Записки Ленинградского горного института им.Г.В.Плеханова.
Т. 126. Л., 1991

УДК 622.242

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Б.С.МАХОВИКОВ, ГО ЖЕНЬ НИН

Общие соображения об основных физических явлениях, происходящих при передаче механической энергии от рабочего колеса потоку жидкости в центробежном насосе, достаточно наглядно отражены при выводе основного уравнения турбомашин. Однако принятые при этом допущения о неизменности условий входа идеальной жидкости в рабочее колесо с бесконечным количеством бесконечно тонких лопастей существенно расходятся с реальными условиями движения потока в насосе. Во-первых, решетка лопастей, образующих проточную часть рабочего колеса насоса, состоит из конечного их числа с межлопастными каналами, продольные и поперечные размеры которых представляются величинами одного порядка, а толщина лопастей, которая должна быть достаточной из соображений прочности и износостойкости, имеет размеры, заметно стесняющие сечение потока. Во-вторых, подача рабочего колеса насоса в процессе его эксплуатации может существенно измениться, в связи с чем изменяются и условия течения жидкости в межлопастных каналах, характер передачи энергии и величина напора на выходе из насоса. И, наконец, протекающая через рабочее колесо жидкость является вязкой и на весь рабочий процесс накладывается внутреннее трение с неизбежными потерями энергии.

С учетом этих обстоятельств действительное значение напора, создаваемого реальным насосом, отличается от величины, получаемой из уравнения Эйлера, даже в расчетном режиме, который определяет геометрию скелетной линии лопасти в его рабочем колесе. Вместе с тем, характер потока в межлопастном канале конечной ширины не соответствует движению элементарной струйки, которая была использована при выводе уравнения, хотя бы потому, что поле относительных скоростей в живом сечении потока не является равномерным даже при пренебрежении особенностями течения на поверхности лопасти. Однако уравнение Эйлера часто применяют в расчетах и анализе рабочих процессов лопастных насосов, называя этот подход струйной теорией турбомашин. Это вполне допустимо, так как получаемые на его основе конечные результаты очень незначительно расходятся с полученными из вихревой теории, позволившей определить лишь поправочный коэффициент на конечное число лопастей. Отсюда можно заключить, что основное уравнение турбомашин распространяется и на случай движения потока жидкости в межлопастном канале, если кинематичес-

кие параметры, входящие в него, понимать как средние величины скоростей потока в начальном и конечном живых сечениях в колесе. Такой подход не вносит изменений в основное уравнение турбомашин, которое при пренебрежении потерями на трение по длине потока в проточной части имеет вид

$$H_T = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}. \qquad (I)$$

Векторы средних скоростей потока целесообразно принять расположенными на оси межлопастного канала, которая геометрически подобна скелетным линиям лопастей.

Плавный вход потока в межлопастный канал рабочего колеса обеспечивается лишь в расчетном режиме его работы, когда подача составляет $Q_T = Q_{TO}$, так как в соответствии с этим режимом выбирается входной угол лопасти β_1. В этом случае вектор средней абсолютной скорости потока c_1 раскладывается на две составляющие: переносную u_1 и относительную w_1, причем направление последней совпадает с касательной к оси межлопастного канала.

При нерасчетных режимах работы насоса направление вектора абсолютной скорости $\bar{c}_1$ не совпадает с вектором, являющимся суммой векторов заданных направлений $\bar{u}_1$ и $\bar{w}_1$. Для объяснения особенностей взаимодействия потока с решеткой лопастей в таких режимах обычно используется гипотеза А.Н.Германа[x] об ударном взаимодействии жидкости с рабочей или тыльной поверхностями входной кромки лопасти, в результате которого происходит мгновенное изменение величины и направления скорости c_1 до положения, соответствующего сумме векторов $\bar{u}_1$ и $\bar{w}_1$. Однако такая гипотеза представляет собой искусственный прием, противоречащий законам гидромеханики в силу упругости жидкости и распространения ударных волн в ней во всех направлениях. Если скорость совокупности отдельных частиц жидкости, находящихся в непосредственном соприкосновении с входной кромкой лопасти, и может претерпеть разрыв непрерывности, то на весь поток единовременно это действие распространиться не может.

Поэтому при отклонениях подачи насоса от ее расчетного значения более корректно полагать, что вектор средней относительной скорости $\bar{w}_1$ отклоняется от направления касательной к оси межлопастного канала и может быть разложен на две составляющие, одна из которых w_1' – осевая – совпадает с касательной к оси межлопастного канала, а вторая w_1'' – окружная, направлена параллельно вектору $\bar{u}_1$. Причем в режиме $Q_T < Q_{TO}$ вектор $\bar{w}_1''$ направлен противоположно вектору $\bar{u}_1$, а при $Q_T > Q_{TO}$ совпадает с ним. Соответствующие параллелограммы скоростей на входе в решетку лопастей применительно к общему случаю подвода потока к рабочему колесу (с закруткой на входе) представлены на рис.1. Здесь векторы скоростей обозначены индексами II при $Q_T < Q_{TO}$, I0 – при $Q_T = Q_{TO}$ и I2 – при $Q_T > Q_{TO}$.

---

[x] А.Н.Г е р м а н. Теория и расчет воздуходувных машин. Л.: Металлург, 1928.

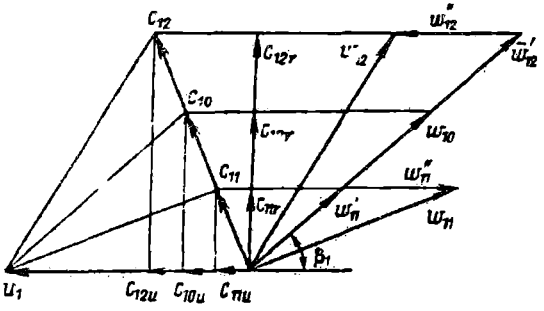


Рис.1. Параллелограммы средних скоростей потока на входе в рабочее колесо центробежного насоса

Окружная составляющая относительной скорости движения потока по мере перемещения вдоль межлопастного канала постепенно уменьшается и при определенной длине его может стать равной нулю. Таким образом, соотношение между w_2'' и w_1'' можно представить зависимостью $w_2'' = m w_1''$, где $0 < m < 1$ – коэффициент прозрачности решетки лопастей. Величина m зависит от густоты решетки лопастей, которую для круговой решетки можно представить отношением l/t, где l – длина хорды лопасти; t – шаг расстановки лопастей на среднем диаметре решетки.

Так как рабочие колеса центробежных насосов имеют обычно от 5 до 12 лопастей, то их решетки относятся, как правило, к разряду прозрачных с $m > 0$. Этим и объясняется наблюдаемое в экспериментах отклонение абсолютной скорости потока от расчетного направления на выходе из рабочего колеса. Параллелограммы скоростей на выходе потока из рабочего колеса с прозрачной решеткой лопастей с выходным углом β_2 для всех рассматриваемых режимов работы представлены на рис.2.

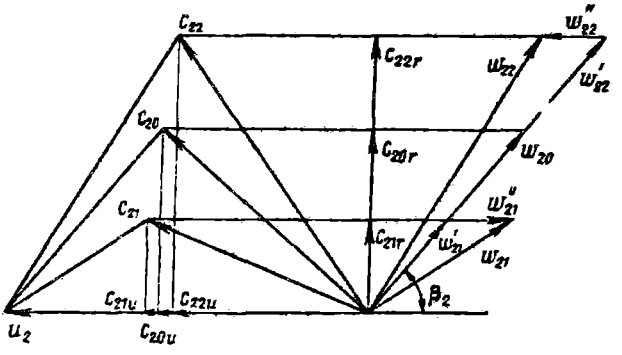


Рис.2. Параллелограммы средних скоростей потока на выходе из рабочего колеса центробежного насоса

На основе приведенных на рис.1 и 2 векторных диаграмм представим значения окружных составляющих абсолютных скоростей потока на входе c_{1u} и на выходе c_{2u} рабочего колеса:

$$c_{1u} = u_1 - w'_1 \cos\beta_1 \mp w''_1;$$
$$c_{2u} = u_2 - w'_2 \cos\beta_2 \mp w''_2, \qquad (2)$$

где знак "–" соответствует режиму работы насоса при $Q_т < Q_{т0}$; "+" – $Q_т > Q_{т0}$.

Подставив выражения (2) в уравнение (I), с учетом соотношения $w''_2 = m w''_1$ получаем

$$H_т = \frac{(u_2^2 - u_1^2) - (u_2 w'_2 \cos\beta_2 - u_1 w'_1 \cos\beta_1) \pm w''_1 (u_1 - m u_2)}{g}. \qquad (3)$$

При отсутствии закрутки потока на входе, что очень часто встречается в реальных конструкциях насосов, когда $c_{1u} = 0$, уравнение (3) приводится к виду

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_2 w_2' \cos\beta_2 + u_2 m w_1''}{g}. \qquad (4)$$

Для этого случая можно записать

$$w_1'' = u_1 - w_1' \cos\beta_1 \qquad (5)$$

Очевидно, что $u_1 = u_2(D_1/D_2)$. Введем в рассмотрение радиальные составляющие абсолютных скоростей потока на входе c_{1r} и выходе c_{2r} рабочего колеса на основе соотношений

$$c_{1r} \operatorname{ctg}\beta_1 = w_1' \cos\beta_1 \quad \text{и} \quad c_{2r} \operatorname{ctg}\beta_2 = w_2' \cos\beta_2$$

и выразим их через теоретическую подачу насоса Q_T (без учета утечек)

$$c_{1r} = \frac{Q_T}{F_1 \phi_1} \quad \text{и} \quad c_{2r} = \frac{Q_T}{F_2 \phi_2},$$

где D_1 и D_2 – диаметры входа и выхода потока; $F_1 = \pi D_1 b_1$; $F_2 = \pi D_2 b_2$; b_1, b_2 – ширина межлопастных каналов на входе в решетку лопастей и выходе; ϕ_1 и ϕ_2 – коэффициенты стеснения потока решеткой лопастей на входе и выходе.

Подставив эти величины и выражение (5) в уравнение (4), получим

$$H_T = \frac{u_2^2}{g}\left(1 - m\frac{D_1}{D_2}\right) - \frac{u_2 Q_T}{g F_2 \phi_2}\left(\operatorname{ctg}\beta_2 - m\frac{F_2\phi_2}{F_1\phi_1}\operatorname{ctg}\beta_1\right). \qquad (6)$$

Уравнение теоретической характеристики центробежного насоса (6) показывает изменение удельной работы, совершаемой рабочим колесом при перемещении через него потока жидкости в функции от величины подачи колеса Q_T. Графически такое уравнение выражается прямой линией в системе координатных осей H_T и Q_T. Совокупность возможных теоретических характеристик центробежных насосов представлена на рис.3. Углы их наклона зависят от соотношения величин $\operatorname{ctg}\beta_2$ и $m(F_2\phi_2/F_1\phi_1)\operatorname{ctg}\beta_1$. В случае их равенства получаем характеристику 3, согласно которой теоретический напор, создаваемый рабочим колесом насоса, не зависит от его подачи. При $\operatorname{ctg}\beta_2 > m(F_2\phi_2/F_1\phi_1)\operatorname{ctg}\beta_1$ характеристика становится нисходящей (линия I), причем это не означает, что такой она обязательно будет при $\beta_2 < 90^\circ$, т.е. при лопатках, загнутых назад. Более того, при $\beta_2 < 90^\circ$ она может оказаться даже восходящей (линия 4). При $\beta_2 \geq 90^\circ$ (радиальные или загнутые вперед лопатки) теоретическая характеристика насоса всегда будет восходящей (линия 6).

Приняв в уравнении (6) $m = 0$ (непрозрачная решетка) и $\phi_2 = 1$, приходим к известному уравнению теоретической характеристики насоса в виде

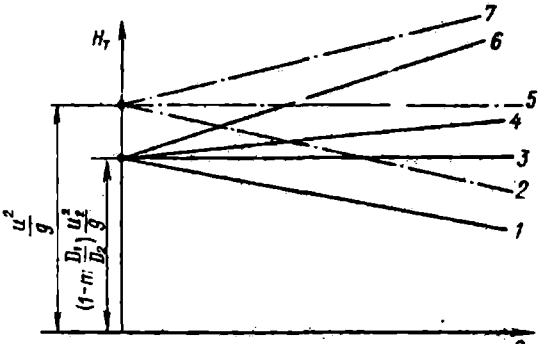


Рис.3. Теоретические характеристики центробежного насоса

1 – при $ctg\beta_2 > m\frac{F_1\varphi_2}{F_1\varphi_1}ctg\beta_1$; 2 – при $\beta_2 < 90^\circ$; 3 – при $ctg\beta_2 = m\frac{F_2\varphi_2}{F_1\varphi_1}ctg\beta_1$; 4 и 6 – при $ctg\beta_2 < m\frac{F_2\varphi_2}{F_1\varphi_1}ctg\beta_1$; 5 – при $\beta_2 = 90^\circ$; 7 – при $\beta_2 > 90^\circ$; —— при $m > 0$; –·–·– при $m = 0$

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q_T}{gF_2}ctg\beta_2 . \quad (7)$$

Здесь H_T совпадает по величине с $H_{T\infty}$, т.е. с той величиной теоретического напора, которая получается из уравнения Эйлера для рабочего колеса с бесконечным числом бесконечно тонких лопастей, когда весь поток независимо от режима работы представляется совокупностью одинаковых элементарных струек, форма которых подобна скелетным линиям лопастей. Соответствующие уравнению (7) графики теоретических характеристик насоса, когда относительное движение элементарных струек на выходе из рабочего колеса направлено радиально, отклоняется противоположно вектор переносной скорости или совпадает с ним, представлены на рис.3 штрихпунктирными линиями 2, 5, 7.

Из сопоставления уравнений (5) и (7) следует, что поправка на конечное число лопастей $\sigma_z = H_T/H_{T\infty}$ связана с коэффициентом прозрачности решетки m выражением

$$\sigma_z = 1 - m\frac{D_1}{D_2} \quad (8)$$

Действительная характеристика насоса отличается от теоретической тем, что полезный его напор H меньше H_T на величину потерь, связанных с внутренним трением и местными вихреобразованиями, которые имеют место в рабочем колесе, а также в подводящем и отводящем каналах проточного тракта насоса. Кроме того, действительная подача насоса Q меньше той, которую создает рабочее колесо Q_T, на величину утечек и внутренних перетечек жидкости из нагнетательной камеры во всасывающую. Причем, если утечки жидкости из насоса обычно пренебрежимо малы или могут быть ликвидированы полностью, то внутренние перетечки, как правило, имеют место, так как их не всегда целесообразно исключать. Исключать их необходимо для увеличения долговечности насоса при перекачивании агрессивных жидкостей, например, с абразивными примесями. Однако это может привести к заметному росту механических потерь, при котором КПД насоса не увеличивается с повышением объемного КПД η_0, а снижается с уменьшением механического $\eta_м$.

Для определения полезного напора $H_к$, создаваемого рабочим колесом при различных значениях его подачи $Q_т$, необходимо из величины $H_т$ по уравнению (6) вычесть потери напора $h_к$ в межлопастных каналах рабочего колеса, которые с учетом особенностей кинематики относительного движения потока можно представить в виде

$$h_к = h'_к + h''_к ,$$

где $h'_к = \xi_к (Q_т^2 / 2gF_2^2 \varphi_2^2)$ – потери на трение о стенки межлопастных каналов; $\xi_к$ – коэффициент потерь; $h''_к$ – потери, связанные с окружным относительным движением потока в рабочем колесе.

В прозрачной решетке потери $h''_к$ отсутствуют, так как $w''_2 = w''_1$. В непрозрачной решетке при $m = 0$ составляющая удельной энергии потока $u''^2_1/2g$ полностью гасится в межлопастных каналах. При $0 < m < 1$ теряется лишь часть этой составляющей удельной энергии, являющаяся разностью между $w''^2_1/2g$ и $w''^2_2/2g$. Отсюда в общем случае можно принять $h''_к = \varkappa(1 - m^2)(w''^2_1/2g)$. Окружное относительное движение жидкости может привести к образованию в межлопастных каналах местных вихревых зон, сужающих поток, что и учитывается коэффициентом $\varkappa \geq 1$. Так как величина w''_1 линейно зависит от подачи $Q_т$ и становится равной нулю при расчетном значении подачи $Q_{тр}$, то функция $h''_к = h(Q_т)$ является квадратичной параболой с вершиной при $Q_т = Q_{тр}$.

Таким образом, вычитанием из уравнения (6) значения $h_к = h(Q_т)$ получаем характеристику рабочего колеса центробежного насоса $H_к = H(Q_т)$, которая представляет собой функцию, описываемую полиномом второго порядка.

Действительная характеристика центробежного насоса $H = H(Q)$ (где H – полезный напор, создаваемый насосом; Q – его подача) определяется из характеристики рабочего колеса, если по оси абсцисс вычесть из $Q_т$ величину перетечек ΔQ, которые в общем случае зависят от режима работы насоса, а по оси ординат из $H_к$ – потери напора в подводящем (всасывающем) канале $h_п$ и в отводе h_0 (включающем в себя спиральную камеру и диффузор).

С учетом того, что в проточной части центробежного насоса режим течения жидкости преимущественно автомодельный, за исключением зоны, в пределах которой подача близка к нулю, потери напора $h_п$ и h_0, как правило, принимаются пропорциональными квадратам расхода во всех живых сечениях и могут быть найдены из выражений

$$h_п = \xi_п \frac{Q^2}{2gF_п^2} \quad \text{и} \quad h_0 = \xi_0 \frac{Q^2}{2gF_0^2},$$

где $\xi_п$ и ξ_0 – коэффициенты потерь в подводящем и отводящем каналах, отнесенные к наиболее характерным живым сечениям потока в них с площадями $F_п$ и F_0.

Для определения перетечек жидкости необходимо знать разность пьезометрических напоров между выходным и входным сечениями решетки лопастей $H_{пз}$, которая может быть определена из уравнения Понселе, если из него исключить приращение скоростного напора потока $(c_2^2 - c_1^2)/2g$ и вычесть из правой части величину $h_к$. Исходное уравнение имеет вид

$$H_{пэ} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - h_к \qquad (9)$$

Выразив в выражении (9) относительные скорости w_1 и w_2 через их составляющие

$$w_1^2 = w_1'^2 + w_1''^2 \pm 2 w_1' w_1'' \cos\beta_1;$$

$$w_2^2 = w_2'^2 + w_2''^2 \pm 2 w_2' w_2'' \cos\beta_2$$

учтя, что $w_1'^2 = c_{1r}^2(1+ctg^2\beta_1)$; $w_2'^2 = c_{2r}^2(1+ctg^2\beta_2)$; $w_1'' = c_{1r}ctg\beta_1 - u_1$, а также выразив c_{1r} и c_{2r} через $Q_т$ и приняв во внимание знаки w_1'' и w_2'' в зависимости от режима работы насоса, после преобразований получаем

$$H_{пэ} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - A u_1 Q_т - B Q_т^2, \qquad (10)$$

где

$$A = \frac{1}{g F_2 \varphi_2}\left(m ctg\beta_2 - \frac{F_2\varphi_2}{F_1\varphi_1} ctg\beta_1\right);$$

$$B = \frac{1}{2gF_2^2\varphi_2^2}\left[1 + \xi_к + ctg^2\beta_2 - \frac{F_2^2\varphi_2^2}{F_1^2\varphi_1^2}(1 - ctg^2\beta_1) - 2m\frac{F_2\varphi_2}{F_1\varphi_1} + ctg\beta_1 ctg\beta_2\right]$$

Отсюда для каждого из режимов работы насоса можно определить величины перетечек жидкости из нагнетательного во всасывающий каналы насоса в соответствии с формулой

$$\Delta Q = \mu f \sqrt{2gH_{пэ}},$$

где μ – коэффициент расхода щелевого отверстия между корпусом насоса его рабочим колесом; f – минимальная площадь живого сечения потока жидкости, уходящего в перетечку; величина μ, так же как и других коэффициентов потерь $\xi_п$, $\xi_к$ и ξ_0, определяется экспериментально.