

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.67
DOI: 10.12737/23174

Б.И.Боровский

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ЗА СЧЁТ ВВОДА КОНФУЗОРНОСТИ МЕЖЛОПАСТНОГО КАНАЛА КОЛЕСА

Приведен анализ течения в конфузорном центробежном колесе. Показано, что течение в таком колесе качественно отличается от течения в диффузорном колесе и увеличивает теоретический напор колеса. Данные экспериментальных исследований уточнены анализом конфузорности течения жидкости в колесе, количественной оценкой экономического преимущества центробежных насосов

с конфузорными колёсами, преимуществ по пульсациям и вибрациям конструкции, рекомендациями по проектированию конфузорных колёс одноступенчатых и многоступенчатых насосов, вентиляторов и компрессоров.

Ключевые слова: центробежный насос, энергоэффективность, конфузорное колесо, межлопастной канал, течение жидкости, напор, КПД.

B.I. Borovsky

ENERGY EFFICIENCY INCREASE OF ROTARY PUMP BY CONVERGENCY INTRODUCTION OF WHEEL INTER-BLADE CANAL

The paper reports the substantiation of possibility rotary pump efficiency increase in view of hydraulic losses decrease in a centrifugal wheel at the expense of convergence introduction in its inter-blade canal. Besides losses decrease in a pump the transition to a convergent flow in a centrifugal wheel allows using the model of ideal liquid flow that was impossible at liquid flow in a diffusion inter-blade canal of a wheel providing mainly for an empirical direction of investigations. The convergence introduction, as it was shown by experiments, exceeds pump efficiency by 19% and pressure by 74% at the decrease of pulsation and vibrations of a pump that lightens the work of bearings. Theoretical investigations and experimental data have shown

that at the convergent inter-blade canal of a wheel at the pump energy efficiency increase there is a situation of a flow different from the flow in the diffusion inter-blade canal. In such a way, the coefficient of the influence of a finite number of blades exceeds a unit, the angle of flow deviation at the wheel outlet takes a negative value (an angle of flow exceeds a blade-exit angle) and a theoretical pressure turns out to be higher considerably of a theoretical pressure at an infinite number of blades.

Key words: rotary pump, energy efficiency, convergent wheel, inter-blade canal, fluid flow, efficiency.

Введение

Нагнетатели (насосы, вентиляторы и компрессоры) входят в различные технические системы, определяя их надёжность, ресурс, технико-экономические характеристики и энергоэффективность. В настоящее время энергетическая, нефтяная, химическая и металлургическая отрасли являются основными составляющими экономики Российской Федерации. Поэтому создание энергоэффективных нагнетателей с высокими эксплуатационными и рабочими характеристиками является актуальной проблемой. Требуется создание новых

технологий и совершенствование существующих технологических процессов с использованием нагнетателей следующего поколения. Предлагается оптимизация центробежных колёс нагнетателей за счёт введения конфузорности их межлопастных каналов. Это позволяет повысить экономичность и напорность центробежных нагнетателей, снизить пульсации и вибрации. Эффективность предложения подтверждается экспериментальными исследованиями центробежных насосов.

Теоретические предпосылки

Известно, что уравнение Эйлера для теоретического напора центробежного колеса нагнетателя имеет вид

$$H_T = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1.$$

Из треугольников скоростей на входе и выходе колеса получим

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_{1u};$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_{2u}.$$

После преобразований запишем следующее выражение уравнения Эйлера:

$$H_m = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}.$$

Из этого уравнения видно, что в случае центробежного колеса насоса (вентилятора, компрессора) удельная энергия передается жидкости за счёт увеличения её кинетической энергии (1-й член уравнения) и повышения её потенциальной энергии - энергии давления (2-й и 3-й члены уравнения). При этом 2-й член характеризует работу центробежных сил, а 3-й член показывает, что повышение давления достигается торможением потока в относительном движении в межлопастном канале ($w_2 < w_1$). Потери энергии в диффузорном канале существенно больше, чем в конфузорном канале. Отсюда следует целесообразность выполнения межлопастного канала центробежного нагнетателя конфузорным ($w_2 > w_1$). При конфузорности становятся малыми гидравлические потери, что позволяет использовать для построения моделей течения теорию идеальной жидкости, которая даёт хорошее описание реального течения жидкости (газа) в гидроаэродинамике, в том числе в турбинах.

Для осевых лопастных нагнетателей последнее уравнение принимает вид

$$H_T = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}.$$

Из этого соотношения видно, что в колесе осевого нагнетателя, в отличие от центробежного нагнетателя, повышение давления жидкости происходит только за счёт торможения потока в диффузорной проточной части колеса.

Течение в конфузорном колесе принципиально отличается от течения в диффузорном колесе. Характер межлопастного канала определяется соотношением площадей на входе и выходе колеса:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{D_1 b_1 \sin \beta_{1л}}{D_2 b_2 \sin \beta_{2л}}.$$

В случае диффузорных колёс $F_1/F_2 \leq 1$, при конфузорных колёсах $F_1/F_2 > 1$. Для диффузорного колеса коэффициент влияния конечного числа лопастей K_Z всегда меньше единицы ($0 \leq K_Z < 1$), $H_T < H_{T\infty}$, а угол отставания потока на выходе колеса от направления лопастей $\delta = \beta_{2л} - \beta_2$ является положительным ($\delta > 0$). В работе [1] решена задача обтекания решётки профилей конфузорного колеса на вычислительной машине методом особенностей. Получено, что угол отставания потока оказывается отрицательным, $\delta < 0$, и поэтому угол потока на выходе больше угла лопасти, $\beta_2 > \beta_{2л}$. В связи с этим возможны значения $K_Z > 1$, $K_Z < 0$ и $H_T > H_{T\infty}$.

В частности, возможно $H_T > 0$ при $H_{T\infty} < 0$. Изложенное показывает, что в конфузорном колесе характер течения обеспечивает повышение напора без увеличения наружного диаметра и частоты вращения колеса. Конфузорность течения определяется формулой

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{F_1 \sin \beta_{2л} \sin(\beta_{1л} - i)}{F_2 \sin \beta_{1л} \sin(\beta_{2л} - \delta)},$$

где i - угол атаки.

Экспериментальные результаты

В таблице приведены геометрические и экспериментальные данные вариантов центробежного насоса со спиральным отводом с различной степенью конфузурности колёс ($D_1/D_2 = 0,58, Z = 7$) [2]. Различная конфузурность достигалась изме-

нением входных и выходных углов лопастей.

В таблице полученные значения теоретического напора при бесконечном числе лопастей $H_{T\infty}$ соответствуют режиму 0,218.

Таблица

Параметры вариантов центробежного насоса

Вариант	$\beta_{1л},$ град	$\beta_{2л},$ град	F_1/F_2	$\bar{H}_{T\infty}$	K_Z	$\delta,$ град	w_2/w_1	H_T/H_{T4}	H/H_4	η/η_4
1	78,5	9	11,4	-0,38	-1,68	-22,3	3,03	1,56	1,74	1,19
2	58,5	20	4,5	0,402	1,34	-5,0	2,65	1,32	1,65	1,13
3	37,0	20	3,2	0,402	1,40	-1,5	1,57	1,37	1,30	1,05
4	25,5	20	2,3	0,402	1,02	-0,25	1,50	1,0	1,0	1,0

Для варианта 1 значение $H_{T\infty}$ является отрицательной величиной. Несмотря на это, напор насоса H для этого варианта - величина положительная (рис. 1), что подтверждает приведенные теоретические результаты. Таким же подтверждением являются полученные значения K_Z и угла отклонения потока δ . Аналогичные резуль-

таты получены в работе [3] при испытаниях конфузурного колеса ($F_1/F_2 = 2,2; \beta_{2л} = 10^0$). Колесо работало в свободном пространстве без спирального сборника, углы потока на выходе колеса непосредственно измерялись. Полученные результаты приведены на рис. 2.

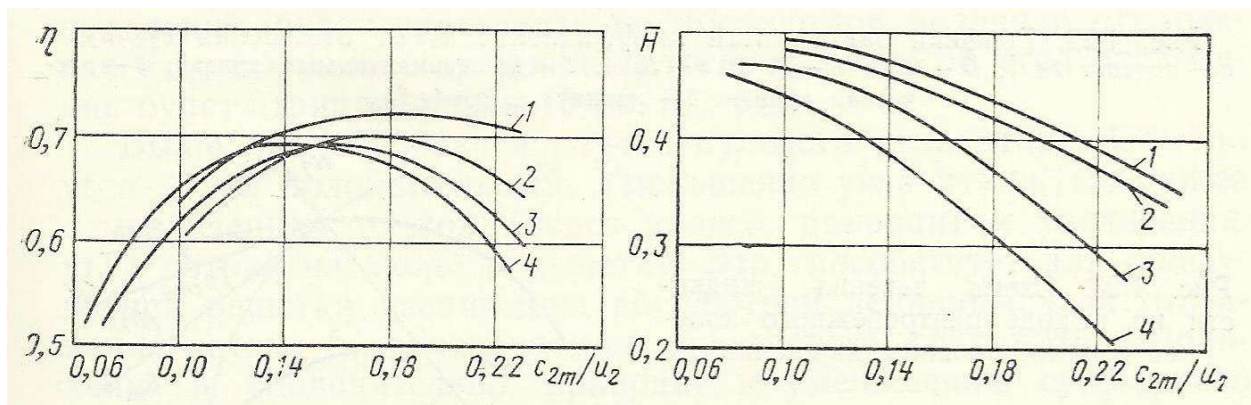


Рис. 1. Энергетические характеристики вариантов насоса

В таблице данные варианта 4 наиболее близки к диффузорному колесу, поэтому сравнение других вариантов с этим вариантом по эффективности покажет с запасом преимущества конфузурных колёс над диффузорными. Видно, что наибольшее преимущество соответствует варианту 1 с наибольшей конфузурностью. Значения теоретического напора H_T , действительного напора H и КПД η больше в 1,56; 1,74; 1,19 раза. Таким образом, для создания

энергоэффективных конфузурных колёс следует ориентироваться на колёса с большой конфузурностью, учитывая при этом проектирование входной части колеса насоса из условия обеспечения высокой антикавитационной устойчивости насоса (в частности, принимаются малые углы атаки и, следовательно, небольшие значения угла $\beta_{1л}$). При этом условия получают колёса с умеренной конфузурностью, как, например, вариант 4, эффективность

которого заключается только в увеличении коэффициента K_Z на 20% по сравнению с диффузорным колесом.

В работе [4] описаны экспериментальные исследования центробежных насосов с конфузорным и диффузорным колёсами (насосы с одинаковыми лопаточными направляющими аппаратами, $n_s = 100$). Колёса имеют семь основных и семь дополнительных лопастей. Испытания проводились с целью выбора насоса для производства. Насос с конфузорным колесом показал выше КПД на 5% и напор на 7%. При этом энергия пульсаций и вибра-

ций меньше в 1,6 и 1,5 раза, на двух роторных частотах амплитуды пульсаций меньше в 1,4 и 1,5 раза, а вибраций - в 1,1 и 2,6 раза по сравнению с насосом, имеющим диффузорное колесо.

Отметим, что возможно увеличение конфузорности колес вентиляторов и компрессоров, где не стоит вопрос о кавитации. В случае насосов к повышению конфузорности может привести установка перед колесом шнека и проектирование колёс второй и последующих ступеней многоступенчатого насоса, для которых проблема кавитации уже отсутствует.

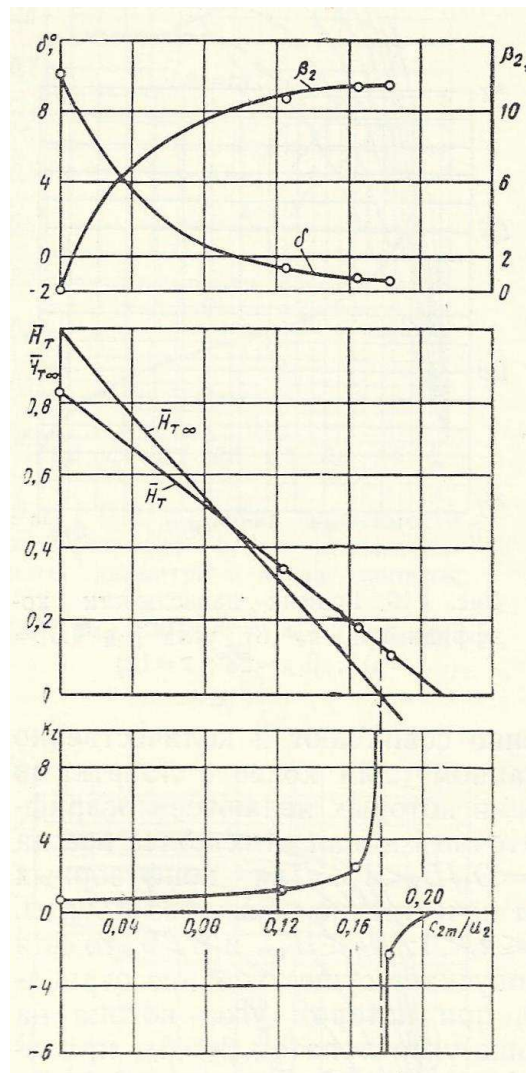


Рис. 2. Результаты испытания центробежного колеса

Выводы

1. Теоретически показана энергоэффективность конфузорных колёс центробежных нагнетателей.

2. Испытания центробежных насосов с конфузорными колёсами показали их

преимущества перед насосами с диффузорными колёсами по КПД и напору соответственно на 19 и 74%.

3. При создании энергоэффективных конфузорных колёс следует применять

большую конфузурность, учитывая при этом проектирование входной части колеса из условия обеспечения высокой антикавитационной устойчивости насоса. Последнее снижает возможную конфузурность колеса. Промышленный насос с конфузурным колесом показал выше КПД на 5% и напор на 7%, чем насос с диффузорным колесом, при меньших пульсациях и вибрациях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черняк, А.П. Зависимость коэффициента μ реактивного колеса центробежного насоса от его геометрических параметров и режима работы / А.П.Черняк // Лопаточные машины и струйные аппараты. -1966. - № 1. - С. 176-203.
2. Боровский, Б.И. Высокооборотные лопаточные насосы / Б.И.Боровский, Н.С.Ершов, Б.В.Овсянников [и др.]; под ред. Б.В.Овсянникова и В.Ф.Чебаевского. - М.: Машиностроение, 1975. - 336 с.
3. Локшин, И.Л. Применение результатов исследования вращающихся круговых решёток к аэ-

4. Возможно увеличение конфузурности колес вентиляторов и компрессоров, где не стоит вопрос о кавитации. В случае насосов к повышению конфузурности может привести установка перед колесом шнека и проектирование колёс второй и последующих ступеней многоступенчатого насоса, для которых проблема кавитации уже отсутствует.

родинамическому расчёту колёс центробежных вентиляторов / И.Л.Локшин // Промышленная аэродинамика. - 1963. - № 25. - С. 121-183.

4. Боровский, Б.И. Исследование пульсаций и вибраций центробежного насоса с конфузурным колесом / Б.И.Боровский, В.И.Петров, А.И.Чучеров [и др.] // Гидрогазодинамика и теплообмен летательных аппаратов. - 1988. - С. 22-25.

1. Chernyak, A.P. Dependence of coefficient μ of jet wheel in rotary pump upon its geometrical parameters and operation mode / A.P.Chernyak // *Impeller Machines and Blasters*. -1966. - № 1. - pp. 176-203.
2. Borovsky, B.I. *High-speed Blade Pumps* / B.I.Borovsky, N.S.Yershov, B.V.Ovsyannikov [et al.]; under the editorship of B.V. Ovsyannikov and V.F. Chebaevsky. - M.: Mechanical Engineering, 1975. – pp. 336.

3. Lokshin, I.L. Results application of rotating circular grates investigation to aerodynamic computation of centrifugal fans wheels / I.L.Lokshin // *Industrial Aerodynamics*. - 1963. - № 25. - pp. 121-183.
4. Borovsky, B.I. Investigation of pulsations and vibrations in centrifugal pump with convergent wheel / B.I.Borovsky, V.I.Petrov, A.I.Chucherov [et al.] // *Hydro-gasdynamics and Heat-mass Exchange in Aircrafts*. - 1988. - pp. 22-25.

Статья поступила в редколлегию 18.10.2016.

Рецензент: д.т.н., профессор Орловского государственного университета
Чернышев В.И.

Сведения об авторах:

Боровский Борис Иосифович, д.т.н., профессор кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» Крымского федерального университета имени

В.И.Вернадского, тел.: + 7978 88 02 441, e-mail: tim4enko.zin@yandex.ru.

Borovsky Boris Josephovich, D.Eng., Prof. of the Dep. "Heat- and Gas Supply and Ventilation" of Ver-

nadsky Federal University of the Crimea, E-mail: tim4enko.zin@yandex.ru.