

ГЧБ

СЕРИЯ 03

ISSN 0130-1152

17

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ

МАШИНЫ



1983

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Александровский Д. Я.</i> Об определении параметров направляющего аппарата и статора насос-турбины радиально-осевого типа	3
<i>Барлит В. В., Шеховцов В. К., Гонтарь В. А.</i> Расчетное и экспериментальное исследование распределения давления на стенках лопастных каналов рабочего колеса РО 500 радиально-осевой высоконапорной гидротурбины	9
<i>Кольчев В. А., Удовиков А. Н.</i> Безразмерные характеристики обратимых гидромашин	16
<i>Александровский Д. Я., Удовиков А. Н., Эскрибано Е. М., Нестеренко Л. Н.</i> Выбор основных параметров обратимых гидромашин в зависимости от напора	22
<i>Дранковский В. Э., Федорец В. П.</i> Исследование структуры потока в спиральной камере обратимой гидромашин в насосном режиме работы	25
<i>Завьялов П. С., Гришин А. М.</i> Некоторые результаты исследования пульсаций давлений в обратимой гидромашине	30
<i>Веремеенко И. С., Бондиренко А. В., Завьялов П. С.</i> Исследование пульсационных характеристик поворотлопастных и пропеллерных модельных гидротурбин	34
<i>Федулов Ю. И., Сухорезный П. Н.</i> Исследование влияния спиральных камер на энергетические показатели обратимой гидромашин	40
<i>Ласенко В. Е.</i> Сравнительный анализ некоторых опытных данных по исследованию течения в спиральных камерах гидротурбин	44
<i>Быков А. А.</i> Об использовании результатов экспериментальных исследований при проектировании спиральных камер гидромашин	47
<i>Потетенко О. В.</i> К вопросу замены физического эксперимента исследования гидромашин математическим моделированием задачи	50
<i>Болотников А. А.</i> О геометрии устройства для балансировки рабочего колеса гидротурбины	54
<i>Сушко А. Е., Шелудяков Л. О.</i> Влияние местоположения максимальной толщины профиля конфузорной решетки на ее гидродинамические характеристики ($\beta_n = 17^\circ 38'$)	59
<i>Мандрыка А. С.</i> Расчет осевого насосного колеса с применением обратной задачи теории решеток и планирования эксперимента	65
<i>Зайченко Е. Т.</i> Влияние величины принятого в расчете коэффициента приведенного диаметра и замедления меридионального потока на основные геометрические размеры рабочего колеса центробежного насоса с $n_s = 100$	71
<i>Малюшенко В. В., Ржебаев Э. Е., Ржебаева Н. К.</i> К выбору оптимальной частоты вращения высоконапорных энергетических насосов с малыми подачами	77
<i>Иванюшин А. А., Наконечный Л. Г., Новак В. А.</i> Определение пульсаций давления в центробежной ступени	81
<i>Заря А. Н.</i> Кинематика компонентов гидросмеси в рабочем колесе центробежного насоса	84
<i>Васильев В. А.</i> О влиянии сил трения во многощелевых уплотнениях на устойчивость движения ротора насоса	91
<i>Лантев Ю. Н., Ровный С. И.</i> Уравнения динамики гидротрансформаторов	95
<i>Аврамов В. П., Кузьминский В. А., Самородов В. Б.</i> Математическая модель внутренних объемных потерь в гидрообъемных передачах радиально-поршневого типа	105
<i>Аврунин Г. А., Барг Я. А., Петрашева И. Л., Русовская О. Н., Финкель А. А.</i> Определение момента трения в распределительном узле радиально-поршневого гидромотора многократного действия	110
<i>Рожнов Б. В., Никитин В. И.</i> Пути повышения быстроходности плунжерного насоса	115
<i>Дечев В. И., Тютин Л. Б., Кидина Г. Н.</i> Определение расхода масла в концевой изоляции обмоток силовых трансформаторов большой мощности	117
<i>Скворцовский Е. А., Котух В. Г.</i> Разработка и исследование высокооборотного объемного насоса с турбинным приводом	119

ток профилей которых изменяется в пределах 0,755—0,96 ($t = 1,042—1,333$), практически не повлияло на величину к. п. д. гидротурбины во всем диапазоне режимов ее работы [4]. Если обратиться к рис. 2 и рассмотреть кривые III изменения к. п. д. решетки с густотой 0,765 ($t = 1,307$), находящейся в диапазоне изменения густоты решеток колес ПЛГ-16 и ПЛГ-16-1, то видно, что решетки, \bar{X}_{dm} которых изменяется в интервале значений 35—42%, имеют практически одинаковый к. п. д. при всех углах натекания потока. Коэффициент же кавитации турбины с колесом, лопасти которого имеют профили с $\bar{X}_{dm} = 35\%$, намного лучше, чем у колеса, лопасти которого имеют профили с $\bar{X}_{dm} = 42\%$.

Основной вывод состоит в том, что смещение максимальной толщины профиля к его входной кромке при рассмотренных значениях густот решеток ($b/t = 0,28—1,52$) и углов натекания потока ($\beta_{n1} = 29^{\circ}4'—39^{\circ}4'$) существенно улучшает кавитационные качества профили без ухудшения его энергетических качеств.

Список литературы: 1. Колтон А. Ю., Этинберг И. Э. Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин. — М.; Л.: Машгиз, 1958. — 358 с. 2. Этинберг И. Э. Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидротурбин. — М.; Л.: Машиностроение, 1965. — 350 с., 1 вкл. 3. Сушко А. Е. Исследование метода Г. Ф. Проскуры профилирования лопастей осевых гидротурбин применительно к низконапорным осевым гидротурбинам: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Х., 1965. 4. Свиначев Г. А., Меловцов А. А. Горизонтальные кансультные гидротурбины осевого типа. — К.: Наук. думка, 1969. — 198 с. 5. Гутовский Е. В., Колтон А. Ю. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин. — Л.: Машиностроение, 1974. — 365 с. 6. Сушко А. Е., Свиначев Г. А., Никольская С. С. Влияние шага гидротурбинного профиля в решетке на ее гидродинамические характеристики. — Изв. вузов. Энергетика, 1968, № 3, с. 104—111. 7. Раухман В. С., Гольдинг А. В. Решение прямой задачи обтекания двумерной решетки профилей на электронно-вычислительной машине. — Тр. ЦКТИ. Исследование рабочего процесса и методов проектирования гидротурбин, 1965, вып. 61, с. 40—49. 8. Сушко А. Е., Гаврилова Л. Д., Никольская С. С. Влияние кривизны профиля и шага конфузальной решетки на ее кавитационные качества. — Энергетика и электрификация, 1969, № 6, с. 34—38. 9. Сушко А. Е., Завьялов П. С. Прогнозирование геометрических параметров профилей и решеток поворотно-лопастных рабочих колес осевых гидротурбин на напоры 80—100 м. — Гидравлические машины, 1980, вып. 14, с. 56—61. 10. Турбины гидравл. Расчет обтекания пространственных решеток профилей гидротурбин с программированием на ЭЦВМ. — РТМ 24.023.07. — Л., 1972, с. 55.

Поступила в редколлегию 22.10.81.

УДК 621.674

А. С. МАНДРЫКА, канд. техн. наук

РАСЧЕТ ОСЕВОГО НАСОСНОГО КОЛЕСА С ПРИМЕНЕНИЕМ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ ТЕОРИИ РЕШЕТОК И ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА

Данное исследование относится к модельному циркуляционному насосу АЭС быстроходностью $n_s = 1200$. Цель его — разработка рабочего колеса (р. к.) с максимально выравненной

эпюрой давления на тыльной стороне лопасти, что ведет к улучшению кавитационных качеств.

Разработка осуществлялась в разрезе общей приближенной постановки [1], сводящей стационарную трехмерную задачу к совокупности двух двумерных задач: осесимметричного течения и течения на осесимметричных поверхностях тока. При этом допускалось, что: 1) течение происходит по цилиндрическим поверхностям тока; 2) напор и осевая скорость вдоль радиуса постоянные; 3) закрутка потока на входе отсутствует. Расчет выполнялся на параметры насоса: подача $Q=0,662 \text{ м}^3/\text{с}$; напор $H=14,35 \text{ м}$; частота вращения $n_c=50 \text{ с}^{-1}$; наружный диаметр р. к. $D=0,3 \text{ м}$; втулочное отношение $d_{\text{вту}}=0,4$.

Двумерную решетку колеса, как известно, можно получить одним из методов решения обратной задачи, в частности, методом МЭИ [2]. Однако на одни и те же условия этот метод позволяет проектировать решетки с различными геометрическими параметрами (в зависимости от задаваемых значений исходных данных ([3]), а следовательно, с различными эпюрами скоростей и давлений на профилях. Определение оптимальной комбинации исходных данных (которой соответствует наиболее равномерное распределение давления на профилях решетки) относится к классу многофакторных экстремальных задач.

Для ее решения мы использовали метод оптимального планирования эксперимента — метод крутого восхождения [4, 5]. Оптимизация выполнена по решетке периферийного сечения, так как считалось, что в основном она определяет кавитационные свойства р. к.

В качестве параметра оптимизации или критерия, по которому оценивались кавитационные качества решетки, было принято среднеквадратичное отклонение S безразмерного давления \bar{h}_j на тыльной стороне профиля от среднего арифметического значения безразмерного давления $\bar{h}_{\text{ср. } j}$. Величины S , \bar{h}_j и $\bar{h}_{\text{ср. } j}$ подсчитывались согласно выражениям:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (\bar{h}_j - \bar{h}_{\text{ср. } j})^2}{n-2}} \quad (1), \quad \bar{h}_j = \frac{W_j^2 - U^2}{2gH_p}, \quad (2)$$

$$\bar{h}_{\text{ср. } j} = \frac{\sum_{j=1}^n \bar{h}_j}{n}. \quad (3)$$

В формулах (1) — (3) $j=-5, -4, \dots, 0, \dots, +4, +5$ — обозначение узловых точек скелета профиля [3]; $n=11$ — количество узловых точек; W_j — относительная скорость в узловых точках; U — окружная скорость решетки; g — ускорение свободного падения; $H_p=kH$ — расчетный напор ($k=1,1$ — коэффициент,

учитывающий необходимое увеличение напора диффузорной решетки при расчете его методами, разработанными для идеальной жидкости [2]).

Как следует из (1), более выравненной эпюры давления соответствует меньшее значение S .

В роли варьируемых параметров — факторов, определяющих эпюру давления на тыльной стороне профиля, выступали:

угол атаки $\Delta\alpha$. Связан с углом наклона скелетной линии входной кромки α_{-6} зависимостью $\alpha_{-6} = \alpha_{11} \pm \Delta\alpha$ (4), где $\alpha_{11} = \arcsin \operatorname{tg}(U/V_z)$; V_z — осевая составляющая скорости [3];

число лопастей р. к. Z ;

густота l/t решетки пластин. Связана с проекцией скелетной линии профиля L_m (задается в исходных данных) формулой $l/t = L_m/t \sin \beta_\infty$ (5). Здесь $t = 2\pi r/Z$ — шаг решетки (r — радиус осесимметричной цилиндрической поверхности тока); β_∞ — угол установки пластины, совпадающей по направлению с невозмущенным потоком;

относительная толщина профиля $\bar{s} = s/s_{\max}$ на расстоянии $0,0025 l_0$ от входа (l_0 — длина скелета профиля). При изменении данного фактора получали новые законы распределения толщин носовой части профиля по сравнению с принятым за базовый закон ЛПИ [6];

коэффициенты (факторы) формы Φ_1, Φ_2, Φ_3 , характеризующие эпюру скорости на тыльной стороне бесконечно тонкого профиля (скелетной линии). Эпюра задавалась в виде полинома третьей степени

$$\bar{W} = A\bar{\xi}^3 + B\bar{\xi}^2 + C\bar{\xi} + 1, \quad (6)$$

где $\bar{W} = W/W_{\bar{\xi}=0}$ — безразмерная относительная скорость на тыльной стороне скелета; $\bar{\xi} = 2\xi/l_0$ — относительная дуговая координата скелетной линии. Коэффициенты Φ_1, Φ_2, Φ_3 представляли собой значения скорости \bar{W} соответственно в узловых точках $j = -6, -2, +6$. При решении обратной задачи по Викторову — Моргунову [2] координаты этих точек равны $\bar{\xi}_1 = -1$; $\bar{\xi}_2 = -0,5406$; $\bar{\xi}_3 = +1$. Таким образом,

$$\Phi_1 = \bar{W}_{\bar{\xi}=\bar{\xi}_1}; \quad \Phi_2 = \bar{W}_{\bar{\xi}=\bar{\xi}_2}; \quad \Phi_3 = \bar{W}_{\bar{\xi}=\bar{\xi}_3}.$$

Константы A, B, C в выражении (6) находили путем решения системы уравнений $\Phi_1 = A\bar{\xi}_1^3 + B\bar{\xi}_1^2 + C\bar{\xi}_1 + 1$; $\Phi_2 = A\bar{\xi}_2^3 + B\bar{\xi}_2^2 + C\bar{\xi}_2 + 1$; $\Phi_3 = A\bar{\xi}_3^3 + B\bar{\xi}_3^2 + C\bar{\xi}_3 + 1$ (7).

Задавая различные Φ_1, Φ_2, Φ_3 и каждый раз решая систему (7), получали модификации полинома (6) для описания распределения скоростей, а следовательно, и давлений на тыльной стороне скелетной линии.

Одним вводом на ЭВМ обчисывалось пять вариантов решеток с исходными данными, отличающимися эпюрами $\bar{W} = f(\bar{\xi})$.

В качестве примера некоторые из эпюр представлены на рис. 1. Значения основных уровней и интервалов варьирования перечисленных выше семи факторов: $\Delta\alpha$, Z , l/t , s , Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 принимали на основании анализа априорной информации по осевым

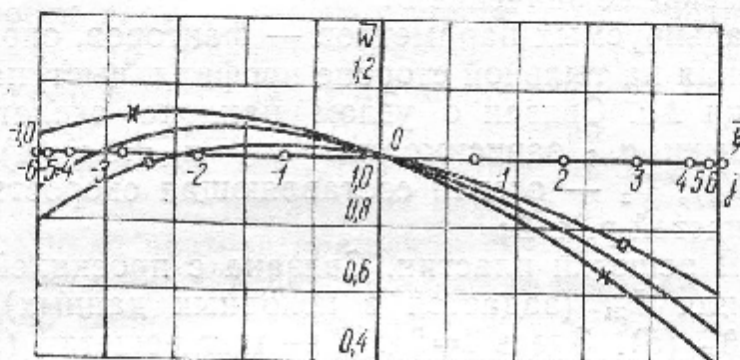


Рис. 1. Эпюры относительной скорости на тыльной стороне бесконечно тонкого профиля: $\xi_1 = -1$; $\xi_2 = 0,5406$; $\xi_3 = +1$

насосам и выполненной по ВНИИАЭН серии расчетов диффузорных решеток с использованием обратной задачи МЭИ [2] (таблица).

В таблице цифрами I, II, III, IV, V обозначены решетки, отличающиеся характером задаваемой эпюры $\bar{W} = f(\xi)$ на тыльной стороне скелета.

Реализовался дробный факторный эксперимент (1/8 реплики), включающий 16 численных опытов [2]. Поскольку программа для ЭВМ позволяла задавать в каждом опыте по пять эпюр относительных скоростей $W = f(\xi)$, то всего было исследовано 80 решеток. Расчеты выполнялись на ЭВМ «Минск-22».

Результаты расчетов позволили построить 5 линейных моделей параметра оптимизации S в зависимости от факторов. Все они оказались адекватными [4]. Для движения по градиенту взята модель, коэффициенты которой оказались наиболее однородными.

Факторы	$\Delta\alpha$, град.	Z, шт.	l/t	s	Φ_1				
					I	II	III	IV	V
Основной уровень	0	3	0,4	0,272	0,9	0,9	0,75	0,75	0,9
Интервал варьирования	1	1	0,04	0,034	0,05	0,1	0,05	0,1	0,1
Верхний уровень	+1	4	0,44	0,306	0,95	1,0	0,8	0,85	1,0
Нижний уровень	-1	2	0,36	0,238	0,85	0,8	0,7	0,65	0,8

Анализ модели показал, что для улучшения S факторы $\Delta\alpha$, Φ_1 , Φ_2 нужно изменять в сторону уменьшения, а Z , l/t , s , Φ_3 — в сторону увеличения. Наибольшее воздействие на величину S оказывает изменение густоты l/t , наименьшее — числа лопастей Z . Влияние $\Delta\alpha$, s , Φ_2 примерно в два раза слабее (а Φ_1 , Φ_3 и того более) по сравнению с l/t .

Реализация опытов в направлении градиента линейной модели привела к улучшению параметра оптимизации. Как следует

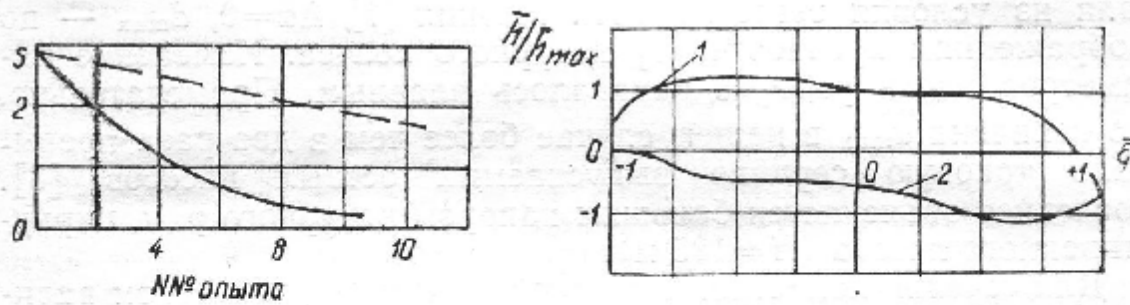


Рис. 2. Результаты опытов в направлении градиента линейной модели. Значения параметра оптимизации: ———— — полученные в результате реализации численных опытов; ————— предсказанные по линейной модели

Рис. 3. Распределение безразмерного давления вдоль обвода профиля: 1 — тыльная сторона; 2 — лицевая сторона

из рис. 2, величина S понизилась от 4,0 (соответствует основному уровню) до 1,25. Однако полученное распределение давления на профиле не удовлетворяло постоянной задаче. Требовалась дальнейшая оптимизация с применением нелинейных моделей, чего по ряду причин осуществить не удалось. Поэтому улучшение эпюры $\bar{h} = f(\bar{\xi})$ выполнено путем фиксации одних факторов и варьирования других. Окончательный вид эпюры дан на рис. 3.

При движении по градиенту все решетки исследовались на отрыв [7]. Из рассмотрения исключались те, у которых имело место развитое срывное обтекание (когда оторвавшаяся струя не замыкается на поверхности профиля). Локальный отрыв потока допускался.

Φ_2					Φ_3				
I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V
1,076	1,076	0,9	0,9	1,076	0,577	0,577	0,577	0,577	0,577
0,01	0,02	0,01	0,02	0,01	0,05	0,1	0,05	0,1	0,1
1,086	1,096	0,91	0,92	1,086	0,627	0,677	0,627	0,677	0,677
1,066	1,056	0,89	0,88	1,066	0,527	0,477	0,577	0,477	0,477

На базе найденного посредством оптимизации периферийной решетки (параметры приведены ниже) проектировались остальные четыре цилиндрические сечения лопастной системы р. к.

Здесь β_y — угол установки профиля в решетке (между хордой l и окружным направлением); $\beta_{л1}$, $\beta_{л2}$ — углы наклона соответственно входного и выходного элементов профиля к фронту решетки; $\bar{f}_{\max} = f_{\max}/l$, $\bar{d}_{\max} = d_{\max}/l_0$ — максимальные относительные прогиб скелетной линии и толщина профиля.

В процессе проектирования l/t для корневой решетки принимали из условия безотрывности течения [7], $\Delta\alpha = 0$, \bar{d}_{\max} — по соображениям прочности [6] натурального колеса. Изменение параметров вдоль радиуса задавалось плавным. Примечательно, что величина \bar{d}_{\max} в нашем случае более чем в два раза превышала таковую серийно выпускаемых осевых насосов [8]. Последнее объясняется большим напором натурального р. к. циркуляционного насоса ($H = 125$ м).

Для сечений лопастной системы на каждом конкретном радиусе r в расчет закладывалось по пять эпюр относительных скоростей $\bar{W}(\xi)$ (характер эпюр задавали, ориентируясь на распределение $\bar{W}(\xi)$ для оптимальной периферийной решетки). В проекте р. к. использовались решетки с более равномерным распределением h на профиле.

При этом в учет принимались также потери в решетке. Предпочтение отдавалось тому варианту, у которого при прочих одинаковых показателях они были меньше.

Отдельные профили компоновались в лопасть с таким расчетом, чтобы точки скелетной линии, отвечающие максимальным толщинам профилей, располагались на одном радиальном луче.

Спроектированное и изготовленное р. к. было испытано в проточной полости с осевым подводом жидкости и колесным отводом на стенде ВНИИАЭН. В ходе испытаний определялись энергетические и кавитационные качества. Последние оценивались величиной кавитационного запаса Δh_k , соответствующего моменту зарождения кавитационной каверны на лопасти (фиксировался визуальным способом в стробоскопическом освещении). Для циркуляционного насоса АЭС характерен именно этот показатель, позволяющий установить давление на входе, исключаящую всякую кавитацию, а с ней и эрозийное разрушение проточной части. Отмеченное предопределено требованиями радиационной безопасности гидромашин.

Испытания показали следующее. В расчетном режиме ($n_s = 1200$) коэффициент кавитационного запаса $k_{\Delta h_k} = \Delta h_k / n_s^2 D^2$ равнялся 0,4. В то же время близкое по быстроходности ($n_s = 1100$) р. к., полученное модельным пересчетом из насоса ОП-7 ВНИИГидромаш и испытанное в тех же условиях, имело минимальный $k_{\Delta h_k} = 0,7$. Таким образом, в первом случае кавитационные качества намного лучше.

С точки зрения экономичности η несколько предпочтительней оказалось второе колесо. Максимальный к. п. д. испытанной с ним проточной части составил 83,5% при $\eta = 81\%$ в расчетном режиме. Соответствующие величины η проточной части с первым р. к. были примерно на 1% ниже.

Итак, на основании проведенного исследования можно говорить о целесообразности использования предложенного в работе критерия S в сочетании с обратной задачей МЭИ для оптимизации решеток по кавитационным показателям. Планирование эксперимента в этом случае позволяет сократить до минимума количество расчетов.

Практическим результатом исследования явилось создание р. к. с улучшенными кавитационными свойствами.

Список литературы: 1. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. — М.: Физматгиз, 1962. — 512 с. 2. Викторов Г. В., Моргунов Г. М. Решение обратной задачи решеток профилей на осесимметричной поверхности тока в переменном слое. — Изв. АН СССР, МЖГ, 1968, № 4, с. 83—89. 3. Викторов Г. В., Моргунов Г. М. Применение решения обратной задачи решеток профилей к проектированию лопастных систем диагональных гидротурбин. — Тр. МЭИ. Гидравл. машины. 1972, вып. 132, с. 103—117. 4. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. — М.: Наука, 1971. — 287 с. 5. Налимов В. В. Теория эксперимента. — М.: Наука, 1971. — 223 с. 6. Папир А. Н. Водометные двигатели малых судов. — Л.: Судостроение, 1970. — 256 с. 7. Ackeret J. Zum Entwurf dichter Schaufelgitter. — Schweizer Bauzeitung, 1942, 120, p. 103. 8. Насосы осевые типа «О» и «ОП» и центробежные вертикальные типа «В». Каталог — справочник. — М.: ЦИНТИХимнефтемаш, 1970. — 50 с.

Поступила в редколлегию 25.05.81.

УДК 621.67

Е. Т. ЗАЙЧЕНКО, канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ПРИНЯТОГО В РАСЧЕТЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПРИВЕДЕННОГО ДИАМЕТРА И ЗАМЕДЛЕНИЯ МЕРИДИОНАЛЬНОГО ПОТОКА НА ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

С $n_s = 100$

При существующих методах определения геометрических размеров рабочего колеса (р. к.) центробежного насоса в расчет вводятся эмпирические коэффициенты, рекомендуемые значения которых меняются в довольно значительных пределах.

Обычно при выборе величины того или иного коэффициента конструктор опирается на свой опыт. В том случае, когда опыта нет, перед ним возникает вопрос, в какой степени влияют незначительные отклонения в выборе величины этих коэффициентов на основные геометрические размеры р. к. Подобные сведения в литературе отсутствуют.

Цель данного исследования — определить влияние величины принятого в расчете коэффициента приведенного диаметра входа