

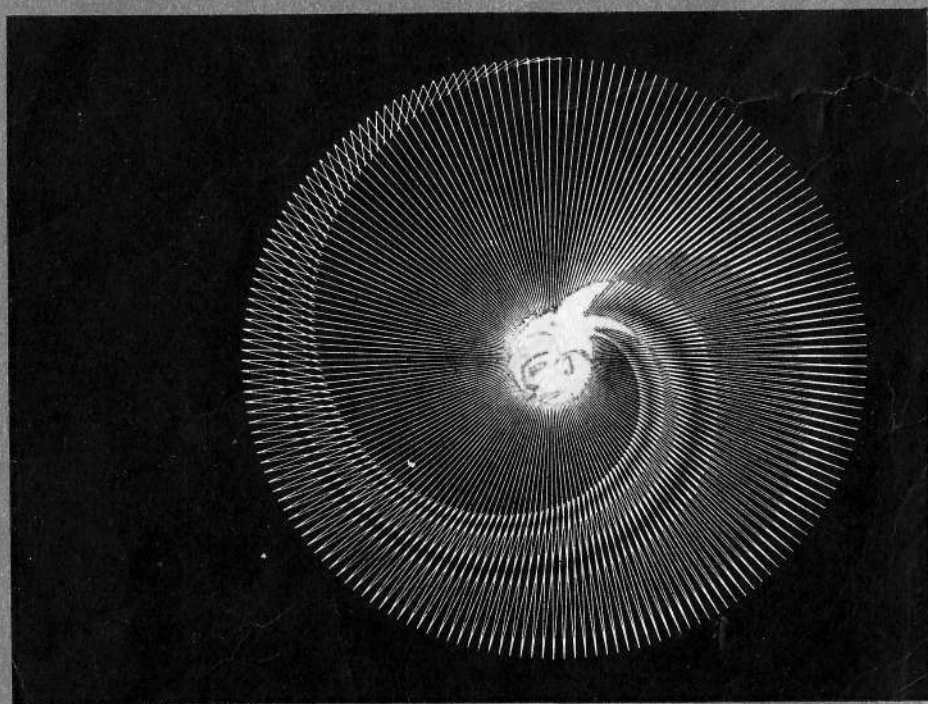
629 12.06

Б33

Б. П. БАШУРОВ

**СУДОВЫЕ
НАСОСЫ
И
ВЕНТИЛЯТОРЫ**

Мур



МОСКВА • 1983

УДК 621.65:697.953

Башуров Б. П. Судовые насосы и вентиляторы: Тексты лекций. — М.: В/О «Мортехинформреклама», 1983. 32 с.

В текстах лекций изложены: принцип действия, конструктивные схемы, основы теории и расчета и элементы эксплуатации судовых насосов и вентиляторов.

Теория рассматривается на уровне, необходимом для квалифицированной эксплуатации насосов и вентиляторов. Основы расчета даются в познавательном плане. Конструктивные схемы приводятся для пояснения основ теории и расчета. Из-за ограниченности объема текстов лекций в них рассмотрена только часть насосов динамического принципа действия. Учитывая, что в судовой практике наиболее распространены центробежные насосы, им уделено основное внимание.

Тексты лекций предназначены для курсантов судомеханического факультета стационарного отделения и студентов заочного обучения, изучающих курс «Судовые вспомогательные механизмы, системы и их эксплуатация». Они могут быть использованы слушателями курсов повышения квалификации и судовыми механиками в своей практической деятельности.

Одобрены кафедрой эксплуатации судовых паротурбинных установок Новороссийского высшего инженерного морского училища 23 апреля 1982 г., протокол № 9.

Ил. 28, табл. 1, список лит. 8 назв.

Рецензент П. Ф. Нечитайленко.

© В/О «Мортехинформреклама», 1983.

ВВЕДЕНИЕ

История создания первых насосов уходит в далекое прошлое. Простейшие типы насосов были известны и использовались еще во времена Аристотеля (IV в. до н. э.). Машины для перемещения воздуха и газов появились значительно позднее. Изобретение воздушного поршневого насоса принадлежит немецкому физiku Отто Герике (1640 г.). Изобретатель центробежного насоса — итальянец Джованни Жордан. Однако изготовление первого простейшего центробежного насоса принадлежит Дени Папину (1703 г.). Широкое распространение насосов в промышленности России было обусловлено введением в производство паровых и электрических двигателей. Первым теоретиком и практиком вентиляторостроения является инженер А. Саблуков. Основное теоретическое уравнение центробежной машины было дано Л. Эйлером во второй половине XVIII в. Современные научные основы насосостроения заложены выдающимися научными трудами Н. Е. Жуковского (Россия), теоретическими работами О. Рейнольдса (Англия), Л. Прандтля (Германия), относящимися к концу XIX и началу XX вв. В настоящее время научно-исследовательская работа в области насосов, вентиляторов и компрессоров в СССР ведется во многих организациях, основными из которых являются: ВНИИгидромаш, ВНИИкомпрессоромаш, ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского.

В насо-, вентилятор- и компрессоростроение большой труд вложили известные ученые: И. И. Куколевский, Г. Ф. Проскура, А. А. Ломакин, С. С. Руднев (насосостроение), В. И. Поликовский, М. И. Невельсон, К. А. Ушаков (вентиляторостроение), В. Ф. Рис, М. Н. Френкель, К. П. Селезнев, Ю. С. Подобуев, А. П. Гофлин (компрессоростроение) и др.

Сокращения, принятые в текстах лекций

ГМ — гидравлическая машина.
ЦН — центробежный насос.
ОН — осевой насос.
ЦВ — центробежный вентилятор.
ОВ — осевой вентилятор.
ПТУ — паротурбинная установка.
РК — рабочее колесо.

ТХ — теоретическая характеристика.
 ДХ — действительная характеристика.
 УХ — универсальная характеристика.
 НХ — напорная характеристика.
 ХС — характеристика сети.
 ГС — гидравлическая сеть, гидравлическая система.
 ДР — дроссельное регулирование.
 ГД — гидравлический двигатель.
 СЭУ — судовая энергетическая установка.
 ЦМ — центробежная машина.
 КПД — коэффициент полезного действия.
 ХН — характеристика насоса.
 ДВ — диагональный вентилятор.
 ХВ — характеристика вентилятора.
 ДН — диагональный насос.
 ОМ — осевая машина.
 ГП — гидравлическая передача.
 ПН — поршневой насос.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1. Понятие «гидравлическая машина»

Под ГМ понимаются такие машины, которые в процессе силового взаимодействия с потоком перекачиваемой жидкости сообщают ей или получают от нее механическую энергию. ГМ разделяются на: насосы, гидравлические двигатели и гидравлические передачи. Насосы осуществляют передачу энергии приводного двигателя протекающей через проточную часть жидкости. Она требуется для перемещения жидкости по трубопроводам и приведения в действие ГД, которые осуществляют передачу механической энергии протекающей через них жидкости рабочим органом. В состав ГП входят насос и ГД. В этом случае жидкость совершает движение по замкнутому контуру из насоса в ГД и обратно в насос. В ГП происходит двойная трансформация энергии: сначала механическая энергия передается от ведущего органа жидкости, а затем энергия жидкости приводит в действие ведомый орган передачи. В судовой практике используются все указанные группы ГМ. Наиболее широко распространены насосы.

Родственную с насосами группу машин составляют вентиляторы. В них механическая энергия приводного двигателя используется для перемещения газа (воздуха) по каналам вентиляторной установки. Обычно давление газа в вентиляторах не повышается более чем на 10% по сравнению с начальным [1]. Такое сжатие газа вызывает повышение его плотности до 7%. В связи с этим при расчете вентиляторов и насосов сжимаемость среды не учитывается, что позволяет рассматривать их совместно.

ГМ является важной и необходимой составной частью судового оборудования. Они обслуживают СЭУ, системы, обеспечивают нормальную эксплуатацию судна, влияют на надежность, эко-

номичность, маневренность, габариты, массу СЭУ и всего механического оборудования.

2. Энергетические параметры насоса, вентилятора

К ним относятся: подача (производительность), напор, мощность, давление, КПД, частота вращения (угловая скорость).

Подача — количество жидкости (газа), подаваемое насосом (вентилятором) в единицу времени. Существуют массовая G и объемная Q подачи. Они взаимосвязаны: $G = \rho Q$ (ρ — плотность жидкости).

Напор насоса — приращение полной механической энергии единицы массы жидкости при прохождении ее через проточную часть, или — разность полной механической энергии единицы массы жидкости, измеренной на выходе и входе в насос, или — разность удельных энергий жидкости после и до насоса. Физический смысл всех формулировок напора одинаков.

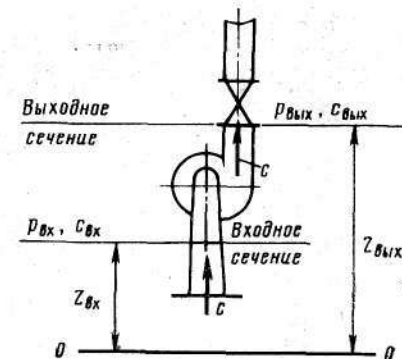


Рис. 1. К определению напора и давления вентилятора

Согласно уравнению Бернулли удельная энергия жидкости на выходе из насоса

$$E_{уд}^{вых} = \frac{p_{вых}}{\rho} + gZ_{вых} + \frac{c_{вых}^2}{2},$$

на входе

$$E_{уд}^{вх} = \frac{p_{вх}}{\rho} + gZ_{вх} + \frac{c_{вх}^2}{2},$$

тогда напор насоса (рис. 1)

$$H = E_{уд}^{вых} - E_{уд}^{вх} = \frac{p_{вых} - p_{вх}}{\rho} + g(Z_{вых} - Z_{вх}) + \frac{c_{вых}^2 - c_{вх}^2}{2}. \quad (1)$$

Полный напор насоса $H_{пол}$ состоит из суммы геометрического $H_{геом}$, статического $H_{ст}$ и динамического $H_{дин}$ напоров.

Наряду с понятием «напор» для характеристики работы вентиляторов используют понятие «давление», под которым понимается энергия, сообщаемая 1 м³ перекачиваемого газа (воздуха). Взаимная связь между напором и давлением: $p_{пол} = \rho H_{пол}$.

Полное давление вентилятора представляет сумму:

$$p_{пол} = p_{ст} + p_{лин} + \rho gZ. \quad (2)$$

В формуле (2) член ρgZ по сравнению с двумя предыдущими мал, поэтому им обычно пренебрегают.

Мощность насоса (вентилятора) N — энергия, подводимая к насосу (вентилятору) от приводного двигателя в единицу времени. С учетом потерь имеем полезную мощность — это полезно сообщенная жидкости (газу) энергия в 1 с. Она определяется по формуле

$$N_p = \frac{GH}{1000} = \frac{Qp_{пол}}{1000} = \frac{Gp_{пол}}{1000\rho} \quad (3)$$

Полный КПД $\eta_{пол}$ насоса (вентилятора) — это отношение полезной мощности к затраченной, т. е.

$$\eta_{пол} = \frac{N_p}{N_{зат}} = \frac{Gp_{пол}}{1000 N_{зат}} \quad (4)$$

или

$$\eta_{пол} = \eta_g \eta_o \eta_m,$$

где η_g , η_o ; η_m — гидравлический, объемный и механический КПД.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

1. Конструкция, принцип действия и классификация ЦН

Основные узлы ЦН: рабочее колесо, корпус, устройства для подвода и отвода жидкости. Принципиальная схема ЦН и его установки приведена на рис. 2. Принцип действия ЦН состоит в следующем: при вращении РК 5 его лопасти 4, образующие межлопастные каналы, оказывают силовое воздействие на жидкость и преобразуют механическую энергию приводного двигателя в энергию перекачиваемой жидкости. Жидкость, поступающая из всасывающего трубопровода 7, приемного резервуара 8 в центр РК насоса 5, обтекает его лопасти и с их помощью отбрасывается к периферии, откуда выбрасывается в спиральный отвод 6 и направляется в диффузорный выходной патрубок 3, где происходит снижение ее скорости и преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления. Затем через

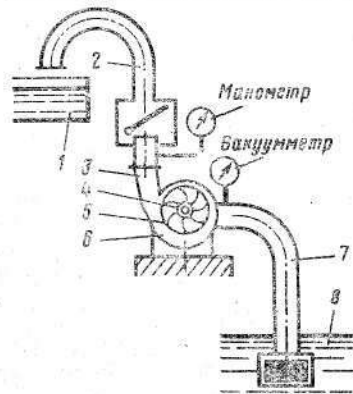


Рис. 2. Принципиальная конструктивная схема ЦН и его установки

напорный трубопровод 2 она поступает в напорную емкость 1. У центра РК образуется область пониженного давления, за счет чего жидкость и поступает из всасывающего трубопровода через входной конфузорный патрубок насоса к РК. Учитывая, что РК насоса вращается при $\omega = \text{const}$, жидкость во входном и напорном патрубках, во всасывающем и нагнетательном трубопроводах

движется тоже с постоянной скоростью. ЦН относят к классу лопастных, так как жидкость в пределах РК направляется с помощью лопастей. Судовые ЦН подразделяются [2] по: расположению вала (горизонтальные и вертикальные); величине напора (низконапорные — до $5 \cdot 10^5$ Н/м²; средненапорные — до $50 \cdot 10^5$ Н/м²; высоконапорные — свыше $50 \cdot 10^5$ Н/м²); способу привода (электронасосы, турбонасосы и мотопомпы с приводом от ДВС); подаче (малой — до 20 м³/ч; средней — до 60 м³/ч; высокой — более 60 м³/ч); соединению проточных частей (одноступенчатые, многоступенчатые, многопоточные, многопоточно-многоступенчатые); роду перекачиваемой жидкости (нефтеперекачивающие; водоперекачивающие; насосы, перекачивающие кислоты, щелочи, минеральные масла, а также жидкость с механическими частицами, находящимися во взвешенном состоянии); всасывающей способности (самовсасывающие, несамовсасывающие); конструкции корпуса (однокорпусные, секционные); быстроходности (тихоходные, нормальные, быстроходные).

2. Движение жидкости в рабочем колесе ЦН

Движение жидкости в РК ЦН рассматривается с трех позиций: относительно неподвижной системы осей, связанной с корпусом насоса (абсолютное — c), относительно подвижной системы осей, связанной с РК (относительное — w), совместно с подвижной системой осей (переносное — u). В переносном движении жидкость вращается вокруг оси РК с ω , равной скорости вращения РК. Абсолютное движение — это результат сложения относительного и переносного движений. Поэтому $c = w + u$. Таким образом, образуется треугольник скоростей. Иногда используется термин «параллелограмм скоростей». Движение жидкости в РК ЦН в действительности неустановившееся и трехмерное. Применение законов механики к такому движению — сложная задача. Поэтому при исследовании силового взаимодействия РК насоса с потоком жидкости принимают допущение: производят осредненные параметров потока по сечению, считая ее движение одномерным.

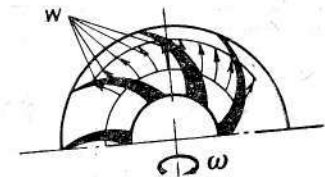


Рис. 3. Распределение относительных скоростей в цилиндрическом сечении межлопастных каналов рабочего колеса ЦН по струйной теории

В ЦН широко используется струйная теория. Согласно ей действительное движение в РК с конечным числом лопастей Z заменяется движением в колесе с бесконечным числом (∞) бесконечно тонких лопастей. В таком идеализированном РК насоса поток жидкости будет симметричным относительно его оси (рис. 3). При струйном движении жидкости в любой точке РК ЦН можно определить величину w и ее направление, а по w и u — найти c и построить треугольник (параллелограмм) скоростей. Зная их на входе и выходе из РК насоса, а также в его межло-

падном пространстве, можно произвести расчет, профилирование РК и определение напора. Разрез РК ЦН и треугольники скоростей на входе и выходе межлопастных каналов приведены на

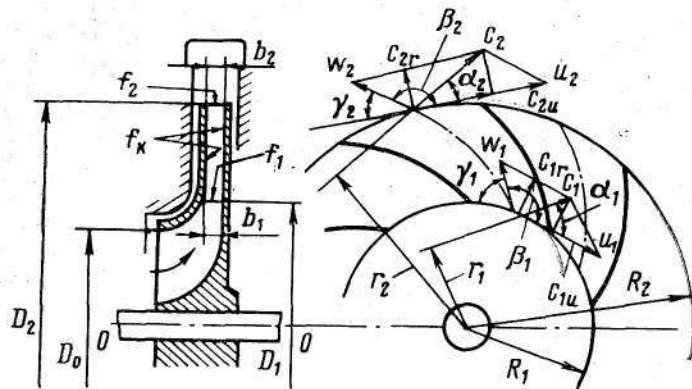


Рис. 4. Меридианный разрез рабочего колеса ЦН и треугольники (параллелограммы) скоростей на входе и выходе межлопастных каналов

рис. 4. Скорости жидкости, вычисленные по струйной теории, существенно отличаются от действительных в силу принятого допущения.

3. Уравнение Эйлера. Теоретический и действительный напоры

Физический смысл уравнения Эйлера применительно к ЦН заключается в установлении зависимости между энергией, сообщаемой потоку в РК насоса, и скоростями потока на выходе и входе в колесо. Для его вывода используются теоремы количества движения и момента количества движения. Предполагается, что поток, проходящий через межлопастные каналы, плоский (определяется только двумя компонентами: c_u и c_r).

Конечный вид уравнения удельной теоретической работы (не учитываются потери энергии в проточной части колеса):

$$E_Z^\infty = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (5)$$

Это одно из уравнений ЦМ вообще и ЦН в частности. Оно впервые получено Л. Эйлером и носит его имя. С другой стороны, $E_Z^\infty = gH_Z^\infty$ (H_Z^∞ — теоретический напор колеса ЦН при бесконечном числе лопастей). Откуда

$$H_Z^\infty = E_Z^\infty / g = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}. \quad (6)$$

Учитывая, что выражение (6) выведено без ограничений на взаимное расположение лопастей и оси вращения РК насоса, величину углов лопасти и треугольников скоростей, оно справедливо

при определении напора для любых РК лопастных насосов (центробежных, диагональных и осевых), несмотря на то что они имеют разное расположение лопастей, разные углы, скорости. При $u_1 c_{1u} = 0$ формула (6) имеет вид

$$H_Z^\infty = u_2 c_{2u} / g = \frac{1}{g} u_2 c_{2u} \approx 0,1 u_2 c_{2u}. \quad (7)$$

Из анализа выражения (7) следует: с увеличением ω возрастает H_Z^∞ , наблюдается связь $H_Z^\infty = f(\omega)$ (напор пропорционален ω^2); с увеличением выходного диаметра РК увеличивается H_Z^∞ , имеется связь $H_Z^\infty = f(D)$ (при $\omega = \text{const}$ напор пропорционален D^2); с увеличением c_2 на выходе РК растет H_Z^∞ , имеется связь $H_Z^\infty = f(c_2)$; профилируя лопасть РК с углом $\alpha_1 = 90^\circ$ (безударный вход потока жидкости), можно добиться увеличения H_Z^∞ , имеется связь с конструктивными элементами РК.

В процессе эксплуатации ЦН важно знать зависимость между напором насоса и его подачей: $H_Z^\infty = f(G_Z)$. Их аналитическая зависимость может быть получена путем замены c_{2u} через c_{2r} и тангенс угла β_2 (см. рис. 7). С учетом этого и после несложных преобразований выражение (7) приводится к виду

$$H_Z^\infty = \frac{u_2^2}{g} + \frac{u_2 c_{2r}}{g \operatorname{tg} \beta_2}. \quad (8)$$

С использованием треугольников скоростей на входе и выходе РК и теоремы косинусов имеем:

$$H_Z^\infty = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}, \quad (9)$$

где $(c_2^2 - c_1^2) / 2g = H_{Z_{\text{дин}}}^\infty$ — прирост кинетической энергии жидкости при прохождении ее через проточную часть РК (динамический напор);

$(u_2^2 - u_1^2) / 2g$ — напор, обусловленный работой центробежной силы жидкости;

$(w_1^2 - w_2^2) / 2g$ — прирост напора насоса за счет преобразования кинетической энергии относительного движения.

Их сумма равна статическому напору $H_{Z_{\text{ст}}}^\infty$. Соотношения напоров: $H_{Z_{\text{ст}}}^\infty = (0,7 \div 0,8) H_Z^\infty$; $H_{Z_{\text{дин}}}^\infty = (0,2 \div 0,3) H_Z^\infty$; $H_{Z_{\text{ст}}}^\infty / H_{Z_{\text{дин}}}^\infty = 3,3 \div 3,4$. Уравнение в форме выражения (9) применимо ко всем лопастным машинам (насосам, вентиляторам, компрессорам и турбинам).

При изменении ω РК ЦН будут изменяться и скорости в его выходном сечении, т. е. каждому значению ω будет соответствовать свой треугольник скоростей. Причем они, при разных ω , будут подобны между собой. С учетом этого, используя уравнение

сплошности, одну из форм уравнения напора и формулу для определения теоретической мощности насоса N_Z^∞ можно получить зависимости G , H_Z^∞ и N_Z^∞ от n , т. е. $G=f_G(n)$; $H_Z^\infty=f_{H_Z^\infty}(n^2)$; $N_Z^\infty=f_{N_Z^\infty}(n^3)$. При $\omega=\text{const}$ насоса его подача и напор пропорциональны квадрату диаметра РК, а мощность — кубу диаметра РК.

Уравнение (6) получено в предположении: жидкость движется по закону, заданному лопастями РК; сохраняется равномерное

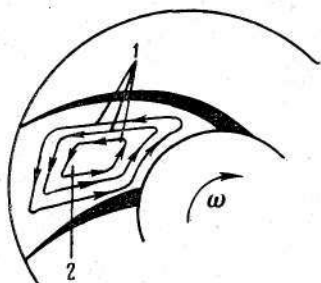


Рис. 5. Схема движения частиц в межлопастном канале при конечном числе лопастей:
1 — линии движения частиц жидкости; 2 — относительный вихрь

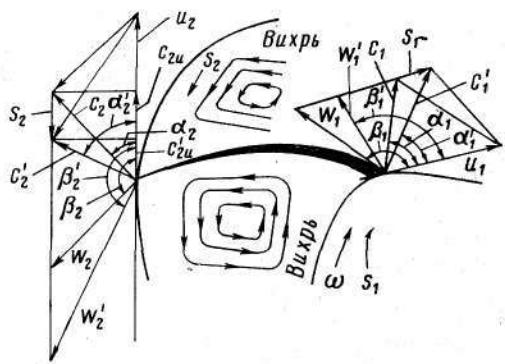


Рис. 6. К определению теоретического напора насоса при конечном числе лопастей

распределение скорости потока в любом месте сечения канала РК. Однако в реальных условиях (реальный насос) количество лопастей РК ограничено и имеет конечное число Z . Поэтому траектории частиц жидкости, находящихся в пространстве между лопастями, не совпадают с очертаниями лопасти и не подчиняются вышеуказанному закону.

Схема движения частиц жидкости в межлопастном канале РК насоса с Z лопастей приведена на рис. 5. В этом случае в межлопастном канале РК возможен: отрыв потока с тыльной стороны лопасти на ее поверхности, появление вихревых зон пониженного давления, возникновение относительного вихря. Наличие такого вихря приводит к искажению треугольников скоростей на входе в РК и выходе из него. В этих условиях частицы жидкости приобретают дополнительные скорости s_1 и s_2 (рис. 6). Причем характер действия их неодинаков: на входе s_1 совпадает с направлением вращения колеса, на выходе из РК s_2 направлена против его вращения. Их воздействие приводит к неравенствам: $c_1' > c_1$; $c_2' < c_2$. С учетом этого уравнение теоретического напора насоса (H_Z) при Z лопастей будет:

$$H_Z = \frac{u_2 c_2' \cos \alpha_2' - u_1 c_1' \cos \alpha_1'}{g} = \frac{u_2 c_{2u}' - u_1 c_{1u}'}{g} \approx \frac{u_2 c_{2u}'}{g}. \quad (10)$$

Из анализа формул (6) и (10) следует:

$$H_Z < H_Z^\infty; H_Z/H_Z^\infty = c_{2u}'/c_{2u} = K < 1.$$

Величина K изменяется в пределах 0,6—0,8 [4] и зависит от конструкции лопастей РК. Действительный напор насоса с учетом затрат на гидравлические потери в его проточной части будет:

$$H_g = H_Z \eta_r.$$

4. Влияние угла β_2 рабочих лопаток на напор

Угол β_2 — важный конструктивный параметр. С его помощью можно получить различные значения H_Z применительно к ЦМ (насос, вентилятор, компрессор).

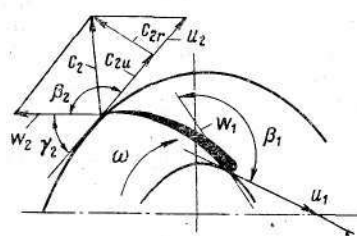


Рис. 7. К определению теоретического напора

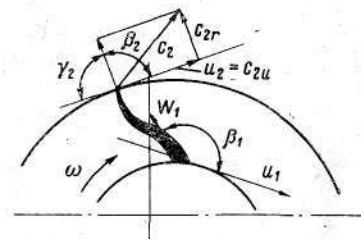


Рис. 8. К определению теоретического напора

Лопасты РК ЦМ разделяются по двум признакам: форме поверхности (цилиндрическая и двойкой кривизны) и величине β_2 (загнутые назад при $\beta_2 > 90^\circ$, с радиальным выходом при $\beta_2 = 90^\circ$ и загнутые вперед при $\beta_2 < 90^\circ$). Для выявления влияния β_2 на H_Z ЦМ и определения характера этого влияния рассмотрим три одинаковых по геометрическим размерам РК, имеющие равные G , ω и различающиеся конструктивным типом лопасти. При этом соблюдается условие $\alpha_1 = 90^\circ$, $c_{1u} = 0$ (условие максимально развиваемого напора).

В основу сравнения положим уравнение (8) (рис. 7).

1. Лопасть загнута назад ($\text{tg } \beta_2 < 0$). $H_Z^\infty < u_2^2/g$, так как из уравнения (8) $u_2 c_{2r} / \text{gtg } \beta_2 < 0$.

2. Лопасть направлена по радиусу (радиальная) (рис. 8) ($\text{tg } \beta_2 = \infty$). При этом $u_2 c_{2r} / (\text{gtg } \beta_2) \approx 0$, отсюда $H_Z^\infty = u_2^2/g$. РК с радиальными лопастями имеют равенство статического и динамического напоров, т. е. $H_{Z_{\text{ст}}}^\infty = 0,5u_2^2/g$ и $H_{Z_{\text{дин}}}^\infty = 0,5u_2^2/g$.

3. Лопасть загнута вперед (рис. 9) ($\text{tg } \beta_2 > 0$).

При этом $u_2 c_{2r} / \text{gtg } \beta_2 > 0$, отсюда $H_Z^\infty = u_2^2/g + \Delta H$; $H_Z^\infty > u_2^2/g$.

В судовом насосостроении наиболее распространены РК с $\beta_2 = 150 \div 165^\circ$. Лучшим конструктивным типом с точки зрения большего напора является лопасть, загнутая вперед. У такого РК рост напора происходит за счет увеличения абсолютной скорости на выходе c_2 , которую затем необходимо уменьшить до скорости, соответствующей скорости в нагнетательном трубопроводе. Этот процесс протекает с большими потерями энергии из-за возможного отрыва потока и появления вихревых течений. Такие РК широко используются в ЦВ.

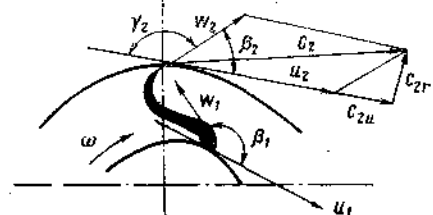


Рис. 9. К определению теоретического напора

Для лопастей РК, загнутых назад, характерны: плавное прохождение жидкости через РК, большее повышение давления в межлопастных каналах РК, меньшие вероятность отрыва потока и гидравлические потери, хорошая регулирование подачи, хорошая согласовка с работой быстроходных приводных двигателей. Такие РК нашли самое широкое применение у судовых насосов.

5. Коэффициент быстроходности. Форма рабочих колес

Коэффициент быстроходности n_s — безразмерный критерий механического подобия. Он образуется из параметров режима работы насоса (Q, H, ω). Уравнение для его определения выводится на основе теории размерности. Вывод имеется в работе [1]. В конечном виде формула n_s будет:

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (11)$$

где n — частота вращения РК насоса.

Колеса центробежных насосов			Колеса диагональных насосов	Колеса осевых насосов		
$n_s = 40 \div 80$	$n_s = 80 \div 150$	$n_s = 150 \div 300$	$n_s = 300 \div 500$	$n_s = 400 \div 600$	$n_s = 600 \div 1200$	$n_s = 1200 \div 2000$
$D_2/D_0 = 3 \div 2$	$D_2/D_0 = 2 \div 1,6$	$D_2/D_0 = 1,6 \div 1,4$	$D_2/D_0 = 1,2 \div 1,1$	$D_2/D_0 = 0,85 \div 0,7$	$D_2/D_0 = 0,75 \div 0,7$	$D_2/D_0 = 0,7 \div 0,6$
Лопастни цилиндрич.			Лопастни двоякой кривизны			

Рис. 10. Конструктивные типы рабочих колес лопастных насосов

Величина n_s определяется для режима работы насоса, имеющего η_{max} . При этом параметры Q и H являются характеристиками

ми элементарной ступени, а в случае многоступенчатого и многопоточного насосов они представляют собой напор только одной ступени и подачу только одного потока. Величина $n_s = const$ для целого ряда геометрически подобных насосов, работающих на подобных режимах. Исходя из этого, n_s можно использовать для выбора конструкции РК лопастных насосов. В зависимости от n_s их РК разделяются на 7 групп [1] (рис. 10). Из них выделяют: тихоходные ($n_s = 40 \div 80$), нормальные ($n_s = 80 \div 150$), быстроходные ($n_s = 150 \div 300$), диагональные ($n_s = 300 \div 600$), осевые или пропеллерные ($n_s = 600 \div 1200$).

Тихоходные насосы с $n_s < 50$ находят ограниченное применение из-за больших потерь энергии от трения. КПД их мал. Насосы с высокими значениями n_s более экономичны.

Для РК ЦН при $G = const$ и $H = const$, изготовленных с двусторонним подводом жидкости, подача регулируется в равном отношении между правой и левой его половинами. При этом n_s уменьшается в $\sqrt{2}$ раз и насос становится менее быстроходным. График зависимости предельного напора от n_s предложен И. И. Куколевским (рис. 11). Величина n_s оказывает существенное влияние на конструктивную форму РК насоса. Резко выраженными формами лопастей двойной кривизны обладают диагональные насосы.

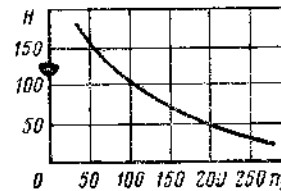


Рис. 11. Зависимость напора насоса от коэффициента быстроходности

При расчете формы РК насоса (ЦН или ОН) n_s дает возможность выбрать наиболее рациональные его размеры, которые при заданных значениях H, Q и ω обеспечивают η_{max} . Его величина была достигнута для насоса с $n_s = 140$ и составила $\sim 90\%$ [2].

6. Кавитация. Допустимая высота всасывания

Кавитация — это процесс нарушения сплошности текущей жидкости. Ее сущность состоит в образовании разрывов сплошности в тех зонах потока, в которых давление падает до величины, равной давлению насыщенного пара при данной температуре жидкости, т. е. условием начала возникновения кавитации является $p_{min} = p_{нас}$. Кавитация — сложное физическое явление. Начало ее процесса характеризуется появлением в потоке малых парогазовых пузырьков, которые из зоны образования уносятся в область повышенного давления и там разрушаются. По мере развития кавитации количество парогазовых пузырьков возрастает и образуются устойчивые парогазовые полости. Пузырьки, попав в область повышенного давления, конденсируются, и жидкость, окружающая их, устремляется с большой скоростью в пространство, которое ранее было занято паром. Процесс конденсации пара заканчивается гидравлическим ударом и сопровождается резким повышением местного давления. Сила гидрав-

лического удара может достигать порядка нескольких сотен атмосфер. Наряду с эрозией вследствие гидравлических ударов происходит также и коррозионное разрушение металла. Кавитация сопровождается термическими и электрохимическими явлениями. Она приводит к резкому снижению КПД насоса и его напора. Работа кавитирующего насоса сопровождается шумом, треском, ударами и повышенной вибрацией.

Кавитация может возникнуть во всасывающем, напорном трактах, в местах срыва потока с поверхностей лопастей и регулирующих органов (задвижек, заслонок), при протекании жидкости через уплотнительные зазоры, в зонах резкого поворота потока и т. д.

В ЦН кавитация проявляется чаще всего с вогнутой (тыльной) стороны входных кромок лопастей (рис. 12, точка В), в зоне, наиболее удаленной от оси вращения РК.

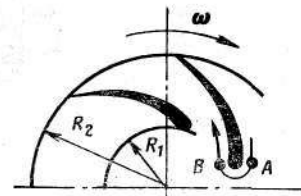


Рис. 12. К определению зоны начала кавитации в ЦН

Процесс развития кавитации в насосе разбивается на 4 периода: возникновение, начало (неустановившаяся стадия), частично развившаяся (установившаяся) стадия и полностью развившаяся (срывная) стадия. Степень развития кавитации определяется этими периодами времени. Для предупреждения кавитации в насосе могут

быть применены различные способы (рациональное профилирование формы проточной части, ограничение скорости движения жидкости в сечениях канала и др.).

Предкавитационное состояние насоса определяется величиной кавитационного запаса энергии Δh , представляющей собой превышение энергии жидкости при входе в насос над удельной энергией, соответствующей давлению ее насыщенных паров $p_{нас}$:

$$1 \quad \Delta h = \frac{p_{вх}}{\rho} + \frac{c_{вх}^2}{2} - \frac{p_{нас}}{\rho}. \quad (12)$$

Начальная стадия кавитации определяется по критическому кавитационному запасу $\Delta h_{кр}$. Обеспечение нормальной работы насоса (без изменения его энергетических и виброакустических параметров) определяется допустимым кавитационным запасом энергии $\Delta h_{доп}$. Он определяется по формуле

$$2 \quad \Delta h_{доп} = K \Delta h_{кр}, \quad (13)$$

где K — коэффициент запаса, принимаемый в пределах 1,15—1,30. Величина $\Delta h_{кр}$ находится по формуле

$$3 \quad \Delta h_{кр} = \lambda_1 + \frac{c_1^2}{2} + \lambda_{кр} \frac{w_1^2}{2}, \quad (14)$$

где λ_1 ; $\lambda_{кр}$ — коэффициенты, принимаемые для условий, близких к безударному входу потока на лопасти, согласно работе [5]:

$\lambda_1 = 1,0 \div 1,2$; $\lambda_{кр} = 0,3 \div 0,4$ и [6] $\lambda_{кр} = 0,1 \div 0,3$ в зависимости от кавитационных качеств насоса.

Геометрическая высота всасывания $h_{вс}$ используется для установления режима работы насоса. Нормальная работа насоса может быть обеспечена только при допустимом значении $h_{вс}$, которая существенно зависит от температуры перекачиваемой жидкости. Ее повышение уменьшает величину $h_{вс}$ (рис. 13). Величина $h_{вс}$ может быть положительной и отрицательной. Отрицательная иначе называется подпором насоса. В этом случае насос должен находиться ниже уровня жидкости в приемной емкости.

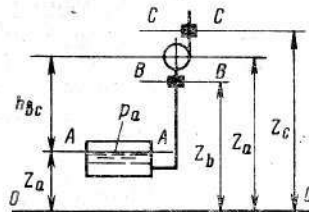


Рис. 13. К определению высоты всасывания насоса

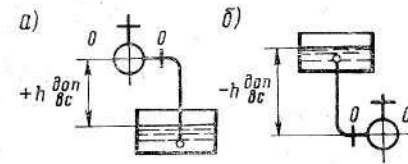


Рис. 14. К определению допустимой высоты всасывания

В случае, когда жидкость перекачивается из закрытой емкости, давление в которой равно $p_{нас}$, величина $h_{вс}^{доп}$ становится отрицательной:

$$4 \quad h_{вс}^{доп} = \left(\frac{p_a - p_{нас}}{\rho} - \Delta h_{доп} - h_{п.т} \right) \frac{1}{g}.$$

В судовой практике в таких условиях работают конденсатные, бустерные, а в некоторых случаях и питательные насосы. Кроме того, $h_{вс}^{доп}$ может быть отрицательной при высоких температурах перекачиваемой жидкости, что указывает на необходимость расположения уровня всасываемой жидкости выше оси насоса. Исходя из этого, возможны два различных случая установки насосов: при перекачивании жидкости с низкой температурой (рис. 14, а) и с высокой (рис. 14, б). Схема рис. 14, б преимущественно используется в системах регенерации ПТУ и питания парогенераторов. Вакуумметрическая высота всасывания $h_{вак}$ — это величина вакуума у входного патрубка насоса. Она связана с Δh уравнением

$$5 \quad h_{вак} = \left(\frac{p_a - p_{нас}}{\rho} - \Delta h \right) \frac{1}{g}. \quad (15)$$

При $\Delta h = \Delta h_{кр}$ имеем срывную вакуумметрическую высоту всасывания:

$$6 \quad h_{кр}^{вак} = \left(\frac{p_a - p_{нас}}{\rho} - \Delta h_{кр} \right) \frac{1}{g};$$

при $\Delta h = \Delta h_{\text{доп}}$ — допустимую вакуумметрическую высоту всасывания:

$$\eta_{\text{доп}}^{\text{вак}} = \left(\frac{p_a - p_{\text{нас}}}{\rho} - \Delta h_{\text{доп}} \right) \frac{1}{g}$$

7. Характеристики ЦН

Рациональная эксплуатация ЦН будет на расчетном режиме. Это режим, при котором имеет место оптимальное (наивыгоднейшее) сочетание параметров H , Q и ω . При этом будут иметь место наименьшие гидравлические потери и наибольшее значение КПД.

Взаимосвязь между H , Q , ω и $\eta_{\text{пол}}$ и потерями энергии выражается графически в виде кривых, которые называются характеристиками. Характеристика насоса — это функциональная зависимость между двумя параметрами насоса при постоянном третьем, определяющем его работу. Например: $H = f(Q)$ при $\omega = \text{const}$. Характеристики насосов вообще и ЦН в частности делятся на теоретические (ТХ) и действительные (ДХ). Первые строятся на основе теоретических расчетов, в основу вторых

положены опытные данные. Существуют универсальные характеристики (УХ) — это зависимости H , N , η от Q при $\omega = \text{varia}$. ТХ и ДХ называются напорными (НХ).

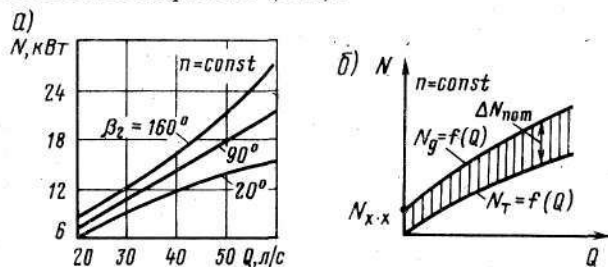


Рис. 16. Характеристика теоретической и действительной мощности ЦН

Физическая сущность НХ видна из рассмотрения режима работы ГС. Ее режим работы устанавливается в соответствии с условиями материального $G = G_c$ и энергетического балансов $GH = G_c H_c$.

Зависимость $H = f(Q)$ при $\omega = \text{const}$ РК изображается в виде параболы, которая и называется НХ насоса. Значит, при $\omega = \text{varia}$ будем иметь серию парабол (НХ), каждая из которых будет соответствовать своей, вполне определенной величине ω . Совокупность НХ насоса при $\omega = \text{varia}$ представляет собой напорную характеристическую поверхность (рис. 15).

Зависимость теоретической мощности насоса от подачи показана на рис. 16, б, при $\beta_2 = \text{varia}$ — на рис. 16, а.

ДХ (реальная) отличается от ТХ. Разница состоит в учете конечного числа лопастей для действительных H и Q насоса, связанных с потерями энергии. В связи с этим различают 5 наименований ДХ насоса: $H_z^\infty = f(G_z)$; $H_z = f(G_z)z = \text{число}$; $H_z = f(G_z)z = \text{число}$ с учетом гидравлических потерь в проточной части колеса; $H_z = f(G_z)z = \text{число}$ с учетом потерь энергии на удары; $H_z = f(G_z)z = \text{число}$ с учетом утечек жидкости. Последняя $H = f(G_z)z = \text{число}$ — первое приближение к реальной. Она иллюстрирует только качественную сторону отличия действительного процесса от теоретического, так как не удастся точно учесть влияние относительного вихря в межлопастном канале РК при переходе от $Z = \infty$ к $Z = \text{число}$, т. е. назначить поправочный коэффициент $K = c_{2u} / c_{2u}$. Характеристика, полученная на основе стендовых испытаний насоса, более достоверна. Она включается в его технический паспорт.

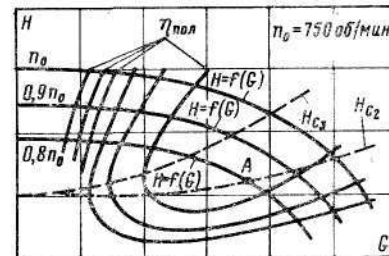


Рис. 17. Универсальная характеристика насоса

УХ представляет собой семейство характеристик $H = f(Q)$ в системе координат H и Q (рис. 17). Каждая из них строится для своей ω . Обычно интервал по оборотам составляет $\sim 10-12\%$ в сторону снижения от нормальной величины. УХ используется для определения ω и η насоса при различных сочетаниях H и Q . Она дает возможность полностью оценить эксплуатационные качества насоса и определить область целесообразного его применения. Заводы-изготовители прилагают к нему именно УХ. Эта характеристика является основой для построения регулировочных кривых систем насос—сеть (трубопровод). С помощью УХ можно определить режим работы, который при данном трубопроводе будет соответствовать $\eta_{\text{пол}}^{\text{max}}$ насоса.

В судовой практике возможны случаи совместной работы двух и более ЦН с одинаковыми и разными H , соединенных последовательно и параллельно, а также совместной работы двух различных по конструкции насосов (ЦН и ПН, например). НХ для таких случаев приведены на рис. 18, а, б, в. Общая подача жидкости в сеть (трубопровод) при работе насосов, соединенных параллельно, равна сумме подач этих насосов при равных напорах (кривая А), т. е. $G_{\text{общ}} = G_1 + G_2$; $H_1 = H_2$; $N_1 = N_2$. В случае n числа насосов будем иметь $G_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n G_i = G_1 + G_2 + \dots + G_n$ при $H_1 = H_2 = \dots = H_n$; $N_1 = N_2 = \dots = N_n$. При работе двух насосов, соединенных последовательно, суммируются напоры при равных

расходах (кривая 3), т. е. $H_{общ} = H_1 + H_2$; $G_1 = G_2$. Аналогично в случае n числа насосов имеем:

$$H_{общ} = \sum_{i=1}^n H_i = H_1 + H_2 + \dots + H_n; \quad G_1 = G_2 = \dots = G_n.$$

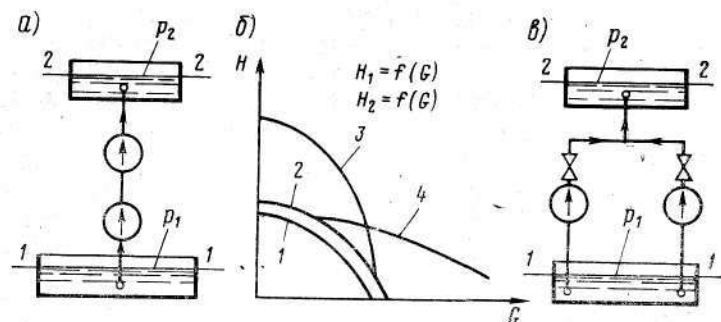


Рис. 18. Напорные характеристики и схемы включения двух насосов, соединенных параллельно и последовательно

При работе ЦН и ПН на один трубопровод происходит суммирование их подач при одинаковых напорах, т. е.

$$G_{общ} = G_{ЦН} + G_{ПН}; \quad H_{ЦН} = H_{ПН}.$$

8. Характеристика сети и рабочий режим системы. Устойчивость работы ЦН в системе

Согласно уравнению Бернулли для реальной жидкости, движущейся по ГС, ее напор определяется по формуле

$$H_c = gH_r + \frac{p_k - p_a}{\rho} + \frac{c_k^2 - c_a^2}{2} + \sum_{i=1}^n h_{c_i}, \quad (16)$$

где H_r — геометрическая высота подъема жидкости в ГС; p_a и c_a — давление и скорость в приемной емкости;

$\sum_{i=1}^n h_{c_i}$ — сумма потерь энергии на всех участках ГС;

p_k и c_k — давление и скорость в напорной емкости.

Первые два слагаемых формулы (16) представляют собой статический напор ГС, два других — динамический. Не зависящими от расхода в ГС являются H_r и $(p_k - p_a)/\rho$, поэтому они выражаются прямыми 1 и 2 (рис. 19, а). Общая ХС будет сумма ординат (прямая 3 на рис. 19, а). Зависящие от расхода ГС: $\sum_{i=1}^n h_{c_i}$; $(c_k^2 - c_a^2)/2$. Они представляются параболоми второй степени (кривые 4, 5 на рис. 19, а). Их суммирование выражается кривой 6 на рис. 19, а. Полная ХС получается путем суммирования

ординат линий 3 и 6 (кривая 7). Точка пересечения ХС и НХ насоса (точка А) определяет рабочий режим ГС.

При работе одного насоса на несколько параллельных ветвей принцип нахождения рабочей точки остается тем же, но с некоторым усложнением. Например, работа пожарного насоса (рис. 19, б).

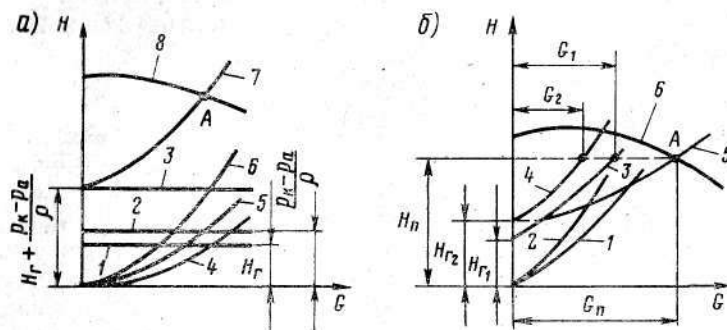


Рис. 19. К построению характеристик гидравлической сети и определению рабочего режима системы

Физическая сущность устойчивости работы насоса в составе ГС видна из рассмотрения их совместных характеристик 1 и 2 (рис. 20). Условием материального и энергетического балансов ГС будут точки А и q.

Допустим, что вследствие кратковременного падения давления в напорной емкости расход жидкости возрос, точка А переместилась вверх по линии 2 и заняла положение точки D. Произойти приращение расхода жидкости в системе ΔG , снижение статического напора сети до величины $H_{ст.с}$ и перемещение ХС вниз параллельно исходной. При этом рабочей точкой системы стала точка В. После устранения источника возмущения ХС переносится вверх на прежнее место, расход жидкости в сети будет $G_A + \Delta G$, а напор — H_D . При таком расходе насос может развить напор, только соответствующий точке В (кривая 1). Значит, появится несоответствие напоров сети и насоса, т. е. $\Delta H = H_c - H > 0$. Будет иметь место недостаток энергии в системе, который приведет к снижению скорости потока и соответственно расхода до G_A . Таким образом, равновесие системы восстановится в исходной точке А. В случае временного повышения давления в напорной емкости ΔG будет иметь отрицательное значение, появится избыток энергии в системе $\Delta H = H_c - H < 0$, увеличатся скорость потока и расход в сети. Произойдет восстановление рав-

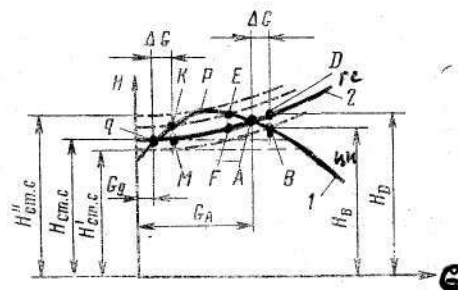


Рис. 20. К определению устойчивости работы насоса в составе ГС

новесия системы. Иная картина получается на другой ветви характеристик насоса и сети (точка q). При временном возрастании статического напора имеем:

$$\Delta H = H_c - H < 0.$$

Анализ случаев $(+\Delta G, -\Delta G)$ показывает, что равновесие системы насос—сеть будет устойчивым, когда ΔG и ΔH имеют один знак, т. е.

$$\frac{d(\Delta H)}{dG} > 0 \text{ или } \frac{dH_c}{dG} > \frac{dH}{dG}. \quad (17)$$

Неравенства (17) выполнимы при работе насоса на нисходящей и восходящей ветвях характеристики.

Таким образом, создается впечатление, что для обеспечения устойчивой работы системы насос—сеть необходимыми условиями являются: $G_n = G_c$ и $H_n = H_c$ и неравенства (17). В некоторых случаях эти условия необходимы, но не всегда достаточны.

9. Регулирование подачи ЦН. Способы регулирования

В процессе эксплуатации СЭУ ее режим работы может изменяться в необходимом мощностном интервале. А это требует изменения и подачи насоса (рабочего режима системы). В качестве примера можно привести ПТУ. В ее состав входит ГС (конденсатно-питательная). Составной частью этой системы является насос (питательный, конденсатный и др). При изменении режима работы системы насос—сеть происходит нарушение материального и энергетического балансов. Для их восстановления требуется изменение ХН или ХС, а может быть, и той, и другой одновременно.

Процесс изменения НХ сети и насоса с целью обеспечения необходимой подачи принято называть регулированием насоса. Существуют различные способы регулирования. Они применяются в зависимости от их конструктивного выполнения и возможности изменения числа оборотов приводного двигателя. По принципу действия различаются количественные и качественные способы регулирования. Первые применяются для насосов, имеющих приводной двигатель, работающий с $\omega = \text{const}$. Такое регулирование производится изменением ХС и может быть осуществлено: дросселированием задвижкой, установленной на нагнетательном трубопроводе (наиболее распространенный способ); перепуском жидкости из нагнетательного трубопровода во всасывающий; дросселированием задвижкой, установленной на всасывающем трубопроводе.

При качественном регулировании $\omega = \text{varia}$. Такой способ более экономичен (отсутствует дополнительное гидравлическое сопротивление). В то же время для его осуществления необходим приводной двигатель с регулируемым числом оборотов (например, паровая турбина, шунтовый электродвигатель). Его целесообразно использовать при работе насоса на преодоление гидравлических сопротивлений ($H_r \approx 0$). В противном случае ($H_r \neq 0$) целе-

сообразно применять один из способов количественного регулирования. В судовых условиях регулирование дросселированием на нагнетательном трубопроводе осуществляется наиболее просто и позволяет применять двигатели с нерегулируемым числом оборотов.

Рассмотрим сущность некоторых способов регулирования. Дросселирование потока жидкости лучше производить в напорном трубопроводе, так как такой процесс в приемном трубопроводе связан с опасностью возникновения кавитации. Он осуществляется дроссельным клапаном. Каждому положению клапана соответствует определенная ХС и соответственно своя точка пересечения

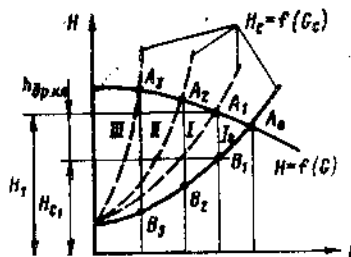


Рис. 21. К регулированию подачи путем изменения характеристик сети с помощью дроссельного клапана

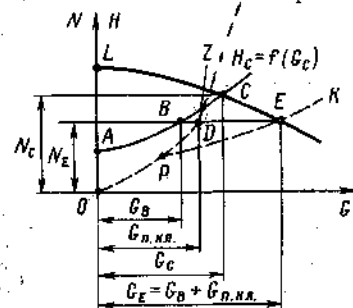


Рис. 22. К регулированию подачи частичным перепуском жидкости

с НХ насоса. В этом случае энергетический баланс ГС выразится уравнением

$$H = H_c + h_{др.кл.}, \quad (18)$$

где $h_{др.кл.}$ — сопротивление дроссельного клапана, соответствующее данной подаче насоса. При таком способе преодолевается сопротивление не только сети, но и дроссельного клапана (рис. 21). При этом более целесообразно применять тихоходные насосы ($n_s < 80$). При работе нескольких насосов на один трубопровод процесс регулирования каждого из них рациональнее производить последовательно, т. е. вначале дросселировать поток на выходе одного из насосов до полного закрытия дросселя с последующим отключением его, а затем — на выходе из второго и т. д.

Регулирование с помощью перепуска жидкости (частичного сброса подачи) применяют в двух случаях: если существует опасность неустойчивой работы насоса при уменьшении подачи и при необходимости регулирования работы насоса с падающей кривой. Такой способ регулирования подачи приведен на рис. 22. Здесь кривая LCE — НХ насоса, парабола ABC — ХС, парабола OPDZ — характеристика перепускного клапана, OPEK — суммарная характеристика сети и открытого перепускного клапана. При закрытом перепускном клапане рабочей точкой системы будет

точка *C*. При открытии перепускного клапана она перемещается по *HX* вниз и занимает положение точки *E*. Сущность такого регулирования подачи при $\omega = \text{var}$ видна из рис. 23.

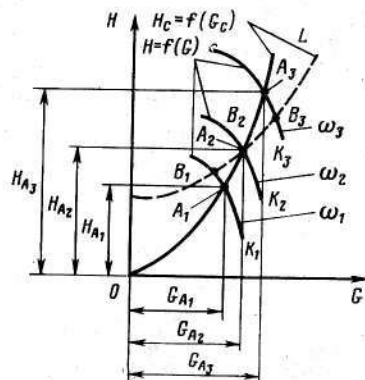


Рис. 23. К регулированию подачи путем изменения скорости вращения приводного двигателя насоса

В судовой практике возможны и другие способы регулирования подачи насоса, например путем изменения подпора. Он находит применение в конденсационных установках. Изменение подпора насоса влияет на срывную часть *HX*, и, таким образом, рабочий режим насоса из опасной зоны переходит в более безопасную. В кавитационном режиме могут работать конденсатные насосы, насосы водоопреснительных и холодильных установок [8].

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

1. Конструкция, принцип действия и классификация ЦВ

Вентилятор представляет собой машину, служащую для сообщения газу энергии. Она может быть использована в различных целях (создание воздушной подушки судов, избыточного давления в котельном отделении, подача воздуха в топочные камеры парогенераторов, отсос отработавших газов из парогенератора и т. д.).

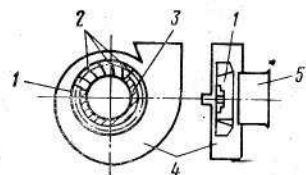


Рис. 24. Аэродинамическая схема ЦВ

Энергию, сообщаемую 1 кг массы газа, проходящего через проточную часть вентилятора, называют полным напором $H_{\text{пол}}$ вентилятора, а энергию, сообщаемую 1 м³ газа, — полным давлением $p_{\text{пол}}$.

Конструкция ЦВ приведена на рис. 24. Основные элементы ЦВ: рабочее колесо 1 с лопастями 2, прикрепленными к диску 3, корпус 4 и входное устройство 5.

Характерный признак ЦВ — повышение давления за счет работы центробежной силы газа, движущегося в РК от центра к периферии. Параметры: отношение диаметров выходного и входного кромок рабочих лопастей $m = D_2/D_1$, относительная высота рабочих лопастей на входе $\bar{l}_1 = l_1/D_1$, отношение высоты лопасти на выходе из РК к ее высоте на входе l_2/l_1 . Хотя в практике чаще всего используют другой параметр: $\bar{l}_2 = l_2/D_2$. Количественное значение этих параметров приведено в таблице [7].

Численные значения наиболее важных параметров ЦВ

Параметр	Численная величина	Примечание
$m = D_2/D_1$	1,25—1,4	Для ЦН 1,3—1,25
$\bar{l}_1 = l_1/D_1$	0,25—0,4	—
$\bar{l}_2 = l_2/D_2$	0,24	При $m = 1,3$ и $\bar{l}_1 = 0,4$

Конструктивная форма и размеры вентилятора определяются его подачей, давлением и частотой вращения. Для аэродинамически совершенных вентиляторов с $\eta \approx 98\%$ значение $\bar{l}_1 \approx 0,33$. Переход к $l_2 = l_1$ при $m = 1,4$ приводит к снижению $\eta \sim$ на (2—3%). Отношение $l_2/l_1 = 1$ целесообразно принимать в очень узких РК с целью увеличения высоты лопастей.

На эффективность работы ЦВ существенное влияние оказывает форма рабочих лопастей, которая характеризуется величиной входного β_{1p} и выходного β_{2p} углов лопастей. Их разность называют углом атаки i . Его величина зависит от режима работы вентилятора (насоса). Для расчетного режима (η_{max}) $i \approx (2^\circ \div 5^\circ)$ при $\beta_{1p} \leq 40^\circ - 50^\circ$ и $i \approx (30^\circ - 40^\circ)$ при $\beta_{1p} = (150^\circ \div 160^\circ)$. Угол между направлениями ω_2 и касательной к средней линии лопастей в выходной кромке называют углом отставания σ , т. е. $\sigma = \beta_{2p} - \beta_2$. Определение этого угла — одна из важнейших задач теории и практики. Для расчетного режима $\sigma = (5^\circ \div 10^\circ)$.

Вентиляторы разделяются на: центробежные, диагональные, осевые. В судовой практике в основном используют ЦВ и ОВ. Но наиболее распространены ЦВ. Применение ОВ целесообразно для парогенераторов большой производительности (более 50 кг/с). По назначению разделяются: на котельные, вентиляторы машинных отделений, систем кондиционирования воздуха, систем обще-судовой вентиляции и вентиляторы для судов на воздушной подушке.

Коэффициент быстроходности вентилятора определяется по формуле [1]

$$n_s = 221 \frac{Q^{1/2}}{p_{\text{пол}}^{3/4}} \quad (19)$$

Величина n_s характеризует конструктивный тип вентилятора. Например, n_s для ЦВ равно (50 ÷ 350), ДВ — (300 ÷ 550), ОВ — (500 ÷ 1200).

2. Энергия, сообщаемая газу ЦВ. Давление ЦВ

Рассмотрим работу системы вентилятор—сеть (вытяжная труба) при отсосе отработавших газов из парогенератора (рис. 25). Для этого случая энергия, сообщаемая газу вентилятором, определяется:

$$H = \frac{p_{2ст} - p_{1ст}}{g\rho_r} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \sum_{i=1}^n h_i - Hg(\rho_b/\rho_r - 1). \quad (20)$$

В формуле (20) член $Hg(\rho_b/\rho_r - 1)$ называют самотягой (естественной тягой) системы вентилятор—сеть. В зависимости от значений плотности газа ρ_r и воздуха ρ_b и их соотношения величина самотяги может быть положительной и отрицательной, т. е. $Hg(\rho_b/\rho_r - 1) \leq 0$. При этом возможны случаи: $\rho_b > \rho_r$, $Hg > 0$ — самотяга положительна, напор вентилятора уменьшается (для отсоса газов требуется меньше энергии); $\rho_b < \rho_r$, $Hg < 0$ — самотяга отрицательна, напор вентилятора возрастает (возрастает требуемая для перемещения газа энергия); $\rho_b = \rho_r$, $Hg = 0$ — самотяга отсутствует (вентилятор работает на преодоление разности статических давлений в сечениях II—II и I—I, кинетических энергий в этих сечениях и газового сопротивления на участке между сечениями I—I, II—II (см. рис. 25)).

Рис. 25. К определению энергии, сообщаемой газу вентилятором

Полное давление, развиваемое вентилятором, будет:

$$p_{пол} = p_{2ст} - p_{1ст} + \rho \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (21)$$

Иногда используется вместо $p_{пол}$ коэффициент полного давления:

$$\bar{p} = p_{пол} / (\rho u_2^2).$$

Расчет $p_{пол}$ РК имеется в работе [3].

3. Режимные характеристики, регулирование ЦВ

Под характеристикой ЦВ понимаются зависимости напора (давления), мощности и КПД от объемной подачи. Существуют 2 вида ХВ: размерные и безразмерные. Последние широко применяются в вентиляторостроении из-за общности для серии геометрически подобных вентиляторов. Они более удобны для расчета рабочих параметров. Формы ХВ определяются аэродинамикой проточных частей ЦВ и величинами D_2/D_1 , $\beta_{2р}$, а также формой профиля. Обычно вместе с ХВ показывают и ХС (газовоздушного тракта). Под ХВ можно понимать и зависимость аэродинамического сопротивления газовоздушного тракта от его подачи. Ра-

бочей точкой системы вентилятор—сеть по аналогии с системой насос—сеть является пересечение ХВ с ХС (рис. 26). В данном случае это будет точка I.

Рабочая точка системы вентилятор—сеть при $\omega = \text{const}$ может занимать различные положения. Например, изменилась ХС (переместилась влево) — и рабочая точка заняла положение I'. При этом несколько возрос H , уменьшилось Q и изменился η (он стал меньше максимального). Аналогичное перемещение может быть и вправо по ХВ при $\omega = \text{const}$. При выборе вентилятора, исходя из беспомпажной работы, необходимо учитывать эти обстоятельства и стремиться к тому, чтобы рабочая точка находилась на нисходящей ветви кривой $\omega = \text{const}$. Рекомендуется, чтобы она лежала на линии η_{max} или хотя бы находилась вблизи этой линии.

Различные режимы работы вентилятор—сеть достигаются путем регулирования его подачи, которое можно произвести: изменением частоты вращения; дросселированием на входе и выходе; направляющим аппаратом на входе в вентилятор. Наиболее простой способ — дроссельное регулирование с помощью запорного органа (дроссельной заслонки). В этом случае подача вентилятора изменяется закрытием или открытием заслонки, задвижки или шиберы, устанавливаемых в воздушном тракте. В процессе их открытия или закрытия изменяются сопротивления газовоздушного тракта и положение ХС. Например, для уменьшения подачи вентилятора от Q_1 до Q_6 прикрывают заслонку и ХС становится более крутой, при этом рабочая точка системы вентилятор—сеть перемещается из положения I в положение I'. Регулирование подачи вентилятора путем изменения ω при неизменной ХС по сравнению с дроссельным является более экономичным.

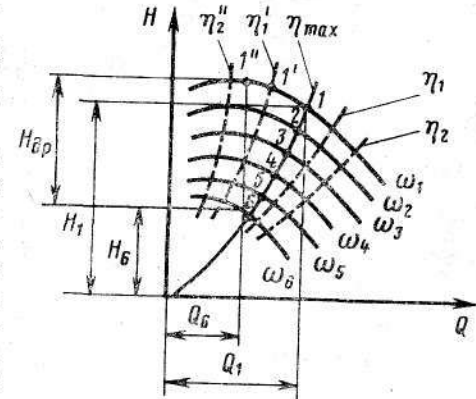


Рис. 26. Характеристики ЦВ и сети

ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

1. Конструкция и принцип действия ОН

ОН, так же как и ЦН, относятся к группе лопастных. Объединение их в одну группу обусловлено тем, что их можно рассматривать как предельные случаи ДН. ОН называются также пропеллерными или аксиальными. Например, ЦН — это по сути дела ДН, у которого угол выхода потока жидкости равен 90° (радиальное направление). Для ОН величина этого угла (осе-

вое направление) равна нулю. Несмотря на такое родство, для ЦН и ОН характерно и существенное конструктивное различие. Кроме того, течение жидкости в их межлопастных каналах настолько значительно, что до сих пор отсутствует единая теория этих машин [2]. В ОН в отличие от ЦН совершенно отсутствуют радиальные перемещения потока жидкости, а поэтому полностью исключается радиальное (центробежное) ускорение.

Приращение давления в ОН происходит за счет преобразования кинетической энергии потока в потенциальную с помощью диффузорного эффекта. Но диффузорные потоки жидкости будут

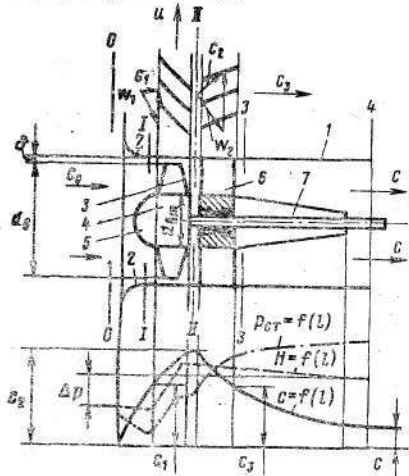


Рис. 27. Схема осевого насоса, распределение скоростей и давлений по его оси

устойчивы только при соблюдении закона изменения величины его поперечного сечения по длине межлопастного канала (df/dl). При нарушении этого условия произойдет отрыв пограничного слоя от поверхностей межлопастных каналов как результат перестройки потока (изменится его структура).

Одна из особенностей ОН — обеспечение больших подач жидкости при сравнительно малых напорах (порядка 30—120 Дж/кг) на одну ступень. ОН в судовой практике используются в качестве циркуляционных насосов главных конденсаторов ПТУ, а также водоотливных. Они могут быть применены в качестве водометных движителей.

Принципиальная схема современного одноступенчатого ОН, распределение скоростей и давлений по его оси представлены на рис. 27. Основные элементы ОН: рабочие лопасти 3, закрепленные совместно с обтекателем 4 на втулке 5; корпус 1 с входящим коллектором 2; спрямляющий аппарат 6, лопасти которого прикреплены к корпусу и цилиндрической обечайке 7. Жидкость плавно и равномерно входит через коллектор на рабочие лопасти насоса. Последние, так же как и в ЦН, сообщают жидкости кинетическую и потенциальную энергию. При этом скорость за рабочим колесом c_2 (сечение II—II) больше скорости c_1 перед ним (сечение I—I). Далее жидкость проходит через спрямляющий аппарат, назначение которого аналогично лопастным и каналным диффузорам состоит в преобразовании кинетической энергии в потенциальную. Кроме того, спрямляющий аппарат 6 почти полностью устраняет вращение потока, закрученного РК, поэтому скорость за ним c_3 имеет осевое направление.

2. Определение основных размеров и оценка кавитационных качеств рабочего колеса ОН

В основу расчета РК ОН, как и вентилятора, положены 2 уравнения: Эйлера и неразрывности потока. При этом принимаются во внимание особенность работы ступеней насоса и конструктивные соотношения, нашедшие применение в судовой практике. При расчете ОН должны быть заданы: H , Q , $h_{вс}$, гидравлическое сопротивление приемного трубопровода $h_{п.т.}$, физические константы перекачиваемой среды.

Частота вращения ОМ (насосов, вентиляторов) по сравнению с ЦМ (насосами, вентиляторами) при одинаковых параметрах работы больше в 1,5—2 раза. В связи с этим они более быстроходны и при прочих равных условиях имеют меньшие габариты, но и большие окружные скорости (до 60 м/с у насосов и до 100 м/с у вентиляторов). Ограничение скорости связано с появлением кавитации и сильного шума.

Цель расчета РК ОН — определение входных и выходных углов потока, геометрических параметров (внутреннего и наружного диаметров, высоты лопасти, хорды и шага профиля) и построение профиля лопасти.

Порядок приближенного расчета РК ОН.

1. Определение наружного диаметра:

$$D_H = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_{a,ср} (1 - \bar{d}^2)}}$$

где \bar{d} — относительный диаметр втулки, выбираемый в зависимости от n_s ;

$c_{a,ср}$ — средняя осевая скорость.

2. Нахождение диаметра втулки РК: $D_{вт} = \bar{d} D_H$.

3. Определение высоты лопасти: $l_1 = D_H/2 - D_{вт}/2$.

4. Вычисление углов входа и выхода потока:

$$\beta_1 = \arctg c_a / u_{ср};$$

$$\beta_2 = \arctg c_a / (u_{ср} - c_{0,л.})$$

5. Вычисление угла поворота потока: $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$.

6. Нахождение относительного шага втулочной решетки по известным β_1 и β_2 [1]: $T_0 = f(\Delta\beta, \beta_2)$.

7. Определение шага решетки: $t = \pi d / Z$, где $Z = 3 \div 7$ — число лопастей РК, принимаемое в зависимости от n_s .

8. Нахождение длины хорды профиля втулочной решетки по известным значениям T_0 и t : $b_{вт} = t / T_0$.

9. Нахождение хорды профиля периферийной решетки (на наружном диаметре колеса): $b_H = b_{вт} / (1 \div 1,5)$.

10. Построение средней линии профиля по известным значениям β_1 , β_2 и b .

Критический кавитационный запас энергии определяется по принятой величине высоты всасывания:

$$\Delta h_{кр} = \frac{1}{A} \left(\frac{p_a - p_{нас}}{\rho} - gh_{вс} - h_{п.т} \right), \quad (22)$$

где A — коэффициент запаса ($A \geq 1,15$);
 p_a — давление в приемной емкости (например, за бортом судна);
 $h_{п.т}$ — гидравлическое сопротивление приемного трубопровода.

ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

1. Конструкция и принцип действия ОВ

ОВ относятся к классу ОМ, в который, кроме них, входят компрессоры и насосы. Принцип действия этих машин одинаков. Они имеют много общего и в конструктивном отношении. Поэтому для ОМ используются единые теория и методы расчета.

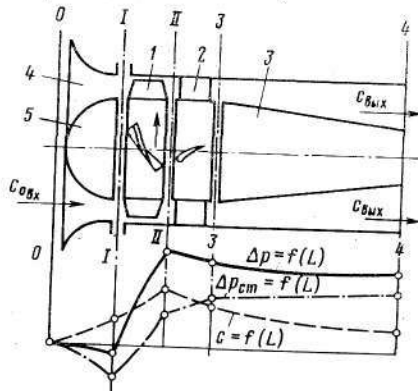


Рис. 28. Принципиальная схема одноступенчатого ОВ, распределение скоростей и давлений по длине

В судовой практике ОВ используются в машинных и котельных отделениях, а также в системах кондиционирования воздуха. Они находят применение на судах со специальными режимами плавания, например на воздушной подушке.

Полное давление, создаваемое ОВ, определяется по формуле

$$\Delta p = \left(p_{вых} + g\rho Z_{вых} + \rho \frac{c_{вых}^2}{2} \right) - \left(p_{вх} + g\rho Z_{вх} + \rho \frac{c_{вх}^2}{2} \right), \quad (23)$$

где $p_{вх}$; $Z_{вх}$; $c_{вх}$ — параметры на входе в ОВ;
 $p_{вых}$; $Z_{вых}$; $c_{вых}$ — параметры на выходе ОВ (за диффузором).
 Принципиальная схема одноступенчатого ОВ со спрямляющим аппаратом и диффузором представлена на рис. 28. Воздух, заса-

сываемый из атмосферы, входит через канал, образованный коллектором 4 и обтекателем 5, на РК 1, проходит межлопастные каналы РК, где происходит преобразование энергии приводного двигателя в энергию потока и увеличение его скорости. При этом поток становится закрученным в окружном направлении. Для придания ему осевого направления служит спрямляющий аппарат 2. Затем поток воздуха направляется в диффузор 3, где происходит преобразование части его кинетической энергии в потенциальную.

2. Основы моделирования ОВ

При проектировании ОВ на новые параметры используют метод пересчета по подобию уже эксплуатирующихся машин. Этот процесс осуществляется при условии равенства n_s модели и натуре на их оптимальных режимах работы. В этом случае, приведя параметры проектируемого и модельного вентиляторов к одинаковым условиям, например нормальным ($T=293^\circ\text{C}$ и влажность $f=50\%$), можно записать [1]:

$$n_s^H = n_s^M = 221 \omega_H \frac{Q_H^{1/2}}{\Delta p_H^{3/4}} = 221 \omega_M \frac{Q_M^{1/2}}{\Delta p_M^{3/4}}. \quad (24)$$

Используя выражение (24), можно найти ω_H проектируемого вентилятора. Из уравнения подобия следует $Q_H/Q_M = K_l^3 \omega_H/\omega_M$, где K_l — масштабный множитель, определяемый из условия геометрического подобия $H_H/H_M = K_l^2 \omega_H^2/\omega_M^2$, откуда $\omega_H/\omega_M = \frac{1}{K_l} \sqrt{H_H/H_M}$.

Подставив ω_H/ω_M в выражение отношения подачи, получим:

$$Q_H/Q_M = K_l \sqrt{H_H/H_M}.$$

Таким образом, масштабный множитель будет определяться по уравнению

$$K_l = \sqrt{Q_H/Q_M} \sqrt{H_M/H_H}.$$

Диаметр рабочих колес проектируемого вентилятора $D_H = K_l D_M$ или

$$D_H = D_M \sqrt{Q_H/Q_M} \sqrt{H_M/H_H}.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронов В. Ф., Арцыков А. П. Судовые гидравлические машины. — Л.: Судостроение, 1976.
2. Колесников О. Г. Судовые вспомогательные механизмы. — М.: Транспорт, 1971.
3. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. — М.: Энергия, 1977.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Общие сведения	
1. Понятие «гидравлическая машина»	4
2. Энергетические параметры насоса, вентилятора	5
Центробежные насосы	
1. Конструкция, принцип действия и классификация ЦН	6
2. Движение жидкости в рабочем колесе ЦН	7
3. Уравнение Эйлера. Теоретический и действительный напоры	8
4. Влияние угла β_2 рабочих лопаток на напор	11
5. Коэффициент быстроходности. Форма рабочих колес	12
6. Кавитация. Допустимая высота всасывания	13
7. Характеристики ЦН	16
8. Характеристика сети и рабочий режим системы. Устойчивость работы ЦН в системе	18
9. Регулирование подачи ЦН. Способы регулирования	20
Центробежные вентиляторы	
1. Конструкция, принцип действия и классификация ЦВ	22
2. Энергия, сообщаемая газу ЦВ. Давление ЦВ	24
3. Режимные характеристики, регулирование ЦВ	—
Осевые насосы	
1. Конструкция и принцип действия ОН	25
2. Определение основных размеров и оценка кавитационных качеств рабочего колеса ОН	27
Осевые вентиляторы	
1. Конструкция и принцип действия ОВ	28
2. Основы моделирования ОВ	29
Список литературы	(—)