся ко входу и выходу участка соответственно;

G – массовый расход через сечение;

p – полное давление, замеренное в сечении.

На рисунке 4 представлены зависимости потерь в элементах НА ступени со сменной ПЧ от режима работы ступени.

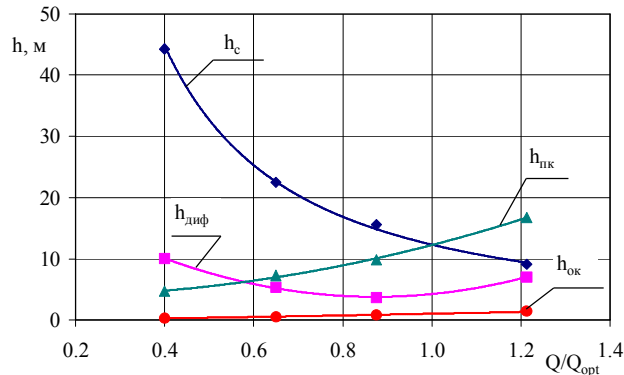


Рисунок 4 – Зависимость потерь в элементах НА ступени со сменной ПЧ от режима работы ступени

Основную долю потерь в НА составляют потери в спиральном участке и переходном канале. Потери в спиральном участке резко возрастают с уменьшением подачи. В переходном и обратном канале потери увеличиваются с увеличением подачи, а потери в диффузорном канале имеют ярко выраженный минимум.

Потери в НА рассмотрим как сумму потерь отдельных его участков

$$h_{\text{на}} = h_c + h_{\text{диф}} + h_{\text{пк}} + h_{\text{ок}}. \quad (7)$$

Потери, возникающие на любом участке канала, в котором движется жидкость, можно разделить на потери трения и потери местного сопротивления [12, 13]. Потери трения зависят от формы течения в канале (Re), потери местного сопротивления обусловлены вихреобразованием и хорошо подчиняются квадратичному закону зависимости от среднего значения скорости.

В общем случае для каждого участка НА потери можно представить в виде зависимости

$$h = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (8)$$

где ζ – коэффициент потерь данного участка;

V – скорость течения жидкости на данном участке.

Для спирального участка скоростью, которая определяет течение в нем, является окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК – V_{u2} . В этом случае потери в спиральном участке можно представить в виде

$$h_c = \zeta_c \frac{V_{u2}^2}{2g}, \quad (9)$$

где V_{u2} – окружная составляющая скорости.

Величина окружной составляющей скорости определяется по циркуляции скорости на выходе РК. Величина теоретического напора определяется по формуле

$$H_m = \frac{H_{cm}}{\eta_z}, \quad (10)$$

где η_z – гидравлический КПД ступени, определяемый по [6].

Коэффициенты потерь в спиральном участке для исследованных ступеней, в зависимости от коэффициента косого среза НА представлены на рисунке 5.

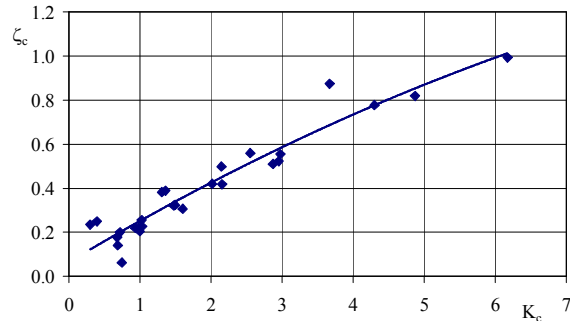


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента потерь в спиральном участке от коэффициента косого среза для исследованных ступеней

Коэффициент потерь для различных НА хорошо аппроксимируется зависимостью от коэффициента косого среза. Величина достоверности аппроксимации $R^2 = 0,9214$.

$$\zeta_c = -0,0114K_c^2 + 0,1985K_c + 0,0568 \quad (11)$$

Потери в диффузорном канале определяются его геометрией и режимом работы ступени [11]. В качестве скорости, определяющей течение в диффузорном канале, возьмем скорость во входном сечении диффузора $V_{зд}$. Тогда выражение для потерь в диффузорном канале запишется в виде

$$h_{диф} = \zeta_{диф} \frac{V_{зд}^2}{2g} \quad (12)$$

На рисунке 6 представлены кривые зависимости коэффициентов потерь от коэффициента косого среза для сменных ПЧ по результатам численного исследования.

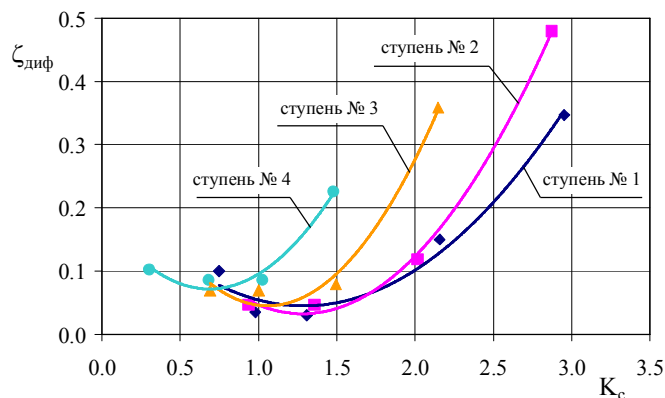


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента потерь в диффузорном канале от коэффициента косого среза

Анализ результатов позволяет представить выражение для определения коэффициента потерь в диффузорном канале в виде выражения

$$\zeta_{\text{диф}} = (\zeta_{\text{диф}})_{\text{min}} + 0,2((K_c)_{\text{min}} - K_c)^2, \quad (13)$$

где слагаемое $(\zeta_{\text{диф}})_{\text{min}}$ определяет величину минимального коэффициента потерь в диффузорном канале, имеющего место для некоего режима и зависящего от геометрических размеров НА. По аналогии с [12] данную зависимость от геометрических размеров можно представить в виде

$$(\zeta_{\text{диф}})_{\text{min}} = 0,35 \text{tg} \varphi_{\text{экс}} \sqrt[3]{\frac{F_4}{F_3} - 1}. \quad (14)$$

Величина $(K_c)_{\text{min}}$ характеризует режим работы с минимальными потерями в диффузорном канале и зависит от коэффициента быстроходности:

$$(K_c)_{\text{min}} = 1,47 - 0,0005(69 - n_s)^2. \quad (15)$$

Потери в переводном канале НА с непрерывной переводной зоной можно рассматривать в общем случае как потери в криволинейном канале. Однако, для сменных ПЧ для режимов, меньших $Q_{\text{ном}}$, в силу конструктивного выполнения уменьшенных размеров диффузорных каналов на входе в переводной канал имеют место потери внезапного расширения потока.

В качестве скорости, определяющей потери в переводном канале, принимаем скорость на выходе из диффузорного канала

$$V_4 = \frac{Q_{\text{см}}}{Z_{\text{на}} a_4 b_4}. \quad (16)$$

Применяя метод наложения потерь [14], можно записать выражение для коэффициента потерь в переводном канале.

$$\zeta_{\text{нк}} = \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{м}}, \quad (17)$$

где $\zeta_{\text{тр}}$ – коэффициент потерь на трение;

$\zeta_{\text{м}}$ – коэффициент местных потерь.

Коэффициент потерь на трение выражается через линейный коэффициент сопротивления трения

$$\zeta_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{D_e}, \quad (18)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения зависит от числа Рейнольдса (Re) и степени шероховатости стенок канала;

l – длина канала в меридианном сечении;

D_e – гидравлический радиус, $D_e = \frac{4f}{P}$.

Коэффициент местных потерь в данном случае охватывает всю совокупность физических явлений, связанных с отрывом потока и вихреобразованием в данном элементе НА. Возникающие явления отрыва являются следствием изменения геометрии канала. В первую очередь это

внезапное увеличение площади «живого» сечения. Кроме того, эти явления обусловлены трехмерной криволинейностью канала. Потери внезапного расширения могут быть определены по теореме Борда – Карно [6].

$$h_{расш} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} = \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g}. \quad (19)$$

Отсюда можно определить коэффициент потерь при внезапном расширении как

$$\zeta_{расш} = \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2. \quad (20)$$

Анализ геометрии НА ступеней быстроходностью $n_s = 40 - 85$ показал, что геометрические соотношения, характеризующие криволинейность переводного канала, такие, как отношение высоты переводного канала к внутреннему радиусу так называемой торовой поверхности (R_m), отношение высоты канала к радиусу перехода от диффузора к торовой поверхности в плане (R_n), имеют значения, находящиеся в достаточно узком диапазоне и для сменных проточных частей не меняются, поэтому в рассмотрение не вводятся.

Суммарный коэффициент потерь в переводном канале можно представить в виде

$$\zeta_{пк} = \lambda \frac{l}{D_e} + \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2 \quad (21)$$

Потери в обратных каналах можно рассматривать как потери в криволинейном конфузоре. Анализ потерь в обратных каналах показал, что они имеют параболическую зависимость от режима работы, которую можно представить в виде

$$h_{ок} = k \left(\frac{Q}{Q_{онм}}\right)^2, \quad (22)$$

где коэффициент параболы k зависит от режима сменной ПЧ следующим образом:

$$k = 1,315 \left(\frac{Q_{см}}{Q_{ном}}\right) + 0,694. \quad (23)$$

Примем в качестве характерной скорости для данного участка скорость на входе в РК:

$$V_0 = \frac{4Q_{см}}{\pi(D_0^2 - d_{см}^2)}. \quad (24)$$

Поскольку характерная скорость прямо зависит от режима работы ступени, выразим потери в обратных каналах через скорость V_0 .

$$h_{ок} = k \frac{V_0^2}{(V_0)_{онм}^2}, \quad (25)$$

где $(V_0)_{онм}$ – скорость на входе в РК для оптимального режима.

Представим выражение (25) в виде характерной зависимости потерь

$$h_{ок} = \zeta_{ок} \frac{V_0^2}{2g}. \quad (26)$$

Тогда коэффициент потерь в обратных каналах

$$\zeta_{ок} = \frac{2g \cdot k}{(V_0)_{опт}^2}, \quad (27)$$

или, учитывая зависимость (23)

$$\zeta_{ок} = \frac{2g}{(V_0)_{опт}^2} \left(1,315 \left(\frac{Q_{см}}{Q_{ном}} \right) + 0,694 \right) \quad (28)$$

Потери, определенные по предложенной методике, для НА сменных ПЧ на оптимальном режиме в долях от общего уровня потерь в НА приведены в таблице 3.

Таблица 3

Вариант ступени	$Q_{см}/Q_{н}$ ом	h_c	$h_{диф}$	$h_{пк}$	$h_{ок}$
№ 1	1	0,68	0,10	0,07	0,15
№ 2	0,5	0,70	0,11	0,11	0,08
№ 3	0,33	0,57	0,22	0,16	0,05
№ 4	0,25	0,53	0,26	0,18	0,03
№ 5	1,25	0,61	0,05	0,06	0,28

Для ступени со сменной ПЧ на подачу $Q = 0,5Q_{опт}$ была спрогнозирована характеристика. Данная ступень также была испытана на экспериментальном стенде ОАО «ВНИИАЭН». На рисунке 7 приведены сравнительные характеристики, полученные по результатам расчета и по результатам испытаний на экспериментальном стенде. Сравнительный анализ показывает удовлетворительное совпадение характеристик. Для расчетного режима несовпадение величины напора составило 2 %. Данная величина находится в пределах производственного допуска на напор для насосов типа ЦНС.

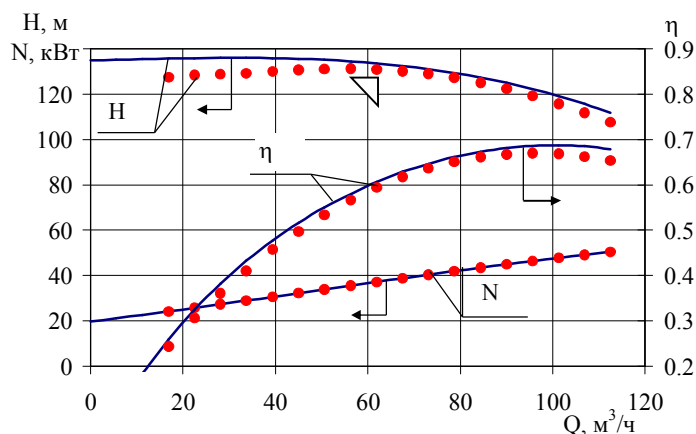


Рисунок 7 – Сравнительные характеристики ступени, полученные расчетным способом и по результатам испытаний на экспериментальном стенде (здесь синие сплошные линии – эксперимент, красные точки – расчет)

ВЫВОДЫ

1 Использование в центробежном насосе сменных проточных частей является одним из эффективных способов изменения режима работы насоса, а также одним из методов блочно-модульного проектирования насосных агрегатов.

2 При проектировании сменных проточных частей и прогнозировании характеристик насосов необходимо учитывать структуру течения в элементах проточной части для различных режимов работы насоса.

3 Предложена методика прогнозирования характеристики ступени со сменной проточной частью. Результаты сравнения характеристик, полученных расчетным путем и на экспериментальном стенде, показывают удовлетворительное совпадение.

SUMMARY

PREDICTION OF REPLACEABLE FLOW PASSAGE STAGE CHARACTERISTIC

S. Lugova
JSC "VNIAEN",

This paper considers the use of replaceable flow passages as one of the methods of variation the pump unit operating conditions. Basing on analysis of numerical study results, there has been suggested the calculation procedure of losses in the diffuser components and prediction of replaceable flow passage stage characteristic.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение / Перевод с английского инж. М.Я. Лейферова и канд. техн. наук М.В. Поликовского; Под редакцией д-ра техн. наук проф. В.И. Поликовского // ГНТИ Машиностроительной литературы. - М., 1960. - 463 с.
2. Variable Speed Pumping. A Guide to Successful Applications // Hydraulic Institute and Europump. - Published by Elsevier Ltd. All rights reserved. - 2004. - 172 pp.
3. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры. - 4-е переработанное издание. / Перевод инж. А.М. Ладогина; Под редакцией д-ра техн. наук, профессора В.И. Поликовского // ГНТИ Машиностроительной литературы. - М., 1960. - 683 с.
4. Яхненко С.М. Гідродинамічні аспекти блочно-модульного конструювання динамічних насосів: Автореф. дис... канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» / С.М. Яхненко. - Суми, 2003. - 20 с.
5. Алексенко О.В. Розробка методів розрахунку та дослідження робочого процесу лопатевих насосів: Автореф. дис... канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» / О.В. Алексенко. - Суми, 2006. - 20 с.
6. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. - Издание второе, переработанное и дополненное. - М.; Л.: Машиностроение, 1966. - 364 с.
7. Шапиро А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах // А.С. Шапиро. - М.: МГПУ, 2004. - 280 с.
8. Руднев С.С. Баланс энергии в центробежном насосе // Химическое машиностроение. - 1938. - № 3. - С. 17-26.
9. Бирюков А.И., Кочевский Н.Н. Автоматизированный расчет характеристик центробежных насосов // Труды VIII Международной конференции «НАСОСЫ - 96», 3 - 6 сентября 1996 г. - Сумы, 1996. - Т 1. - С.260 - 265.
10. Твердохлеб И.Б., Бирюков А.И., Князева Е.Г. Повышение напора центробежного насоса при ограничении радиальных габаритов за счет применения дополнительного ряда лопастей // Насосы & Оборудование. - 2008. - №4(51)-5(52). - 82-84 с.
11. Ден Г. Н. Механика потока в центробежных компрессорах. - Л.: Машиностроение (Ленингр. отд.), 1973. - 272 с.
12. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. - 376 с., ил.
13. Горгиджаниян С.А., Иванов В.Г. Структура потока в направляющих каналах радиального лопаточного отвода центробежного насоса // Изв. вузов. Энергетика. - 1981. - № 6. - С. 87 - 92.
14. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М.: Машиностроение, 1975. - 560 с.

Поступила в редакцию 16 февраля 2009 г.