Н. А. ТИХОМИРОВ

Т 462

ХОДКОСТЬ СУДНА

Рекомендовано Управлением кадров и учебных заведений МРФ в качестве учебного пособия для речных училищ и техникумов

010649

БИБЛИОТЕКА
Новосибирского института
инженеров водного транспорта

ИЗДАТЕЛЬСТВО «РЕЧНОЙ ТРАНСПОРТ»
Москва—1959

629.12-01

Книга является учебным пособием по вопросам ходкости судна при подготовке техников-судомехаников в речных училищах и техникумах и написана применительно к соответствующим разделам программы курса «Теория и устройство корабля».

Книга также может быть использована работниками плавсостава судов речного флота для повышения своей квалификации и для руководства в практической деятельности.

Редактор *Карпов А. Б.*
Рецензенты:
Обертинская Т. В.,
Новик Р. И., Карпов А. Б.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Ходкость судна, излагаемая в настоящем учебном пособии, является составной частью дисциплины «Теория корабля» — науки, занимающейся изучением мореходных качеств судов.

Под ходкостью судна подразумевают его способность перемещаться при помощи движителей по воде с заданной скоростью при определенных затратах мощности.

Учение о ходкости судна состоит из двух разделов — сопротивления воды движению судна и теории судовых движителей. Соответственно этому в первом разделе настоящего учебного пособия рассматривается взаимодействие судна с окружающей водой при его поступательном движении, для чего даются необходимые сведения из гидромеханики и теории крыла.

Второй раздел посвящен теории, расчету и конструированию движителей. Механику, эксплуатирующему судно, необходимы знания о соответствии движительной установки корпусу и главным механизмам судна, так как всякое несоответствие в элементах комплекса корпус — двигатель — движитель приводят к ненормальным условиям работы, быстрому износу машин, перерасходу топлива, снижению скорости хода, силы тяги на гаке, и, следовательно, ухудшению технико-экономических показателей.

В качестве судового движителя наибольшее применение на судах речного флота имеет гребной винт. В связи с этим основное внимание уделено гребным винтам, по остальным же типам движителей дается лишь краткое описание конструкции и принципа действия.

Учебное пособие «Ходкость судна» составлено в соответствии с действующей программой курса «Теория и устройство корабля» специальности «Судовые силовые установки» речных училищ и техникумов.

Книга может быть также полезной и для судового механика, помогая ему устанавливать наиболее выгодные режимы работы движительной установки и осуществлять мероприятия по повышению ее эффективности и рентабельности работы судна в целом.

Книга является первой попыткой изложить предмет «Ходкость судна» на базе средней математики, так как ранее выпу-

щенная литература по этому вопросу предназначалась главным образом для высших учебных заведений.

Автор считает своим долгом выразить благодарность доценту А. Б. Карпову, написавшему вторую главу «Сопротивление воды движению судов» и выполнившему общее редактирование книги.

Автор выражает также благодарность Т. В. Обертинской и Р. И. Новик, ценные замечания которых помогли улучшить содержание книги.

Автор и издательство с благодарностью примут все замечания по содержанию книги, которые следует направлять по адресу: Москва, Центр, Хрустальный переулок, дом 1/3, помещение 84, издательство «Речной транспорт».

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ ИЗ ГИДРОМЕХАНИКИ И СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДНА

ГЛАВА I

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ ИЗ ГИДРОМЕХАНИКИ

§ 1. НЕКОТОРЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИЗ ГИДРОМЕХАНИКИ

Гидромеханикой называется наука, изучающая законы равновесия и движения жидких тел.

Так как движение судна происходит в воде, то при изучении ходкости судов необходимо знание основных законов гидромеханики. Без этого невозможно понять принцип действия движителей, научиться производить расчеты сопротивления воды движению судна, правильно выбирать и конструировать движители, согласовывать их работу с главной механической установкой, вести борьбу за повышение экономических и эксплуатационных показателей.

Воду можно рассматривать как несжимаемую капельную жидкость, такую же, как нефть, керосин, бензин и другие жидкие тела. Отличительной особенностью таких жидкостей является большая подвижность их частиц. Капельные жидкости оказывают большое сопротивление изменению объема и трудно поддаются сжатию, поэтому при изменении давления и температуры их объем изменяется незначительно.

В отличие от капельных жидкостей газообразные жидкости, например воздух, изменяют свой объем с изменением давления в значительной степени.

В гидромеханике обычно изучают только капельные жидкости. Законы равновесия и движения газообразных жидкостей рассматривают в специальных дисциплинах — термодинамике и аэромеханике.

Силы, действующие на ограниченный объем жидкости, можно разделить на внутренние и внешние. Внутренние силы представляют собой силы взаимодействия между отдельными частицами рассматриваемого объема жидкости. Внешние силы делятся на силы поверхностные, приложенные к поверхностям, ограничивающим объем жидкости (например, силы, действующие на свободную поверхность, силы реакции стенок и дна сосудов) и силы объемные, непрерывно распределенные по всему объему жидкости (например, сила тяжести).

§ 2. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

Важной физической характеристикой жидкости является ее объемный вес, т. е. вес единицы объема. Если жидкость, занимающая объем V $м^3$, весит G $кг$, то ее объемный вес будет равен

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad кг/м^3.$$

Объемный вес воды практически не зависит от давления. Он несколько изменяется от температуры и зависит от содержания в воде растворенных минеральных примесей. Для пресной воды при температуре 4° С объемный вес воды равен $\gamma = 1000$ $кг/м^3 = 1$ $т/м^3$. Для морской воды объемный вес различен. В среднем его можно считать равным $\gamma = 1025$ $кг/м^3$.

Массовой плотностью называется количество массы жидкости, содержащейся в единице объема, т. е. $\rho = \frac{m}{V}$.

Так как масса жидкости равна ее весу G, поделенному на ускорение свободного падения тела g, то $\rho = \frac{G}{gV} = \frac{\gamma}{g}$.

Размерность плотности равна $кг \cdot сек^2/м^4$.

Для пресной воды плотность равна $\rho = 102$ $кг \cdot сек^2/м^4$, для морской воды плотность равна $\rho = 104{,}5$ $кг \cdot сек^2/м^4$, для воздуха при температуре 15° С и атмосферном давлении $\rho = 0{,}125$ $кг \cdot сек^2/м^4$.

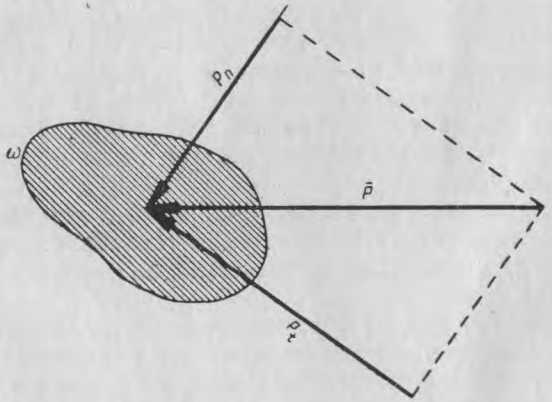


Рис. 1. Поверхностные силы в жидкости

Давление и касательные напряжения в жидкости. Рассмотрим малую поверхность ω, на которую действует поверхностная сила $\overline{P}$ (рис. 1). В общем случае силу $\overline{P}$ можно разложить на

две составляющие силы, одна из которых P_n перпендикулярна площадке ω, а вторая P_t — касательна. *Нормальным напряжением или давлением в жидкости называют отношение нормальной составляющей поверхностной силы к величине площадки, на которую действует сила,* при условии, что площадка достаточно мала и выражается

$$P = \underset{\omega \to 0}{\text{пред.}} \frac{P_n}{\omega}.$$

Единицей для измерения давления является техническая атмосфера ($кГ/см^2$), равная силе в $кГ$, действующей на площадку в 1 $см^2$, или силе в 10 000 $кГ$ на 1 $м^2$. Давление, равное одной технической атмосфере, приблизительно соответствует давлению воздуха на уровне моря. Давление, равное 1 $кГ/см^2$, может быть создано столбом воды высотою 10 $м$, или столбом ртути высотою 0,736 $м$.

Таким образом: 1 *тех. ат* = 1 $кГ/см^2 = 10\,000$ $кГ/м^2 = 10$ *м вод. ст.* = 0,736 *рт. ст.*

Напряжением от касательных сил называют отношение касательной составляющей от поверхностной силы к величине площадки, на которую действует сила, при условии, что площадь достаточно мала

$$\tau = \underset{\omega \to 0}{\text{пред.}} \frac{P_t}{\omega}.$$

Касательные силы возникают только в движущейся жидкости, при условии, что между отдельными слоями движущейся жидкости имеется разность в скоростях движения. Единицей измерения касательных напряжений также может служить техническая атмосфера (*ат*).

Вязкость жидкости. Различные жидкости по разному сопротивляются касательным усилиям. Некоторые жидкости, например парафинистые мазуты, оказывают большое сопротивление касательным усилиям. Такие жидкости называют вязкими. Другие жидкости, например вода, маловязки.

Мерой вязкости является так называемый коэффициент динамической вязкости. Чтобы понять смысл этого коэффициента, рассмотрим следующий пример. Пусть между двумя параллельными пластинками находится жидкость и пусть одна из этих пластинок движется в своей плоскости со скоростью v, а другая находится в покое (рис. 2). Опыты показывают, что в жидкости устанавливается такое движение, при котором слои непосредственно прилегающие к пластинкам имеют одинаковую с ними скорость; они как бы прилипают к пластинкам. Промежуточные слои скользят друг по другу и об-



Рис. 2. Движение вязкой жидкости между двумя параллельными пластинками

ладают скоростями пропорциональными расстоянию от неподвижной пластинки.

Таким образом, скорость слоя жидкости, находящегося на расстоянии y от нижней пластинки, будет равна

$$u = v\frac{y}{a},$$

где a — расстояние между пластинками.

Трение жидкости проявляется в виде силы, оказывающей сопротивление движению верхней пластинки, т. е. изменению скорости, происходящему в направлении, перпендикулярном к плоскости пластинок.

Величина силы сопротивления движению пластинки P_t прямо пропорциональна площади пластинки F, скорости ее движения v и обратно пропорциональна расстоянию между пластинками a. Это может быть записано в следующем виде:

$$P_t = \mu\frac{Fv}{a},$$

где μ — коэффициент пропорциональности.

Относя величину касательной силы к площади пластинки F, найдем касательные напряжения

$$\tau = \frac{P_t}{F} = \mu\frac{v}{a}.$$

Коэффициент пропорциональности μ, имеющий размерность *кГ · сек/м*, характеризует способность данной жидкости сопротивляться касательным напряжениям, поэтому его называют коэффициентом абсолютной вязкости. В практических расчетах часто приходится иметь дело с отношением коэффициента абсолютной вязкости и плотности жидкости. Это отношение называют коэффициентом кинематической вязкости, который выражается

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Размерность коэффициента кинематической вязкости равна *м²/сек*, т. е. она не содержит размерности силы. Отсюда происходит название: коэффициент кинематической вязкости.

Таблица 1

Кинематические коэффициенты вязкости воды

Температура t°C	ν $\frac{м^2}{сек}$
0	$1{,}78 \cdot 10^{-6}$
5	$1{,}52 \cdot 10^{-6}$
10	$1{,}31 \cdot 10^{-6}$
12	$1{,}24 \cdot 10^{-6}$
14	$1{,}17 \cdot 10^{-6}$
16	$1{,}11 \cdot 10^{-6}$
18	$1{,}06 \cdot 10^{-6}$
20	$1{,}01 \cdot 10^{-6}$
30	$0{,}80 \cdot 10^{-6}$
40	$0{,}66 \cdot 10^{-6}$

Величина коэффициента вязкости воды зависит от ее температуры. С повышением температуры вязкость уменьшается. Это видно из данных, приведенных в табл. 1, которые могут быть использованы в практических расчетах.

Для практического определения вязкости различных жидкостей служит прибор, называемый *вискозиметром*, действие которого основано на сравнении времени истечения испытуемой жидкости через калиброванное отверстие с временем истечения дистиллированной воды при 20°.

Разделение поверхностного напряжения на нормальное и касательное целесообразно в том отношении, что роль их в практических задачах гидромеханики существенно различна. Например, при движении воды в трубе нормальные напряжения влияют только на прочность стенок трубы в то время, как касательные напряжения определяют величину сопротивления, которое оказывает стенка потоку воды. В некоторых случаях касательные напряжения не играют большой роли. С целью упрощения теоретических выводов в гидромеханике оказывается целесообразным ввести понятие об *идеальной жидкости*, т. е. жидкости, в которой отсутствует вязкость, а следовательно, в ней могут возникнуть только нормальные напряжения.

§ 3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Скорость движения какой-либо частицы жидкости может изменяться по величине и направлению. Поэтому скорость удобно представлять в виде вектора V (рис. 3). Длина вектора $V=AB$ определяет величину скорости, стрелка указывает направление. Если задать векторы скоростей различных частиц жидкости какого-либо потока, то мы получим представление о так называемом *векторном поле*.



Рис. 3. Вектор скорости частицы жидкости

Движение потока жидкости, векторное поле которого не изменяется с течением времени, называется установившимся. Примером установившегося движения может служить истечение жидкости из отверстия в сосуде при неизменном уровне свободной поверхности.

Неустановившимся движением называется такое движение жидкости, при котором скорость и давление с течением времени изменяются. Например, при перекачке жидкости поршневым насосом поршень движется с переменной скоростью, а следовательно, скорости и давления в трубопроводе, также изменяются во времени. Такое движение будет неустановившимся.

Траекторией называют линию, описываемую какой-либо частицей жидкости в пространстве при ее движении.

Линией тока называется кривая, в каждой точке которой в данный момент времени вектор скорости жидкости касателен к этой кривой. Для установившегося движения, при котором поле векторов скорости и давлений не зависит от времени, линия тока будет совпадать с траекторией.

Трубкой тока называется поверхность, образуемая линиями тока, проходящими через точки замкнутого контура.

Элементарной струйкой называют объем жидкости, наполняющий трубку тока; самую трубку тока в этом случае называют поверхностью струйки.

Элементарная малая площадка $\Delta\omega$, представляющая собой поперечное сечение струйки поверхностью, нормальной к линии тока, называется «живым сечением». В общем случае размеры живых сечений струйки жидкости будут различны по длине струйки.

Так как скорости касательны к линиям тока, то протекание жидкости через боковую поверхность трубки тока невозможно. Значит, жидкость, находящаяся в трубке тока, может рассматриваться как бы ограниченной твердыми стенками.

Ввиду малого поперечного сечения элементарной струйки скорости в различных точках сечения струйки можно считать одинаковыми. По длине струйки скорость движения жидкости изменяется в зависимости от площади поперечного сечения.

Вихревая линия. Частицы жидкости, кроме поступательного движения, могут совершать и вращательное движение. Кривая, каждый малый отрезок которой в данный момент времени является осью вращения частиц жидкости, называется вихревой линией. Совокупность частиц, вращающихся вокруг вихревой линии, называют вихревым шнуром. Боковая поверхность вихревого шнура представляет вихревую трубку. При работе гребных винтов вихревые шнуры образуются на концах его лопастей. Другим примером вихревого движения являются водовороты, образующиеся за кормой судна с тупыми обводами.

§ 4. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Выделим сечениями *1—1* и *2—2* (рис. 4) некоторую часть элементарной струйки. За 1 *сек* через сечение *1—1* площадью ω_1 протекает объем жидкости q_1, равный произведению скорости v_1 на площадь сечения струи ω_1, т. е. $q_1 = v_1\omega_1$, а через сечение *2—2* площадью ω_2 протекает объем, равный $q_2 = v_2\omega_2$.



Рис. 4. К выводу уравнения неразрывности

Если принять, что жидкость несжимаема и что в ней невозможно образование пустот и учесть, что приток в струйку или отток из нее через боковые стенки отсутствует, придем к выводу, что количества жидкости, проходящие через сечения *1—1* и *2—2*, должны быть одинаковы. Таким образом,

$$q_1 = q_2 \text{ или } v_1\omega_1 = v_2\omega_2.$$

Подобное соотношение можно составить для любых сечений струйки. Поэтому в более общем виде получим, что всюду вдоль струйки величина q, называемая расходом жидкости, будет постоянна, и определяется уравнением

$$q = v\omega = \text{пост.} \tag{1}$$

Формула (1) называется уравнением неразрывности, являющимся важным уравнением гидромеханики.

Для потока жидкости в целом можно использовать понятие о средней скорости $v_{ср}$ и путем аналогичных рассуждений получить уравнение неразрывности для потока

$$Q = v_{ср}F = \text{пост.}, \tag{2}$$

где:

F — площадь поперечного сечения потока, $м^2$;

Q — расход потока, $м^3/сек$.

Из уравнения (2) следует, что

$$\frac{v_{1ср}}{v_{2ср}} = \frac{F_2}{F_1}, \tag{3}$$

т. е. средние скорости в поперечных сечениях потока при неразрывности движения обратно пропорциональны площади этих сечений.

Расходом потока называется количество жидкости, протекающей через поперечное сечение потока в единицу времени

$$Q = v_{ср}F \ м^3/сек. \tag{4}$$

Средней скоростью потока называется скорость, с которой должны были бы двигаться все частицы жидкости через сечение потока, чтобы сохранился расход, соответствующий действительному распределению скоростей, т. е. $v_{ср} = \frac{Q}{F}$ $м/сек$.

§ 5. УРАВНЕНИЕ Д. БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТРУЙКИ ИДЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ

Уравнение Д. Бернулли устанавливает зависимость между скоростью и давлением в различных сечениях одной и той же струйки. При выводе этого уравнения ограничимся случаем установившегося движения идеальной жидкости, находящейся под воздействием силы тяжести.

Выделим в элементарной струйке жидкости участок, ограниченный в некоторый момент времени t сечениями *1—1* и *2—2*, нормальными к оси струйки (рис. 5). Пусть положение центров тяжести сечений участка ω_1 и ω_2 относительно произвольной горизонтальной плоскости сравнения *0—0* определяется ординатами z_1 и z_2, давления в центре тяжести сечений *1—1* и *2—2* пусть будут p_1 и p_2, а скорости струйки—соответственно v_1 и v_2. Спустя малый промежуток времени Δt частицы жидкости, находившие-

ся в сечении *1—1*, переместятся в положение *1′—1′* на расстояние $\Delta s_1 = v_1 \Delta t$ от первоначального положения, а частицы, находившиеся в сечении *2—2*, — в положение *2′—2′* на расстояние $\Delta s_2 = v_2 \Delta t$.

Силы, действующие на выделенный объем жидкости, произведут некоторую работу. На основании закона, известного из

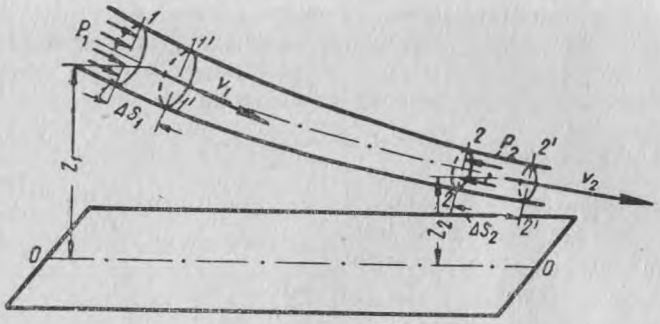


Рис. 5. К выводу уравнения Д. Бернулли

теоретической механики, эта работа равна приращению кинетической энергии выделенного объема жидкости, т. е.

$$\Delta T = \Sigma A,$$

где:

ΔT — приращение кинетической энергии;

ΣA — сумма работ действующих сил.

Напомним, что выражение для кинетической энергии элементарной массы имеет вид $T = \frac{mv^2}{2}$, а для работы $A = P\Delta s$. Здесь m — масса, v — скорость, P — равнодействующая сил, приложенных к элементарной массе, и Δs — проекция элементарного перемещения на направление силы. Объемными силами, действующими на выделенный объем жидкости, являются силы тяжести. Так как давления в идеальной жидкости направлены по нормалям к ограничивающим поверхностям, то силы давления, действующие по боковым поверхностям струйки, никакой работы производить не будут. Следовательно, работу производить будут лишь силы давления, действующие по живым сечениям струйки. Эта работа будет равна

$$P_1\omega_1 v_1 \Delta t - P_2\omega_2 v_2 \Delta t = q\Delta t(P_1 - P_2),$$

где $q = v_1\omega_1 = v_2\omega_2$ — секундный расход через сечения струйки. Работа сил тяжести может быть вычислена как произведение веса воды, заключенной между сечениями *1* и *1′* на разность высот $(z_1 - z_2)$. Эта работа составит

$$\gamma\omega_1\Delta s_1(z_1 - z_2) = \gamma Q\Delta t(z_1 - z_2).$$

Найдем, далее, приращение кинетической энергии участка струйки за время Δt, равное разности кинетической энергии элементов *2—2′* и *1—1′*, ибо в пределах средней части (*1′—2*) кинетическая энергия движущейся массы жидкости при установившемся движении останется неизменной.

Искомое приращение кинетической энергии будет

$$\frac{\gamma Q \Delta t}{g} \cdot \frac{v_2^2}{2} - \frac{\gamma Q \Delta t}{g} \cdot \frac{v_1^2}{2}.$$

Приравнивая найденные значения работ приращению кинетической энергии, можем записать:

$$\frac{\gamma Q \Delta t}{g}\left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}\right) = Q\Delta t(P_1 - P_2) + \gamma Q \Delta t(z_1 - z_2).$$

После простых преобразований получим соотношение, называемое уравнением Бернулли:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}. \qquad (5)$$

Часто уравнение (5) пишут в ином виде, который можно получить, умножая все члены уравнения (5) на γ

$$z_1\gamma + P_1 + \rho\frac{v_1^2}{2} = z_2\gamma + P_2 + \rho\frac{v_2^2}{2g}, \qquad (6)$$

Если движение жидкости происходит в горизонтальной плоскости, то для всех сечений струйки z=пост.; уравнение Бернулли при этом примет вид:

$$P + \rho\frac{v^2}{2} = \text{пост.} \qquad (7)$$

При выводе уравнения Бернулли предполагалось, что жидкость идеальная, т. е. в ней отсутствуют потери на трение. Если допустить в струйке между сечениями *1—1* и *2—2* существование потерь энергии на трение, то полная энергия в сечении *1—1* будет отличаться от полной энергии в сечении *2—2* на величину потерянного напора, h_w, т. е.

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w. \qquad (8)$$

Все слагаемые уравнения (5) имеют размерность длины. Первый член z, определяет высоту положения над плоскостью сравнения различных точек потока. Этот член называется геометрической высотой или геометрическим напором.

Второй член уравнения $\frac{P}{\gamma}$ называется высотой давления или пьезометрической высотой.

Третий член уравнения $\frac{v^2}{2g}$ представляет собой, как известно из физики, высоту, на которую поднялась бы при отсутствии каких-либо сопротивлений частица, начавшая двигаться с вертикально направленной скоростью v. Член $\frac{v^2}{2g}$ называется скоростной высотой или скоростным напором. Поэтому уравнение Бернулли может быть сформулировано так: *для всех сечений данной элементарной струйки идеальной жидкости сумма геометрической, пьезометрической и скоростной высот — величина постоянная.*

С энергетической точки зрения уравнение Д. Бернулли представляет собой закон сохранения энергии, примененный к движущейся жидкости.

§ 6. ЛАМИНАРНЫЙ И ТУРБУЛЕНТНЫЙ ХАРАКТЕР ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Несложный физический опыт, впервые поставленный английским ученым О. Рейнольдсом в 1883 г., убеждает в том, что существуют два различных по своему характеру режима движения жидкости. Сущность опыта заключается в следующем. Через стеклянную трубу пропускают с различными скоростями жидкость, подкрашивая ее через тонкую трубочку растворенным красителем (рис. 6).

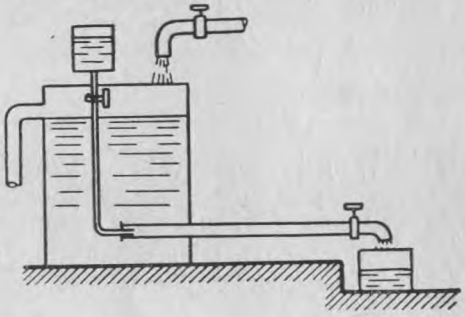


Рис. 6. Схема опыта Рейнольдса

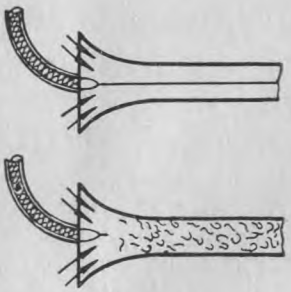


Рис. 7. Ламинарное и турбулентное движение жидкости

В одних случаях краситель не смешивается с остальной жидкостью (рис. 7, вверху), а в других краска размывается по всему сечению трубы (рис. 7, внизу).

Переход из одного режима в другой при движении жидкости

по трубе зависит от средней скорости движения жидкости, диаметра трубы и коэффициента кинематической вязкости.

Безразмерное сочетание перечисленных величин $\frac{v d}{\nu}$ *получило название числа Рейнольдса* и обычно обозначается Re. Установлено, что если число Рейнольдса меньше 2300, то имеет место первый режим движения, получивший название ламинарный, что в переводе с латинского языка означает слоистый. При более высоких значениях числа Рейнольдса движение жидкости переходит во второй режим, называемый турбулентным, или завихренным.

Турбулентное движение отличается от ламинарного наличием бурного перемешивания жидкости в направлении, перпендикулярном основному течению, отчего и происходит размывание краски. Непрерывное перемешивание жидкости в турбулентном потоке вызывает появление дополнительного трения между отдельными частицами и в результате трение при турбулентном режиме оказывается в десятки раз больше, чем при ламинарном.

Если рассматривать обтекание твердого тела длиною L в жидкости с коэффициентом вязкости ν при скорости v, то в качестве характеризующего такое движение числа Рейнольдса целесообразно принять, что $\mathrm{Re}=\frac{v L}{\nu}$.

В этом случае переход ламинарного движения в турбулентный происходит приблизительно при $\mathrm{Re}=5 \cdot 10^5$. Но даже при более высоких значениях числа Рейнольдса на некоторой части длины обтекаемого тела поток может остаться ламинарным.

При испытании моделей в опытовых бассейнах необходимо добиться, чтобы по всей длине модели обтекающей ее поток был турбулентным, иначе можно получить неправильные (сильно заниженные) данные о сопротивлении воды движению судна. Для возбуждения турбулентности применяют так называемые турбулизаторы потока, обычно состоящие из проволочки, обтягивающей носовую оконечность модели.

Установлено, что устойчивый турбулентный режим движения наступает при $\mathrm{Re}=1 \cdot 10^6$. Если, например, модель длиною 3,5 *м* испытывают при скорости 1,5 *м/сек* и температуре 20°, то можно быть уверенным в том, что поток, обтекающий модель, будет турбулентным, ибо число Рейнольдса будет

$$\mathrm{Re}=\frac{3{,}5 \cdot 1{,}5}{1{,}01 \cdot 10^{-6}}=5{,}25 \cdot 10^6.$$

При движении судов, как правило, обтекающий их поток воды полностью турбулентен, так как число Рейнольдса в несколько сот раз больше значений, при которых может иметь место ламинарное движение жидкости.

§ 7. НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ КРЫЛА

При движении тела в воде на него действует сила сопротивления воды R, направленная в сторону, противоположную движению. Сила сопротивления определяет полное воздействие воды на движущееся в ней тело в том случае, когда обтекаемое тело симметрично и ось его симметрии совпадает с направлением движения. Величина силы сопротивления зависит от скорости движения размеров тела и его формы.

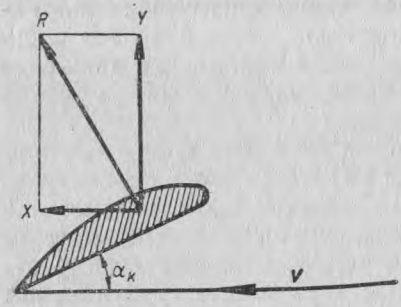


Рис. 8. Силы, действующие на профиль крыла

Если же тело имеет несимметричную форму или расположено несимметрично по отношению к потоку, то полная сила R, действующая на него, будет направлена под углом к направлению движения. Эту силу R можно разложить на две составляющие: перпендикулярную направлению движения Y и параллельную направлению движения X (рис. 8).

Составляющая Y в аэродинамике крыла самолета называется подъемной силой, так как она поддерживает самолет в воздухе. Составляющая X называется лобовым сопротивлением, ибо она противодействует поступательному движению крыла или вращательному движению гребного винта.

Тела, формы которых позволяют получать подъемные силы, значительно превосходящие силы лобового сопротивления, называются крыльями (рис. 9). Рассмотрим основные геометрические характеристики крыла. Относительным размахом крыла λ называется отношение длины крыла l к его ширине b, т. е.

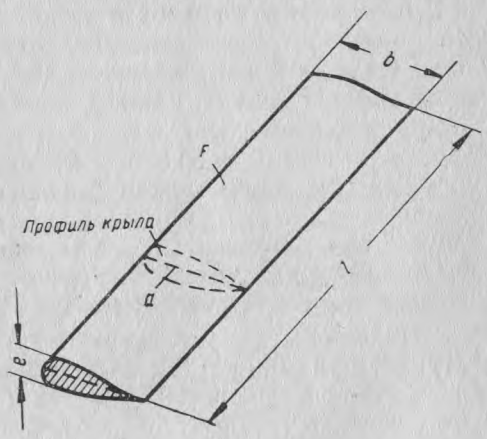


Рис. 9. Геометрические характеристики крыла

$$\lambda = \frac{l}{b}.$$

Сечения крыла плоскостями, поперечными к его размаху, называются профилями крыла. Расстояния между внешними кром-

ками профиля — длинами хорд профилей. Формы профилей крыльев отличаются большим разнообразием.

Важной характеристикой крыла является наибольшая толщина профиля e и положение ее вдоль хорды c (рис. 10). Эти две величины обычно характеризуются их отношением к ширине

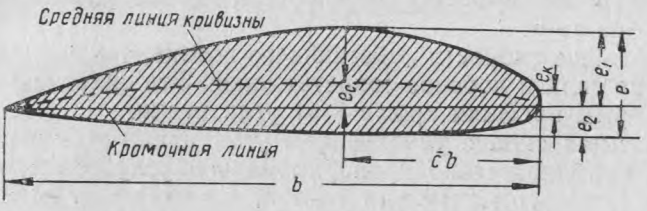


Рис. 10. Геометрические характеристики сечения крыла

106649

крыла, измеренной по хорде относительной толщиной профиля $\delta = \frac{e}{b}$ и величиной $\bar{c} = \frac{e}{b}$ (см. рис. 10).

На рис. 11 изображены характерные профили: сегментные (слева) и авиационные (справа).

У сегментных профилей максимальная толщина расположена по середине хорды, а у авиационных — на расстоянии $^1/_3$ от входящей кромки.

Движение жидкости, возникающее в результате работы элементов (профилей) крыла, рассмотренных выше можно представить как поток воды, натекающий на элемент лопасти со скоростью v и направленный под углом атаки α к элементу (см. рис. 8). Следовательно углом атаки называется угол α составленный направлением скорости с хордой крыла.

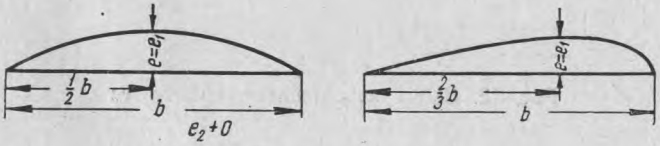


Рис. 11. Типы профилей крыла

Обтекание элемента лопасти винта аналогично обтеканию потоком жидкости профиля крыла.

Равнодействующая R всех сил, действующих со стороны потока на крыло, включая силы трения, направлена вверх и немного отклонена назад (см. рис. 8). Разлагая силу R на составляющие в направлении потока и перпендикулярно к нему, получаем лобовое сопротивление X и подъемную силу Y.

БИБЛИОТЕКА

Возникновение подъемной силы связано с образованием циркуляционного потока около крыла. Накладываясь на основной поток, циркуляционный поток ускоряет движение воды над крылом и замедляет его под крылом. Согласно уравнению Бернулли над крылом, где скорость потока увеличена, давление понижается, а под крылом, где скорость потока уменьшена, давление возрастает.

Чем больше скорость набегающего потока, тем больше будут подъемная сила и лобовое сопротивление. Эти силы зависят также от формы профиля крыла и от угла атаки.

Подъемная сила с увеличением угла атаки α сначала возрастает, приблизительно пропорционально углу атаки, и достигает при некотором значении угла α, называемого критическим углом атаки $\alpha_{кр}$, максимального значения. При дальнейшем увеличении α подъемная сила уменьшается, что связано с отрывом потока от верхней поверхности крыла. Сила лобового сопротивления с увеличением угла атаки непрерывно растет.

Совершенство крыла принято оценивать величиной, называемой качеством крыла ζ и представляющей отношение подъемной силы к лобовому сопротивлению, т. е. $\zeta = \frac{Y}{X}$.

Качество крыльев с хорошим профилем достигает значений $\zeta = 20 \div 30$ и более.

Профили крыла выгодно выбирать такими, чтобы они давали возможно меньшее лобовое сопротивление. При этом используют

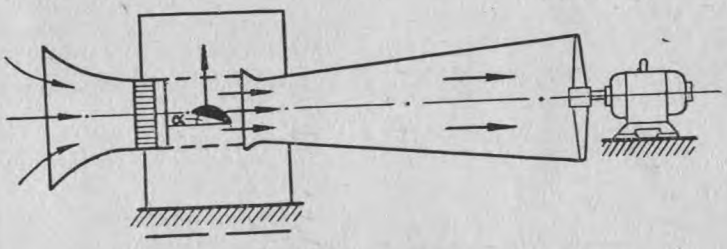


Рис. 12. Схема аэродинамической трубы

данные испытания моделей, произведенных в аэродинамических трубах, в которых поток воздуха создается при помощи вентилятора. Крыло устанавливается в измерительной камере под некоторым углом α к направлению потока и с помощью специальных весов измеряют силы давления сразу по двум взаимно перпендикулярным направлениям (рис. 12).

Результаты испытаний крыльев целесообразно представлять в безразмерной форме, что позволяет использовать их при проектировании крыльев любых размеров и при различных скоростях движения.

Безразмерные коэффициенты, характеризующие действие крыла, следующие.

Коэффициент подъемной силы

$$c_Y = \frac{Y}{\frac{\rho}{2} v^2 F},$$

Коэффициент лобового сопротивления

$$c_x = \frac{X}{\frac{\rho}{2} v^2 F},$$

где:

Y — подъемная сила, *кГ*;

X — лобовое сопротивление, *кГ*;

$F = bl$ — площадь крыла, $м^2$;

v — скорость движения крыла, *м/сек;*

ρ — плотность воды, $кг \cdot сек^2/м^4$.

Лопасти гребного винта, как это будет показано дальше, можно рассматривать как крылья. Поэтому знакомство с основными сведениями из теории крыла необходимо при изучении ходкости судна.

§ 8. ОПЫТОВЫЕ БАССЕЙНЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛЕЙ СУДОВ

В гидромеханике большое значение имеют исследования, проводимые на моделях.

Знаменитый русский ученый Д. И. Менделеев в своей работе о сопротивлении жидкостей и о воздухоплавании писал, что в опыте и наблюдении надо искать ключ к решению задач о сопротивлении и только затем прилагать силу анализа, если не желают дискредитировать силу самого анализа.

Модельные и натурные испытания являются основным методом изучения вопросов ходкости судна, как в отношении сопротивления воды движению, так и в отношении действия движителей.

Лаборатории, в которых производится изучение мореходных качеств судов, называются опытовыми бассейнами.

Опытовый бассейн состоит из котлована или канала, наполненного водой, и устройств, позволяющих производить необходимые измерения скоростей моделей и величин их сопротивлений.

В опытовых бассейнах могут решаться такие задачи: определение буксировочной мощности, потребной при различных скоростях хода судна, путем буксировочных испытаний моделей судов; получение характеристик действия винтов; изучение влияния волнения на ходкость судна и заливаемость судов, для чего проводят буксировочные и самоходные испытания моделей на волнении; изучение качки на тихой воде и на волнении движу-

щихся и неподвижных моделей; изучение влияния мелководья и стенок канала на ходкость судов, для чего проводят испытания моделей в условиях ограниченного фарватера.

Буксировка моделей в бассейнах осуществляется двумя путями: при помощи тележки или падающего груза.

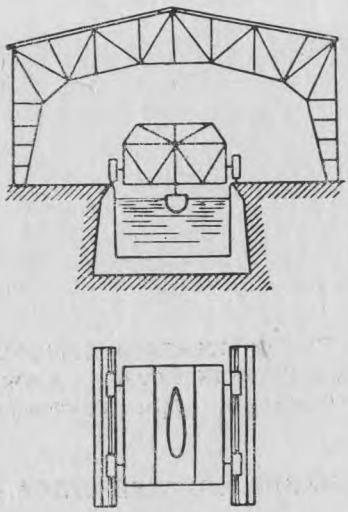


Рис. 13. Схема опытового бассейна, оборудованного специальной тележкой для испытания моделей

В бассейнах первого типа модель буксируется при помощи специальной тележки, движущейся по рельсам, уложенным по обеим сторонам бассейна (рис. 13). Модель соединяется с динамометром, который и замеряет ее силу сопротивления при равномерном движении вдоль бассейна.

Скорость движения модели назначается при каждом пробеге тележки. Размеры бассейнов этого типа примерно следующие: длина канала от 100 до 500 *м*, ширина 6—10 *м*, глубина воды 4—8 *м*.

В бассейнах второго типа модель буксируется падающим грузом, при помощи троса, натянутого на два блока (рис. 14). В этом случае при каждой буксировке модели измеряется величина скорости при равномерном движении модели под действием падающего груза. Сопротивление модели равно весу падающего груза, за вычетом потерь в системе блоков и тросов, которые приводят в движение модель. Для сокращения длины бассейна этого типа устраивается разгонное устройство. В конце бассейна модель тормозится и затем останавливается. Скорость движения модели определяется специальным регистрирующим устройством.

Основным недостатком бассейнов этой системы является ограниченность характера опытов, так как в них имеется возможность проводить в основном только буксировочные испытания для определения сопротивления модели. Модели могут испытываться с относительно малыми размерами и при сравнительно малых скоростях.

Преимуществом таких бассейнов являются их малые размеры и, следовательно, небольшая стоимость постройки. Размеры бассейнов примерно следующие: длина от 15 до 50 *м*, ширина от 3 до 6 *м*, глубина от 1 до 3 *м*.

В этих бассейнах легко осуществлять испытания на мелководье, где вода может быть спущена до необходимого уровня.

Модели судов для испытания в опытовых бассейнах изготовляются из парафина с воском или из дерева. Парафин с воском

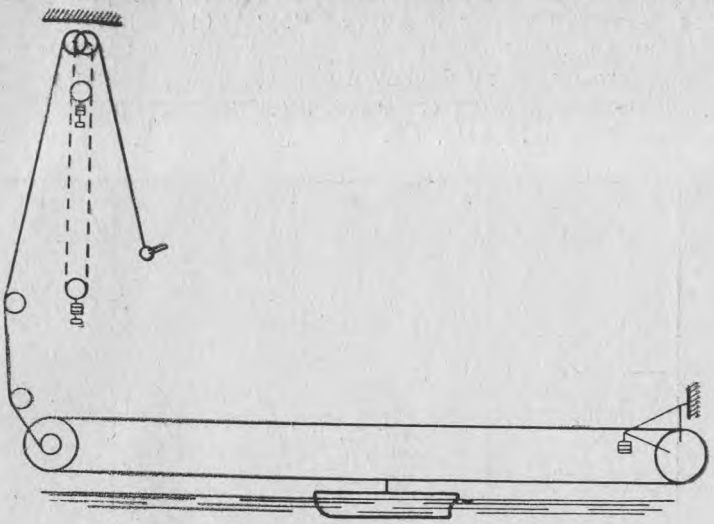


Рис. 14. Схема буксировочного устройства бассейна гравитационного типа

легко поддается обработке, позволяя получать необходимую форму обводов, обеспечивает необходимую гладкость поверхности.

ГЛАВА II

СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ

§ 9. ОБЩЕЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ О СОПРОТИВЛЕНИИ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДНА

Судно, движущееся с постоянной скоростью, испытывает противодействие окружающей его среды — воды и воздуха, называемое силой сопротивления движению.

Сопротивление воздуха много меньше, чем сопротивление воды, так как плотность воздуха приблизительно в восемьсот раз меньше плотности воды. При обычных скоростях речных судов воздушное сопротивление в практических расчетах можно даже не учитывать. Конечно, при больших скоростях хода и в особенности у пассажирских судов, имеющих многоярусные надстройки, воздушное сопротивление возрастает и может составить величину около 5—7% полной силы сопротивления движению.

Величина силы сопротивления воды движению судна зависит от многих причин, главнейшие из которых—скорость хода, раз-

меры и форма подводной части корпуса, глубина фарватера, в котором движется судно.

Сопротивление воды движению небольшой баржи или парома при скорости около 3 *км/час* может быть преодолено мускульной силой одного человека, упирающегося шестом в грунт или тянущего судно за бечеву с берега, а сопротивление движению дизель-электрохода «Ленин», имеющего скорость 25 *км/час*, составляет около 15 тыс. *кГ*.

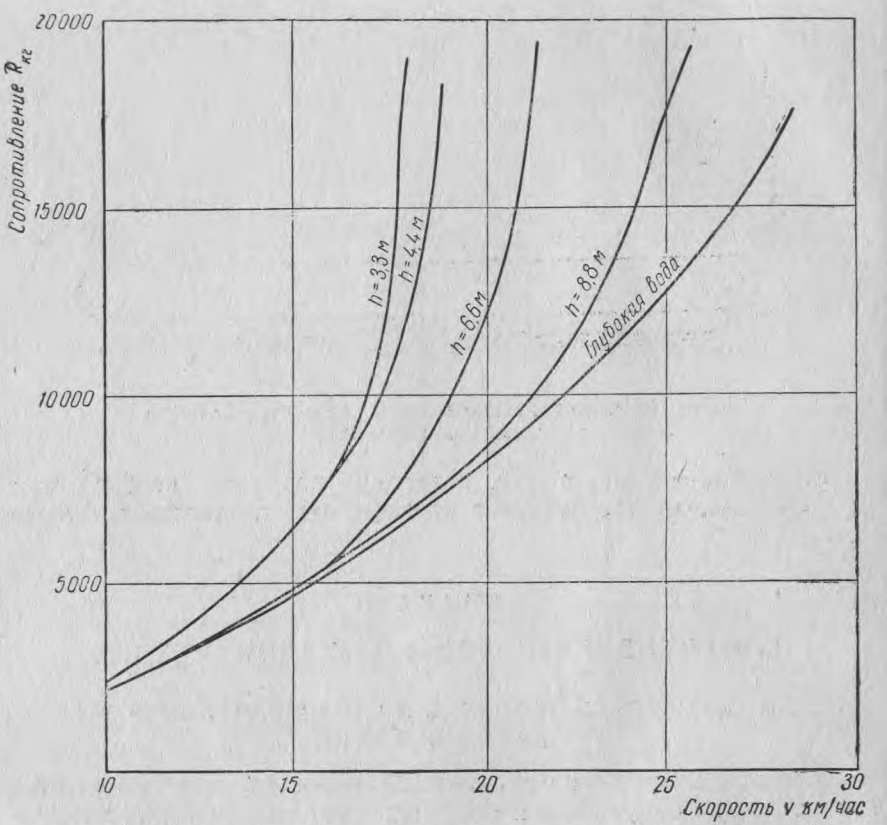


Рис. 15. Кривые сопротивления дизель-электрохода «Ленин» ($L = 116$ *м*, $D = 2080$ *т*, $T = 2{,}2$ *м*) при различных глубинах фарватера

Для того чтобы можно было судить о силе сопротивления воды движению какого-либо определенного судна, пользуются графиком зависимости сопротивления от скорости хода. По горизонтальной оси такого графика откладывают скорость хода судна v в *км* в час или *м* в секунду, а по вертикальной оси — силу сопротивления воды движению R в *кГ*.

На рис. 15 показаны графики сопротивления дизель-электрохода «Ленин» при различных глубинах фарватера. Из рисунка

видно, какое большое влияние оказывает глубина воды на сопротивление движению.

Для того чтобы лучше уяснить, от каких причин зависит величина силы сопротивления воды движению судна, рассмотрим те изменения, которые происходят в воде, окружающей движущееся судно. Это позволит понять, на какие составные части может быть разделено сопротивление движению, и научиться определять численные значения этих составляющих силы сопротивления.

§ 10. ПОГРАНИЧНЫЙ СЛОЙ ВБЛИЗИ КОРПУСА ДВИЖУЩЕГОСЯ СУДНА

Внимательный наблюдатель легко заметит, что слой воды, находящийся вблизи обшивки судна, движущегося с достаточно большой скоростью, резко отделяется от остальной массы воды. В пределах такого слоя, называемого пограничным слоем, происходит интенсивное изменение скоростей частиц жидкости. Те частицы, которые соприкасаются с обшивкой судна, увлекаются судном в движение и в свою очередь вовлекают в движение частицы, расположенные дальше от обшивки.

По мере отдаления от поверхности судна движение частиц становится все более замедленным, пока совсем не прекращается. На основании многочисленных опытов установлено, что в пределах пограничного слоя изменения скоростей частиц по отношению к судну выражается следующей формулой:

$$v' = v\left(\frac{y}{\delta}\right)^{0{,}0925}, \qquad (9)$$

где:

v — скорость набегающего потока, *м/сек;*

y — расстояние от обтекаемой поверхности, *м;*

δ — толщина пограничного слоя, *м;*

v' — скорости частиц на расстоянии y от обтекаемой поверхности.

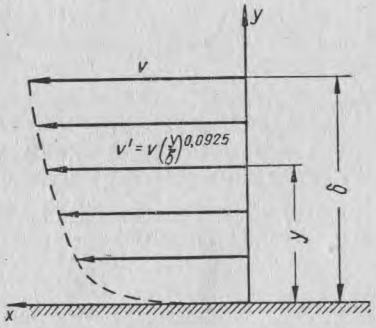


Рис. 16. Распределение скоростей в турбулентном пограничном слое

На рис. 16 представлен график распределения скоростей в пограничном слое, соответствующий вышеприведенной формуле (9). Благодаря тому, что отдельные слои жидкости смещаются по отношению друг к другу, между ними, а также между жидкостью и обтекаемой поверхностью возникают касательные напряжения. Величина касательных напряжений τ и толщина пограничного слоя δ зависят от плотности

жидкости ρ, коэффициента ее кинематической вязкости ν, скорости набегающего потока v и расстояния от рассматриваемого сечения до начала обтекаемой поверхности.

В теории пограничного слоя выводятся следующие формулы, позволяющие вычислить толщину пограничного слоя и величину касательных напряжений для плоской поверхности. Для судовой поверхности, имеющей кривизну эти формулы будут приближенными

$$\delta = 0{,}221 \left(\frac{v}{\nu}\right)^{-0{,}145} x^{0{,}855}; \qquad (10а)$$

$$\tau = 0{,}0269 \frac{\rho v^2}{2} \left(\frac{vx}{\nu}\right)^{-0{,}145}. \qquad (10б)$$

Из этих формул видно, что по мере удаления от форштевня, т. е. с возрастанием x толщина пограничного слоя увеличивается, а величина касательных напряжений уменьшается. На рис. 17 показана схема изменения τ и δ в зависимости от x.

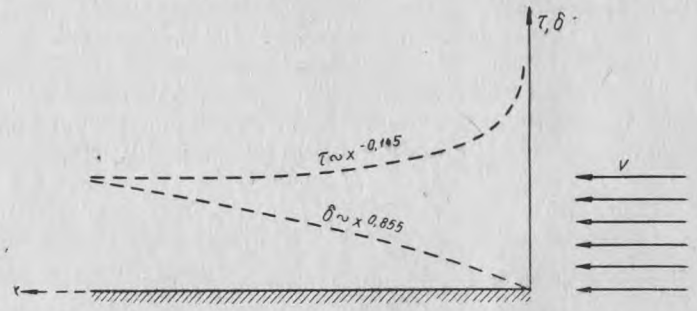


Рис. 17. Изменение толщины пограничного слоя и касательных напряжений по длине обтекаемой поверхности

Если просуммировать элементарные усилия, возникающие от касательных напряжений по всей погруженной в воду поверхности судна Ω, то мы получим силу, направленную в сторону, противоположную движению судна. Эта сила называется сопротивлением трения.

§ 11. РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ

Величина сопротивления трения может быть определена с помощью формулы

$$R_{тр} = \zeta \rho \Omega \frac{v^2}{2}, \qquad (11)$$

где:

ρ — плотность воды, равная 102 *кгм сек*^{2};

Ω — смоченная поверхность судна, *м*^{2};

ζ — безразмерный коэффициент, называемый коэффициентом сопротивления трения.

Для технически гладкой поверхности, т. е. поверхности, не имеющей шероховатости, величина коэффициента сопротивления трения может быть рассчитана по формуле

$$\zeta_0 = \frac{0{,}075}{(\lg \mathrm{Re} - 2)^2}, \qquad (12)$$

где $\mathrm{Re} = vL/\nu$ — число Рейнольдса.

Коэффициент сопротивления поверхностей судов, которые имеют шероховатость от наличия окалины, неровностей сварных швов, волнистости обшивки, зернистости краски, больше, чем коэффициент сопротивления для технически гладкой поверхности в среднем на величину $\zeta_a = 0{,}6 \cdot 10^{-3}$, называемую надбавкой на шероховатость.

Для того чтобы упростить практические расчеты сопротивления трения судов, целесообразно ввести понятие о модуле сопротивления трения

$$k = \frac{\rho}{2}(\zeta_0 + \zeta_a) \quad кГм^{-4} \cdot сек^2.$$

Тогда формула для сопротивления трения получает наиболее простой вид:

$$R_{тр} = k\Omega v^2 \quad кГ. \qquad (13)$$

Величина модуля сопротивления трения зависит от числа Рейнольдса, которое в свою очередь связано с длиной и скоростью судна и коэффициентом кинематической вязкости воды. Коэффициент кинематической вязкости изменяется от температуры воды. Таким образом, модуль сопротивления трения зависит от скорости хода судна, его длины и температуры воды. Что касается плотности воды, то величина ее практически постоянна. Для практических расчетов величину модуля можно определить с помощью предложенной А. Б. Карповым номограммы, представленной на рис. 18.

На левой шкале номограммы следует найти точку, соответствующую значению произведения скорости судна на его длину vL, а на правой—температуре воды $t°$. Соединяя найденные точки прямой, можно на средней шкале, в месте ее пересечения проведенной прямой, прочесть значение модуля k. Левая часть шкалы дает значение модуля с учетом надбавки на шероховатость для судов с нормальным состоянием поверхности корпуса. Для судов с очень хорошим качеством поверхности из величин, получаемых по номограмме, следует вычитать поправку, равную 0,01 *кГм*$^{-4} \cdot$ *сек*^{2}. Для сильно изношенных корпусов, подвергших-

ся коррозии и обрастанию, или для судов с грубо выполненной и плохо окрашенной поверхностью поправку такой же величины

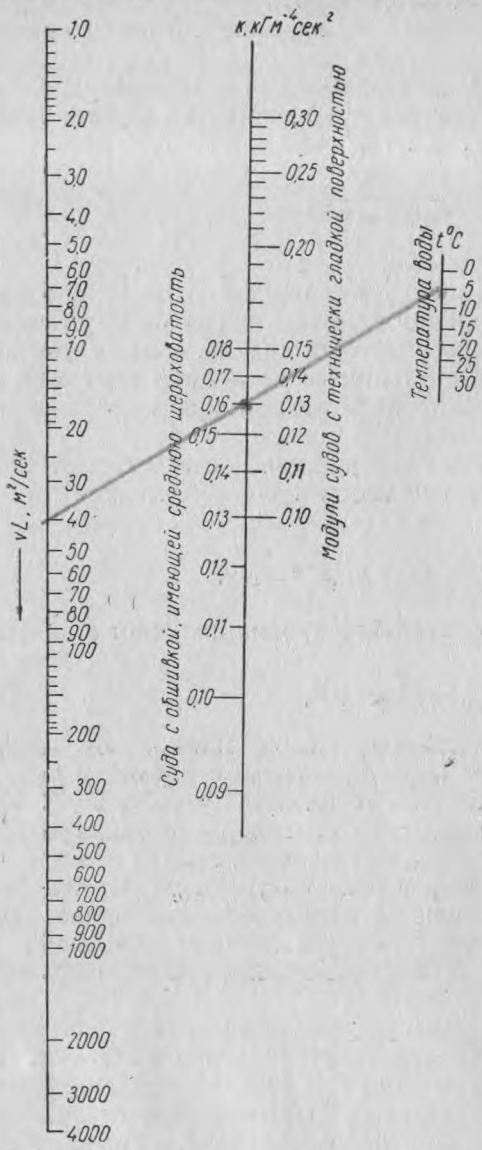


Рис. 18. Номограмма для определения модуля сопротивления трения судов

следует прибавлять к величинам, получаемым по номограмме. Правая часть шкалы относится к поверхностям, не имеющим шероховатости, и может быть использована для расчета сопротивления трения моделей судов.

Что касается величины смоченной поверхности судна, то ее можно вычислить по теоретическому чертежу судна: для этого на проекции корпуса нужно измерить длины обводов погруженных частей шпангоутов (от диаметральной плоскости до действующей ватерлинии). Полученные величины следует перевести в масштаб натурного судна. Дальнейший расчет выполняется по формуле трапеций

$$\Omega = 2\Delta L\left(\frac{l_0}{2} + l_1 + l_2 + \right.$$

$$\left. + \cdots + l_{n-1} + \frac{l_n}{2}\right), \quad (14)$$

где:

ΔL — расстояние между теоретическими шпангоутами (в масштабе судна), *м*;

$l_0 l_1 l_2 \ldots l_n$ — длины погруженных частей шпангоутов, измеренных так, как указано выше.

Более быстро и довольно точно (с ошибкой, редко превышающей 1—2%) величину смоченной поверхности можно вычислить

по приближенным формулам в зависимости от главных размеров и элементов судна. Одна из таких формул следующая [1]:

$$\Omega = V^{2/3}\left(5{,}1 + 0{,}074\frac{L}{T} - 0{,}4\delta\right), \qquad (15)$$

где:

V — объемное водоизмещение судна, $м^3$;

L и T — длина и ширина корпуса, $м$;

δ — коэффициент общей полноты.

Приведем пример расчетов, связанных с определением сопротивления трения. Пусть требуется вычислить сопротивления трения судна длиною L=38,5 $м$, шириною B=8,2 $м$, имеющего при осадке T= 2 $м$ водоизмещение V=385 $т$. Скорость хода 20 $км/ч$=5,55 $м/сек$. Температуру воды считать равной 4° С.

Вычисляем коэффициент общей полноты

$$\delta = \frac{385}{38{,}5 \cdot 8{,}2 \cdot 2{,}0} = 0{,}61.$$

Смоченная поверхность $\Omega = 385^{2/3}\left(0{,}074 \cdot \frac{38{,}5}{2} + 5{,}1 - 0{,}4 \cdot 0{,}61\right) =$ $= 325\ м^2$. Произведение скорости на длину $vL = 5{,}55 \cdot 38{,}5 =$ $= 213\ м^2/сек$. По номограмме (см. рис. 18) находим $k =$ $= 0{,}131\ кГм^{-4} \cdot сек^2$. Величина сопротивления трения $R_{тр} =$ $= 0{,}131 \cdot 325 \cdot 5{,}55^2 = 1380\ кГ$.

§ 12. ОСТАТОЧНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Полная величина сопротивления воды движению судна всегда больше, чем сопротивление трения плоской поверхности, имеющей одинаковые размеры и шероховатость с погруженной в воду частью поверхности судового корпуса, при одинаковой скорости движения. Разность между полным сопротивлением корпуса судна и сопротивлением такой «эквивалентной» плоской поверхности называют остаточным сопротивлением.

Причина образования остаточного сопротивления следующая. Вблизи носовой и кормовой оконечностей судна обтекающая корпус вода подтормаживается. В средней части из-за того что там поток стеснен судовым корпусом, скорость частиц протекающей воды возрастает по сравнению со скоростью набегающего на корпус судна потока. Но, как это следует из уравнения Бернулли, в районе повышенных скоростей струи давление уменьшается, а в зоне пониженных возрастает и уровень свободной поверхности повышается, а в средней части корпуса из-за возникающего там разрежения уровень воды понижается. Это обстоятельство влечет за собою следующие изменения в потоке воды, обтекающей корпус судна.

[1] Формула предложена А. Б. Карповым.

Во-первых, в кормовой части, где давление (как об этом только что говорилось), возрастает по сравнению с давлением в средней части корпуса, создается движение воды, направленное от

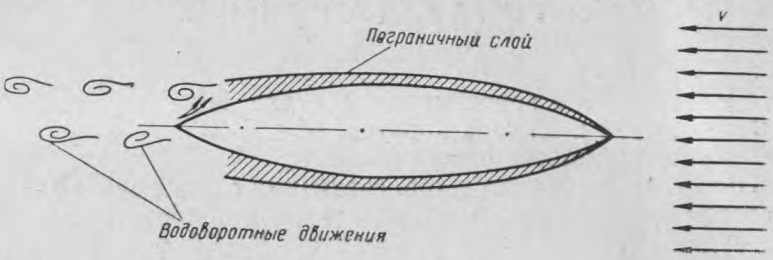


Рис. 19. Образование водоворотных движений за кормою судна

кормы к миделю. Это движение направлено против основного движения частиц воды в пограничном слое. В результате такого встречного движения двух потоков в кормовой части судна происходит образование водоворотных движений воды. Водоворотные движения в кормовой части судов особенно сильно заметны при тупых образованиях кормы (рис. 19).

Во-вторых, повышение уровня свободной поверхности воды у штевней и понижение его в средней части выводит из равновесия частицы жидкости, что приводит к колебательным движениям жидкости, с внешней стороны проявляющимся в появлении волн, бегущих за корпусом судна (рис. 20).

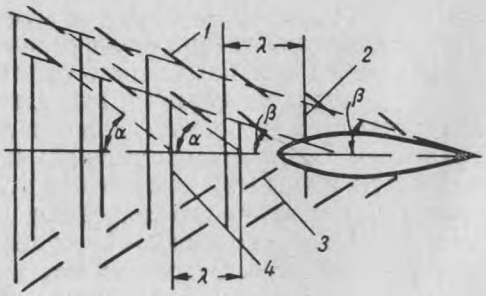


Рис. 20. Схема образования волн при движении судна:
1 — носовые расходящиеся волны; *2* — носовые поперечные волны; *3* — кормовые расходящиеся волны; *4* — кормовые поперечные волны

В отличие от водоворотных движений жидкости, появляющихся уже при самых малых скоростях судна, волны появляются только около судов, имеющих довольно значительные скорости.

Расстояние между вершинами соседних волн λ, называемое длиною волны (рис. 21), зависит от скорости их перемещения, которая равна скорости хода судна v, и определяется следующей

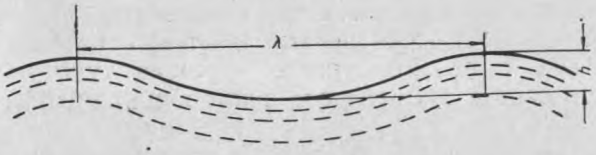


Рис. 21. Определение длины и высоты волны

теоретической формулой, хорошо согласующейся с опытными данными:

$$\lambda = \frac{2\pi}{g} v^2,$$

где g — ускорение свободно падающего тела.

Образование водоворотов и волн возможно только при расходовании определенного количества энергии. Так как с увеличением скорости хода судна вихреобразование и волнообразование становятся более интенсивными, то естественно, что при этом возрастают и энергетические затраты на образование водоворотов и волн.

Из сказанного ясно, что уменьшить остаточное сопротивление судна можно, только снизив интенсивность образуемых корпусом водоворотов и волн. Практически это возможно осуществить, придавая судну бо́льшую заостренность, а в некоторых случаях применяя для корпусов специальную форму обводов.

§ 13. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СУДНА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛЕЙ

Образование водоворотных движений и волн за корпусом корабля представляет собой весьма сложный гидромеханический процесс, зависящий от многих факторов: физических свойств воды, размеров и формы корпуса судна, скорости его хода. Вследствие этого попытки установить математические связи между элементами, характеризующими форму корпуса судна, и остаточным сопротивлением не привели к положительным результатам, позволяющим производить инженерные расчеты.

Для того чтобы определить с достаточной степенью точности величину остаточного сопротивления судна или выбрать из нескольких вариантов теоретического чертежа судна наилучший в отношении ходкости, приходится прибегать к экспериментированию с моделями судов.

Для проведения опытов с моделями строят и оборудуют специальной измерительной аппаратурой гидродинамические лабо-

ратории, называемые опытовыми бассейнами. Первый в мире опытовый бассейн был построен девяносто лет тому назад английским ученым кораблестроителем Вильямом Фрудом вблизи Лондона. Заслугой этого ученого является также разработка научных основ пересчета результатов испытаний модели на натурный корабль. В России первый опытовый бассейн был выстроен в 1893 г. по инициативе великого ученого химика Д. И. Менделеева и знаменитого флотоводца-кораблестроителя С. О. Макарова.

В настоящее время в Советском Союзе имеются большие, хорошо оборудованные бассейны, позволяющие проводить в них сложные исследования по ходкости судов на моделях больших размеров.

Рассмотрим, какие условия должны быть выполнены при проведении испытаний модели и как пересчитываются результаты испытаний на натурное судно.

Во-первых, модель должна быть геометрически подобна тому судну, сопротивление которого хотят определить. Это значит, что корпус судна и модель должны быть изготовлены по одному теоретическому чертежу, но в разных масштабах. Величину, обратную масштабу модели, называют модулем геометрического подобия и обозначают λ. Например, если масштаб модели 1 : 25, то модуль геометрического подобия будет $\lambda = 25$. При правильном изготовлении модели все ее размерения (длина, ширина, осадка) должны быть в λ раз меньше сходственных размерений судна. Так как объемы пропорциональны кубу линейных размерений, то объемное водоизмещение модели должно быть меньше объемного водоизмещения судна в λ^3 раз.

Объемные веса воды в бассейне и воды, в которой будет плавать судно, практически одинаковы, поэтому вес модели также должен быть в λ^3 раз меньше весового водоизмещения судна. Например, модель судна водоизмещением $D = 385$ *т*, выполненная в масштабе 1 : 25, должна иметь вес:

$$p = \frac{D}{\lambda^3} = \frac{385000}{25^3} = \frac{385000}{15\,625} = 24{,}5 \text{ кГ}.$$

Во-вторых, волны, образуемые моделью, должны быть подобны волнам, возникающим при движении судна. Как указывалось, длина волны связана со скоростью ее бега следующей формулой, хорошо подтверждающейся опытными данными:

$$v = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi}}.$$

Поскольку волны, образуемые судном, бегут со скоростью судна, то приведенная выше формула позволяет получить сле-

дующую зависимость между скоростью хода судна v_c и длиною образуемых им волн l_c, т. е.

$$v_c = \sqrt{\frac{gl_c}{2\pi}}.$$

Аналогичная зависимость будет между скоростью модели и длиною волн, образуемых моделью, т. е.

$$v_м = \sqrt{\frac{gl_м}{2\pi}}.$$

С помощью полученных формул можно найти отношение скорости хода судна к скорости движения модели, т. е.

$$\frac{v_c}{v_м} = \frac{\sqrt{gl_c}}{\sqrt{gl_м}}.$$

Но для соблюдения условий геометрического подобия необходимо, чтобы длины волн, образуемых судном и моделью, находились в таком же отношении, как длины корпусов судна и модели, т. е. чтобы выполнялось соотношение

$$\frac{l_c}{l_м} = \frac{L_c}{L_м}$$

Это позволяет получить

$$\frac{v_c}{v_м} = \frac{\sqrt{gL_c}}{\sqrt{gL_м}} \quad \text{или} \quad \frac{v_c}{\sqrt{gL_c}} = \frac{v_м}{\sqrt{gL_м}}.$$

Безразмерное отношение $\frac{v}{\sqrt{gL}}$ называется числом Фруда.

Эти рассуждения могут быть кратко подытожены следующим образом. *Волновые системы геометрически подобных судна и модели будут подобны, если их числа Фруда будут одинаковыми.*

Число Фруда является удачной характеристикой быстроходности судна. Речные суда имеют число Фруда порядка 0,18—0,22. Для быстроходных морских судов число Фруда достигает 0,30—0,32. Наиболее быстроходные военные корабли имеют числа Фруда до 0,5 и выше. Из условия равенства чисел Фруда для судна и модели нетрудно получить зависимость между скоростями судна и модели:

$$v_c = v_м \sqrt{\lambda}.$$

Так, например, скорости модели, равной 1 *м/сек*, при масштабе модели $^1/_{25}$ будет соответствовать скорость судна

$$v_c = 1 \text{ м/сек} \quad \sqrt{25} = 5 \text{ м/сек} = 18 \text{ км/час}.$$

При выполнении двух указанных условий, т. е. *при наличии геометрического подобия и равенства чисел Фруда, остаточные сопротивления судна и модели будут находиться в таком же*

отношении, как и их водоизмещения. Иначе говоря, остаточное сопротивление судна будет в λ^3 раз больше остаточного сопротивления модели. Например, если остаточное сопротивление модели равно 0,2 *кг*, а масштаб ее $^1/_{25}$, то при равном числе Фруда остаточное сопротивление судна будет равно

$$R_{ост} = 0{,}2 \cdot 25^3 = 0{,}2 \cdot 15625 = 3125 \ кГ.$$

Это правило не распространяется на сопротивление трения, возникновение которого связано с силами вязкости, а не с силами тяжести, как это имеет место в случае остаточного сопротивления. Поэтому, произведя испытание модели, т. е. определив величину ее сопротивления r при скорости $v_м$, нужно, прежде всего, вычислить сопротивление трения модели $r_{тр}$. Вычитая сопротивление трения модели из ее полного сопротивления, получим остаточное сопротивление модели, т. е.

$$r_{ост} = r - r_{тр}.$$

Далее следует определить скорость хода судна, соответствующую скорости движения модели $v_м$

$$v_с = v_м \sqrt{\lambda}.$$

Остаточное сопротивление судна при этой скорости будет

$$R_{ост} = r_{ост} \lambda^3.$$

Остается вычислить сопротивление трения суда $R_{тр}$ при той же скорости $v_с$ и, сложив его с остаточным сопротивлением, получить сопротивление судна

$$R = R_{ост} + R_{тр}. \qquad (16)$$

Вычисленное таким образом сопротивление не учитывает сопротивление выступающих на корпусе частей: рулей, кронштейнов, килей и т. п., а также воздушного сопротивления надводной части корпуса и надстроек судна. Поэтому, чтобы получить полное сопротивление корпуса, результат вышеприведенного пересчета следует увеличить, учитывая сопротивление выступающих частей и воздуха. В обычных случаях это увеличение может быть равно 0,03÷0,06% от величины сопротивления, полученного по пересчету с модели.

Таким образом, полное сопротивление судна будет:

$$R_{полн} = (1 + k)(R_{ост} + R_{тр}). \qquad (17)$$

Так как пересчет результатов испытания модели ведется сразу для нескольких скоростей, то вычисления целесообразно производить в форме, приведенной в табл. 2.

Данные для расчета: тип судна — танкер смешанного плавания; L=123 *м*; B=16,4 *м*; T=3,2 *м*; V=5300 *т*; Ω=2290 $м^2$.

Данные для модели: вес модели P=42,5 *кГ*; $L_м$=2,46 *м*; $\Omega_м$= =0,915 $м^2$; λ=50; $\sqrt{\lambda}$=7,07; λ^3=125·10³.

Испытания производились при температуре воды в бассейне +15° и пересчитаны на температуру +4°.

Таблица 2

№ п/п	Наименование	Обозначение или формула	Размерность	Расчет						
1	Скорость модели	$v_м$	*м/сек*	0,425	0,482	0,560	0,630	0,710	0,778	0,850
2	Сопротивление модели	r	*кГ*	0,0542	0,0689	0,0908	0,112	0,140	0,168	0,187
3	Характеристика	$L_м v_м$	$м^2/сек$	1,05	1,19	1,38	1,56	1,76	1,92	2,10
4	Модуль сопротивления трения модели	$k_м$	$кГм^{-4} \cdot сек^2$	0,240	0,235	0,232	0,223	0,219	0,213	0,210
5	Сопротивление трения	$r_{тр}=k_м \Omega_м v_м^2$	*кГ*	0,0395	0,0500	0,0668	0,0805	0,101	0,117	0,137
6	Остаточное сопротивление	$r_{ост}=r-r_{тр}$	„	0,0147	0,0189	0,0240	0,032	0,035	0,051	0,060
7	Скорость судна	$v_c=v_м\sqrt{\lambda}$	*м/сек*	3,00	3,40	3,97	4,45	5,01	5,50	6,00
8	Остаточное сопротивление судна	$R_{ост}=\lambda^3 r_{ост}$	*кГ*	1840	2360	3000	4000	4870	6360	7500
9	Характеристика	$L_c v_c$	$м^2/сек$	370	420	488	548	618	678	740
10	Модуль сопротивления трения судна	k_c	$кГм^{-4} \cdot сек^2$	0,126	0,121	0,119	0,118	0,117	0,115	0,114
11	Сопротивление трения	$R_{тр}=k_c \Omega_c v_c^2$	*кГ*	2580	3180	4260	5160	6700	7850	9300
12	Сопротивление корпуса без учета выступающих частей	$R=R_{ост}+R_{тр}$	„	4420	5540	7260	9160	11570	14110	16800

Примечание. Строки 1 и 2 заполняются на основании данных протокола испытаний модели; строки 4 и 10 — с помощью номограммы (см. рис. 18).

§ 14. ВЫЧИСЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПО ФОРМУЛАМ И ГРАФИКАМ[1]

В тех случаях, когда требуется определить только приблизительное значение величины остаточного сопротивления судна, можно использовать расчетные графики и приближенные формулы, которые связывают величину остаточного сопротивления с главными характеристиками формы судового корпуса и со скоростью его движения. Следует иметь в виду, что погрешности таких формул могут быть значительными:

1. При движении судов со скоростями, для которых число Фруда $v : \sqrt{gL}$ меньше 0,15, остаточное сопротивление приближенно может быть определено по формуле

$$R_{ост} = k_{ост} \Omega v^2, \tag{18}$$

где $k_{ост}$ — модуль остаточного сопротивления. Этот модуль определяется по выражению

$$k_{ост} = \frac{\mathfrak{M}}{\Omega}\left(1 + \frac{B}{T}\right)\left[\frac{0{,}75}{\chi} - 3(\varphi - 0{,}5)^2\right] \quad кГм^{-4} \cdot сек^2, \tag{19}$$

здесь:

$\mathfrak{M}$ — площадь мидель-шпангоута судна;

Ω — смоченная поверхность;

$\chi = \frac{L_к}{\sqrt{\mathfrak{M}}}$ — коэффициент остроты кормового заострения ($L_к$ — длина кормового заострения);

φ — коэффициент призматической полноты судна;

B и T — ширина и осадка судна.

2. Для речных судов при скоростях движения, соответствующим числам Фруда в диапазоне $v:\sqrt{gL} = 0{,}15 \div 0{,}25$ приближенный расчет остаточного сопротивления может быть выполнен по формуле

$$R_{ост} = c \frac{D}{(\sqrt{gL})^3} \varepsilon_\varphi \varepsilon_B v^3, \tag{20}$$

где:

c — безразмерный коэффициент, зависящий от числа Фруда. Величины этого коэффициента могут быть сняты с графиков, приведенных на рис. 22, для прототипа, наиболее близко соответствующего тому судну, сопротивление которого определяется;

ε_φ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние коэффициента призматической полноты, определяемый по графику, приведенному на рис. 23;

ε_B — поправочный коэффициент, учитывающий влияние относительной ширины корпуса судна, определяемый по графику, приведенному на рис. 24.

[1] Методы расчетов, изложенные в § 14 и 15, разработаны А. Б. Карповым.

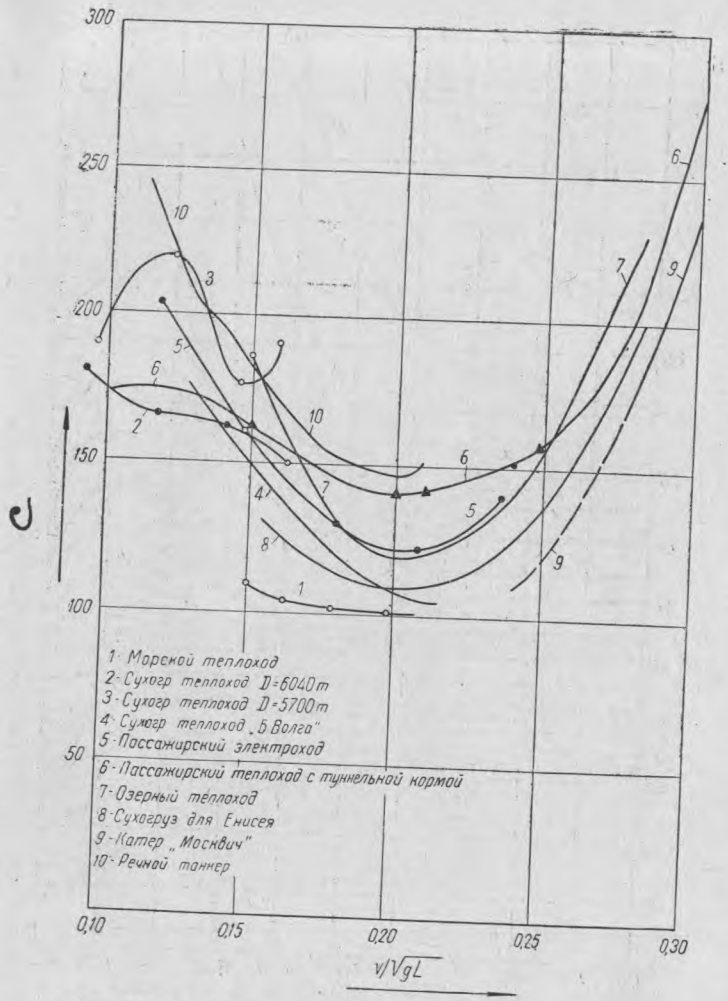


Рис. 22. Коэффициенты остаточного сопротивления для различных типов судов

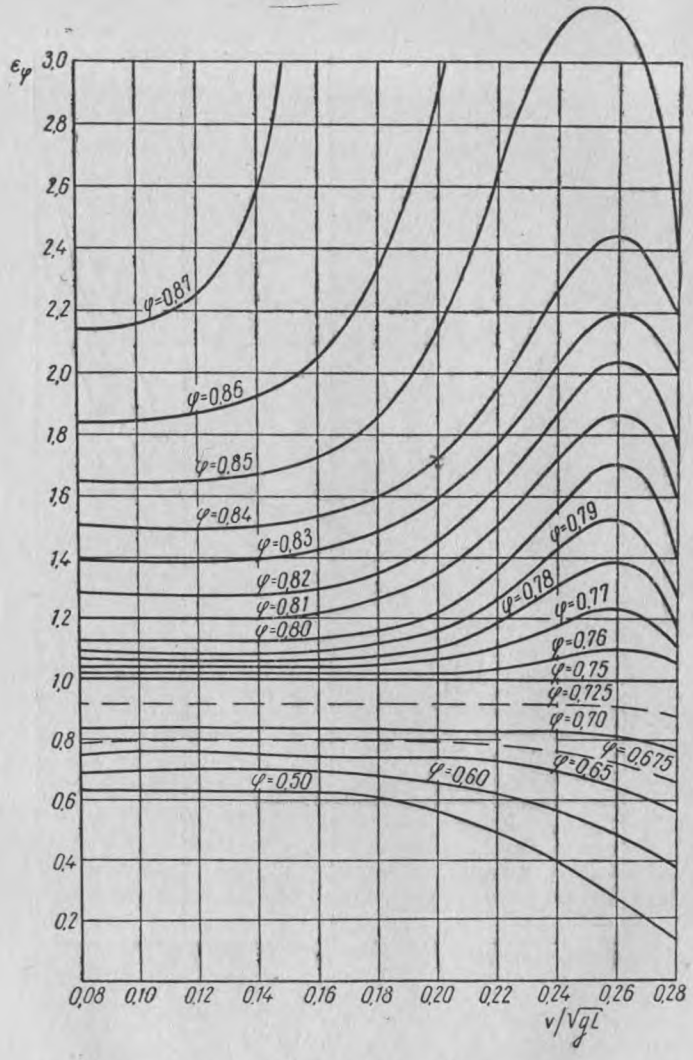


Рис. 23. График значений коэффициента ε_φ

Для ориентировочных подсчетов коэффициентов c, ε_B, ε_φ можно пользоваться приближенными формулами:

$$c = 120\left[1 + \left(10\frac{v}{\sqrt{gL}} - 2\right)^2\right];$$

$$\varepsilon_B = 0{,}79 + 0{,}07\frac{B}{T};$$

$$\varepsilon_\varphi = \frac{0{,}5 - \frac{v}{\sqrt{gL}}}{1{,}28 - \varphi - 1{,}25\frac{v}{\sqrt{gL}}},$$

где $\frac{v}{\sqrt{gL}}$ — число Фруда.

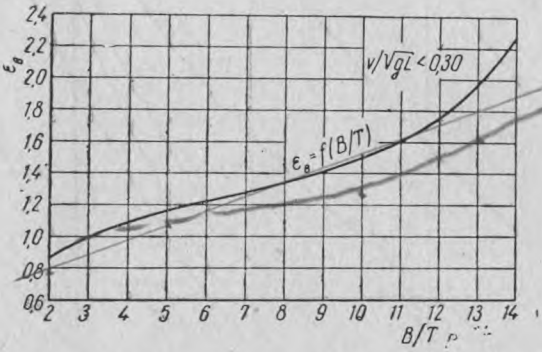


Рис. 24. График значений коэффициента ε_B

3. Величину остаточного сопротивления морских судов с большой точностью можно определить по графикам ЦНИИ имени А. Н. Крылова. Расчетная формула имеет следующий вид:

$$R_{ост} = \zeta_{ост}\rho\Omega\frac{v^2}{2},$$

где $\zeta_{ост}$ — коэффициент остаточного сопротивления, полученный по данным испытания серии моделей с переменным значением коэффициента полноты δ при различных значениях числа Фруда. График значений $\zeta_{ост} \cdot 10^3$ приведен на рис. 25 для судов со следующими характеристиками отношений главных размеров: $\frac{L}{B} = 7{,}30$; $\frac{B}{T} = 2{,}50$; $\beta = 0{,}98$.

Зависимость коэффициентов остроты $\psi_0 = \frac{L}{\sqrt[3]{V}}$, относительного

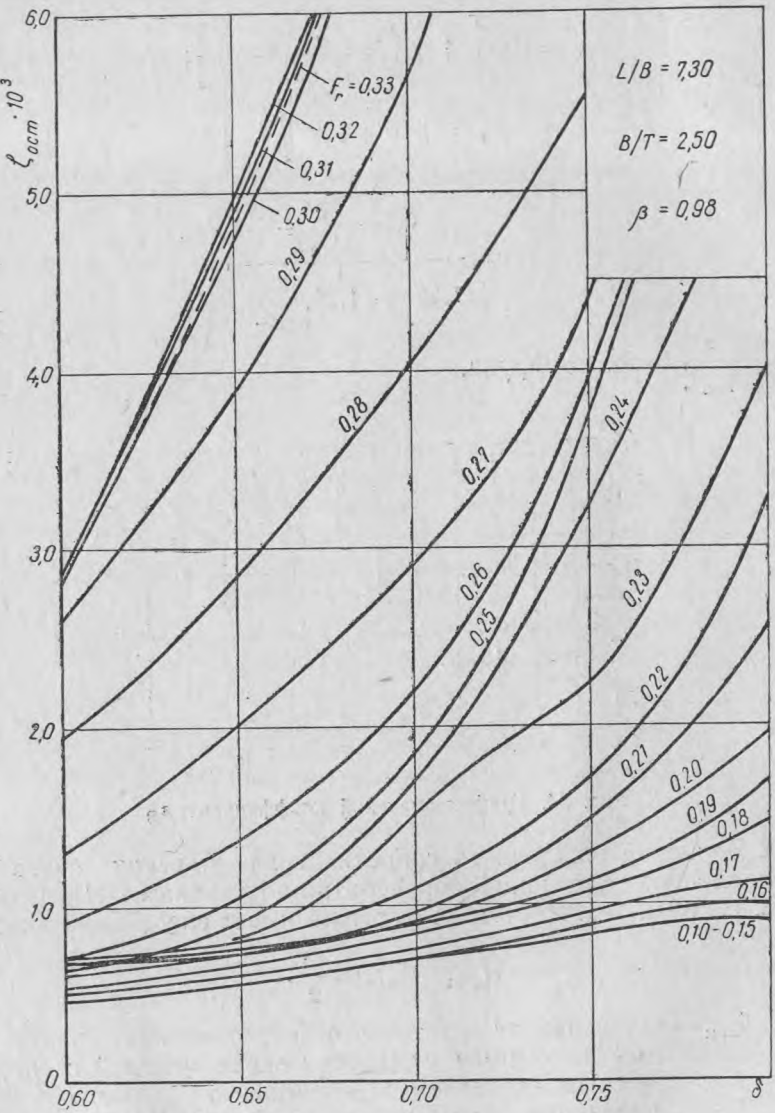


Рис. 25. Зависимость коэффициентов остаточного сопротивления от δ при различных числах Фруда для морских судов (по данным ЦНИИ имени А. Н. Крылова)

положения центра величины судна x_c (в процентах от длины корпуса) и коэффициента вертикальной полноты носовой оконечности $\chi_н$ (от форштевня до мидель-шпангоута) от коэффициента полноты δ для серии ЦНИИ моделей приведена на рис. 26.

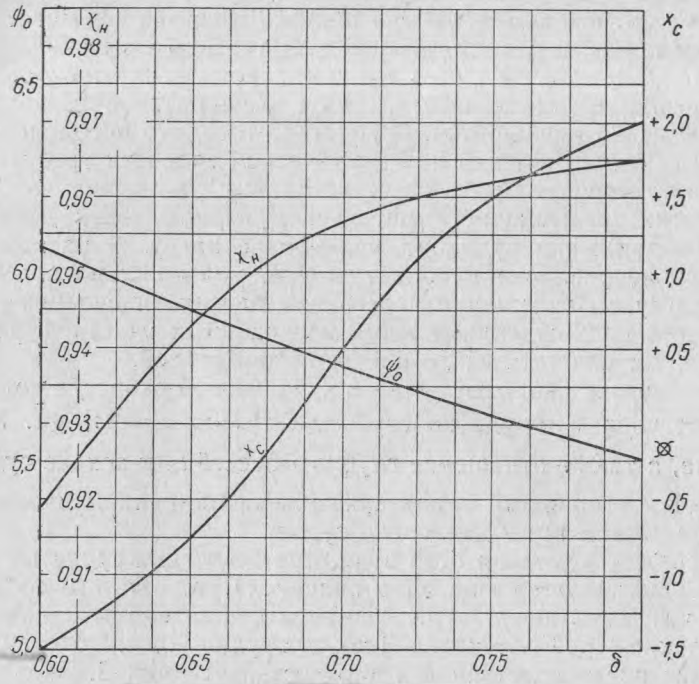


Рис. 26. Зависимость ψ_0, x_c, $\chi_н$ от δ для серии ЦНИИ

Для судов, соотношения главных размерений и коэффициенты ψ_0, x_c, $\chi_н$ которых совпадают с данными серии, этот метод дает наиболее точные результаты, так как в основе его лежат весьма достоверные экспериментальные данные по моделям большого масштаба.

§ 15. ВЛИЯНИЕ МЕЛКОВОДЬЯ, КАНАЛА И УКЛОНА ВОДНОГО ПУТИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ

Речные суда движутся в условиях стесненного фарватера. Близость дна и стенок водоема оказывают влияние на величину сопротивления движению.

При глубине фарватера, меньший, чем $h=4T+3\frac{v^2}{g}$, размеры волн, образуемых кораблем, начинают увеличиваться по сравнению со случаем движения судна на глубокой воде. Угол их

расхождения от носа корабля возрастает. При этом увеличивается и расходование энергии на образование волн, а следовательно, возрастает остаточное сопротивление. Особенно сильно возрастает сопротивление при скорости хода $v=\sqrt{gh}$, называемой критической скоростью бега волны на мелководье. Это объясняется тем, что более быстро волны двигаться не могут и они как бы препятствуют движению судна с более высокими скоростями. Однако если судно превысит критическую скорость, то поперечные волны от него отстанут и сопротивление воды движению резко уменьшится. Вследствие того, что преодоление максимума сопротивления при критической скорости требует очень больших мощностей силовых установок, движение судов при скоростях, превышающих критическую, экономически невыгодно.

При движении судна на мелководье нагрузка на двигатель вследствие увеличения сопротивления воды сильно возрастает, а поэтому во избежание перегрузки двигателя судовому механику при прохождении судном мелководных участков фарватера следует снижать число оборотов двигателей.

Отношение скорости судна к критической скорости волны называют числом Фруда по глубине бассейна $\alpha_0=v:\sqrt{gh}$. Эта величина, а также отношение глубины бассейна к осадке судна $\frac{h}{T}$ являются основными характеристиками влияния мелководья на сопротивление воды движению судна.

Кроме замедления бега волн, при движении судна на мелководье наблюдается еще одно явление. Сущность его состоит в том, что в условиях ограниченного фарватера изменяется направление струй обтекающей корпус судна воды. Обтекание происходит преимущественно в плоскости ватерлиний. Скорости обтекания корпуса водой при этом возрастают. Но в соответствии с уравнением Бернулли при возрастании скорости давление должно уменьшиться. Создающееся разрежение приводит к возникновению силы присасывания корпуса судна к дну водоема и понижению уровня воды в районе фарватера, где проходит судно.

Так, например, грузовые теплоходы типа «Большая Волга», проходя по каналу имени Москвы, переуглубляются до 0,4 *м*, что соответствует силе присасывания к грунту около 400 *т*. Грузовые теплоходы грузоподъемностью 200 *т*, построенные для верховьев Енисея, оказалось невозможным эксплуатировать из-за того, что они при прохождении перекатов с быстрым течением садились на грунт, хотя под их днищем имелся значительный статический запас воды.

Увеличение скорости обтекания корпуса в условиях мелководья эквивалентно возникновению встречного потока воды, называемого потоком вытеснения. Образование потока вытеснения приводит к возрастанию сопротивления трения.

Приближенный метод расчета величины сопротивления воды

движению судна на мелководье может быть основан на замене действительной скорости хода судна в расчетных формулах на некоторую фиктивную скорость.

Так, при вычислении остаточного сопротивления судна на мелководье при скорости хода v нужно воспользоваться формулой для расчета остаточного сопротивления на глубокой воде, но заменить в ней скорость v на скорость $v_1 = \frac{v}{\alpha_1}$, где α_1 — коэффициент, зависящий от $\alpha_0 = \frac{v}{\sqrt{gh}}$ и $\frac{h}{T}$, величину которого следует определить по графику, приведенному на рис. 27.

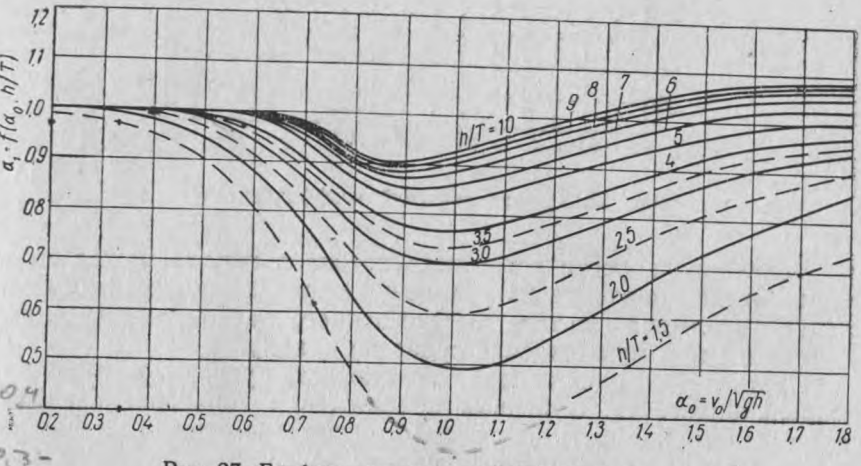


Рис. 27. График значений коэффициента α_1

Точно так же при расчете сопротивления трения в формулу для сопротивления трения нужно вместо скорости хода судна v подставить $v_2 = \frac{v}{\alpha_2}$, где α_2 коэффициент, определяемый по графику, приведенному на рис. 28, в зависимости от α_0 и $\frac{h}{T}$.

Таким образом, сопротивление воды движению судна в условиях мелководья при скорости v может быть рассчитано по формуле

$$R_{мелк} = R_{ост\,[v_1]} + R_{тр\,[v_2]}, \qquad (21)$$

где:

$R_{ост\,[v_1]}$ — остаточное сопротивление, вычисляемое по формуле для неограниченного по глубине бассейна, но при скорости v_1;

$R_{тр\,[v_2]}$ — сопротивление трения на глубокой воде при скорости v_2. Формулы скоростей v_1 и v_2 приведены выше.

При движении судна в канале, когда ограничение фарватера имеется не только по глубине, но и по ширине, сопротивление судна возрастает еще больше. Усиливается и его присасывание к грунту.

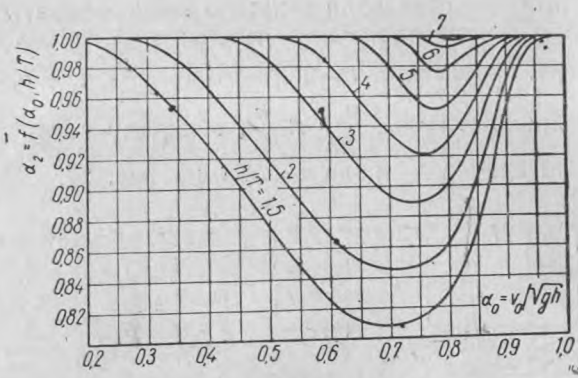


Рис. 28. График значений коэффициента α_2

Величина скорости встречного потока в канале может быть приближенно получена из уравнения расхода жидкости, примененного к сечению потока, не стесненного судном, и к сечению потока в месте прохождения судна по каналу.

Пусть F — сечение канала, v — скорость судна, $\mathfrak{W}$ — площадь мидель-шпангоута. В первом приближении уравнение расхода жидкости может быть записано без учета изменения площади сечения канала от понижения уровня воды:

$$Fv = (F - \mathfrak{W})(v + v'),$$

откуда скорость встречного потока в первом приближении получается равной

$$v' = v\frac{1}{m-1},$$

где $m = \frac{F}{\mathfrak{W}}$.

Для линии тока, находящейся на свободной поверхности, давление будет равно атмосферному как в районе прохождения судна, так и в части канала, не стесненной судном. Величину понижения уровня воды в районе прохождения судна можно определить из уравнения Бернулли, которое будет иметь вид:

$$\frac{v^2}{2g} + h = \frac{(v+v')^2}{2g} + h - \Delta h,$$

откуда

$$\Delta h = \frac{2vv' + (v')^2}{2g}.$$

Подставляя сюда значение v', получим:

$$\Delta h = \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{2m-1}{(m-1)^2}.$$

Теперь можно записать уравнение расхода жидкости с учетом изменения площади живого сечения канала от понижения уровня воды. Обозначим уменьшение площади канала от понижения уровня через f, тогда получим:

$$Fv = (F - \Omega - f)(v + v''),$$

откуда уточненная скорость встречного потока будет

$$v'' = v \frac{\Omega + f}{F - \Omega - f},$$

где

$$f = B_0 \Delta h = \frac{B_0 v^2}{2g} \cdot \frac{2m-1}{(m-1)^2};$$

здесь B_0 — ширина канала по зеркалу воды.

Возникновение встречного потока эквивалентно тому, что судно, двигаясь относительно берега со скоростью v, должно преодолевать сопротивление воды при скорости $v+v''$ и, кроме того, должно расходовать энергию на преодоление сопротивления трения встречного потока о стенки канала.

Приближенный метод расчета сопротивления воды движению судна в канале основывается на использовании формул для сопротивления на глубокой воде. Но при этом скорость движения судна относительно берега v в члене, определяющем остаточное сопротивление, должна быть заменена на фиктивную скорость

$$\bar{v}_1 = \frac{v+v''}{\bar{\alpha}_1} \cdot \frac{v}{\bar{\alpha}_1} \cdot \frac{F}{F - \Omega - f}.$$

Точно так же в члене, определяющем сопротивление трения, скорость судна относительно берега должна быть заменена фиктивной скоростью

$$\bar{v}_2 = \frac{v+v''}{\bar{\alpha}_2} \cdot \frac{F}{F - \Omega - f}.$$

В этих выражениях $\bar{\alpha}_1$ и $\bar{\alpha}_2$ — числовые коэффициенты, которые определяются по графикам (рис. 27 и 28) в зависимости от $\frac{h}{T}$ и $\bar{\alpha}_0 = \frac{v+v''}{\sqrt{gh}} = \frac{v}{\sqrt{gh}} \cdot \frac{F}{F - \Omega - f}$.

К сумме сопротивления трения и остаточного сопротивления, вычисленных таким образом, для того чтобы получить полное сопротивление судна в канале, нужно прибавить еще дополнительный член, представляющий сопротивление трения стенок канала

при обтекании их встречным потоком вытеснения, вычисляемый по формуле

$$R_{стен} = \frac{PL}{C_1} \cdot 10^3 \xi^3 v^2,$$

где:

P — смоченный периметр канала, *м*;

L — длина судна, *м*;

$\xi = \frac{v''}{v} = \frac{\mathfrak{M}+f}{F-\mathfrak{M}-f}$ — коэффициент скорости встречного потока жидкости;

v — скорость судна относительно берега;

C_1 — параметр, характеризующий сопротивление стенок канала, зависящий от материала стенок канала и его гидравлического радиуса. Под гидравлическим радиусом канала подразумевается отношение площади живого сечения канала к его смоченному периметру.

Для стенок канала из обычного грунта значения коэффициента C_1 приведены в табл. 3.

Таблица 3

Наименование величин	Гидравлический радиус $r=F/P$, *м*				
	1	2	3	4	5
Значение параметра, характеризующего сопротивление стенок канала C_1	38	45	50	53	55

Подводя итог сказанному, можем записать, что сопротивление судна в канале при скорости, относительно берега равной v, может быть представлено формулой

$$R_{кан} = R_{ост\ [\bar{v}_1]} + R_{трен\ [\bar{v}_2]} + R_{стен}, \qquad (22)$$

где:

$R_{ост\ [\bar{v}_1]}$ — остаточное сопротивление судна, вычисляемое по формулам для неограниченного фарватера, но для скорости $\bar{v}_1$;

$R_{трен\ [\bar{v}_2]}$ — сопротивление трения судна на глубокой воде при скорости $\bar{v}_2$;

$R_{стен}$ — сопротивление трения стенок канала, рассчитываемое по приведенной выше формуле.

Формулы для приведенных скоростей $\bar{v}_1$ и $\bar{v}_2$ также даны выше.

Величина увеличения осадки судна при его движении в условиях ограниченного фарватера может быть определена по сле-

дующей приближенной формуле, выведенной на основании экспериментальных данных:

$$\Delta T = \frac{v^2}{2g}\left[1{,}35 - 0{,}2 \lg \frac{v(h-T)}{\nu} + 2\frac{v}{\sqrt{gL}}\right], \qquad (23)$$

где: L — длина судна;

h — глубина бассейна;

ν — коэффициент кинематической вязкости воды.

Перейдем к рассмотрению влияния на скорость судна и величину сопротивления воды его движению наличия уклона водного пути. На первый взгляд может показаться, что если судно имеет в неподвижной воде скорость хода v, то при его движении по течению, имеющему скорость w, результирующая скорость судна относительно берега будет равна сумме $v+w$, а при движении против течения — разности $v-w$.

В действительности, двигаясь по течению, судно развивает скорость относительно берега большую, чем сумма скорости его движения на тихой воде и скорости течения на величину Δw, называемую скоростью соскальзывания. Поднимаясь против течения, судно будет иметь скорость движения меньшую, чем разность указанных скоростей. Это явление объясняется тем, что текущая вода имеет уклон свободной поверхности и поэтому судно, двигаясь по течению, медленно опускается, а двигаясь против течения—поднимается. Наличие уклона создает неуравновешенную составляющую весового водоизмещения, направленную вдоль поверхности воды и численно равную произведению весового водоизмещения D на тангенс угла уклона водного пути i.

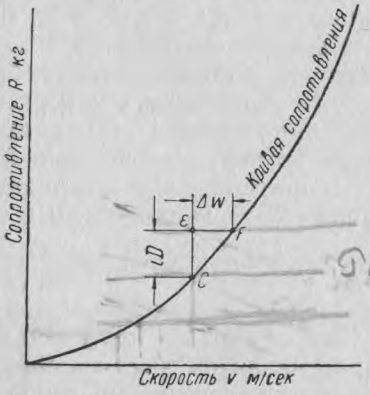


Рис. 29. Схема определения скорости соскальзывания судна, движущегося по течению

Скорость соскальзывания судна, движущегося по течению, можно определить следующим образом. Через точку на кривой сопротивления, соответствующую скорости судна в неподвижной воде, нужно провести вертикаль и вверх по этой вертикали от точки ее пересечения с кривой (точка C на рис. 29) отложить отрезок $CE=iD$. Отрезок горизонтальной прямой $\varepsilon F=\Delta w_1$ дает искомую скорость соскальзывания. Для случая движения судна навстречу течению отрезок iD нужно отложить вниз от точки C. При движении судна по течению его скорость относительно берега будет

$$v_{бер1} = v + \Delta w_1 + w,$$

а при движении навстречу течению

$$v_{бер2} = v - \Delta w_2 - w.$$

Для определения скорости соскальзывания Δw_0 для судна, не работающего движителем или не имеющего такового, точка C должна быть совмещена с началом координат.

Натурные опыты, целью которых являлось изучение явления соскальзывания судов, удовлетворительно согласуются с приведенными выше данными.

Из сказанного ясно, что если ходовые испытания судов проводятся на реках со значительным уклоном, то в полученные результаты необходимо вносить поправки не только на скорость течения, но и на соскальзывание, являющееся следствием уклона водного пути.

§ 16. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СОСТАВЛЯЮЩИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Сопротивление выступающих частей. До сих пор рассматривались основные составляющие сопротивления воды движению только корпуса судна. Как известно, судно имеет так называемые выступающие части, к которым относятся гребные валы, их выкружки, кронштейны гребных валов, рули, бортовые кили и др. Выступающие части располагаются достаточно глубоко под свободной поверхностью воды, поэтому их сопротивление состоит из сопротивления трения и формы.

Сопротивление выступающих частей можно представить в виде следующей формулы:

$$R_{в.ч} = \zeta_{в.ч} \rho \Omega \frac{v^2}{2}. \qquad (24)$$

Безразмерный коэффициент $\zeta_{в.ч}$ называется относительным сопротивлением выступающих частей, причем сопротивление относится условно к смоченной поверхности судна.

Численное значение $\zeta_{в.ч}$ у судов с хорошо спроектированными выступающими частями колеблется в зависимости от числа валов от $0{,}2 \cdot 10^{-3}$ до $0{,}3 \cdot 10^{-3}$; у судов с развитыми выступающими частями и со скуловыми килями величина их достигает $0{,}5 \cdot 10^{-3}$ и более.

Воздушное сопротивление. При движении судна с большой скоростью или при сильном встречном ветре начинает заметно проявляться сопротивление воздуха движению судна, называемое воздушным сопротивлением. В основном оно определяется вихревым сопротивлением надстроек. В большинстве случаев для практических целей воздушное сопротивление может быть вычислено по формуле

$$R_{возд} = c \frac{1}{2} \rho_{возд} S (v \pm v_{ветр})^2, \qquad (25)$$

где:

$\rho_{возд}$ — плотность воздуха, равная 0,13 *кг · сек²/м⁴*;

S — проекция надводной части судна на плоскость миделя, *м²*;

v — скорость судна, *м/сек*;

$v_{ветр}$ — скорость ветра, *м/сек*;

c — безразмерный коэффициент.

Знак плюс в этой формуле берется при встречном ветре, а знак минус — при попутном.

Безразмерный коэффициент c определяется по испытаниям моделей надводной части судна в аэродинамической трубе. При обдувке в направлении диаметральной плоскости коэффициент воздушного сопротивления приблизительно равен $c=0{,}80 \div 0{,}82$.

Примерные величины воздушного сопротивления в процентах от полного сопротивления для быстроходного судна при встречном ветре приведены в табл. 4.

Таблица 4

Наименование величин	Размерность	Ветер в баллах Бофорта					
		0	2	4	6	8	10
Скорость встречного ветра	*м/сек*	0	2	5,6	13,0	24,0	38
Увеличение воздушного сопротивления от полного сопротивления	%	1,0	1,5	2,0	3,0	6,0	10,0

До четырехбалльного ветра воздушное сопротивление редко превышает 2% полного сопротивления судна.

При более сильном ветре возникает волнение, которое приводит к более значительному возрастанию сопротивления судна, чем его повышение за счет воздушного сопротивления. Воздушное сопротивление достигает наибольшего значения, когда ветер дует под углом 25—30° к диаметральной плоскости судна.

Влияние волнения на скорость хода. Волновые движения связаны с колебаниями частиц жидкости и сопровождаются изменением формы ее свободной поверхности.

Встречающиеся в природе волновые движения многообразны и сложны: примерами могут служить приливные волны, сейши в озерах, морские ветровые и корабельные волны. При правильном волнении, возникшем от ветра и продолжающемся после того, как ветер, вызвавший его, прекратился, движения масс воды в каком-либо направлении не происходит, однако колебания отдельных частиц жидкости создают впечатление, что свободная поверхность, приняв искривленную форму с последовательным

чередованием бугров и впадин, перемещается с определенной скоростью.

Примером, помогающим уяснить суть волнового движения, является поле, покрытое хлебными колосьями. При ветре, как по колосьям бегут волны, напоминающие волнение на море. Движение колосьев сходно с движением частиц воды в волне — колосья наклоняются и поднимаются, а также движутся из стороны в сторону.

Совершая колебательные движения, частицы жидкости описывают замкнутые траектории, близкие к окружности. По мере углубления под свободную поверхность движение частиц становится менее интенсивным и на глубине, равной длине волны, т. е. расстоянию между ее соседними вершинами, движение становится малозаметным.

При движении судна на взволнованном море скорость хода снижается. Это обусловливается повышением сопротивления воды и уменьшением коэффициента полезного действия движителя.

Опыты показывают, что увеличение сопротивления при движении на волне вызывается главным образом килевой качкой судна.

Инженер-гидрограф Н. Н. Струйский, обрабатывавший записи вахтенных журналов судов, совершавших регулярные рейсы со скоростью хода 9—10 узлов между Баку и Астраханью, установил, что потеря скорости при встречном ветре в 8 баллов достигает 40% и при попутном 20%.

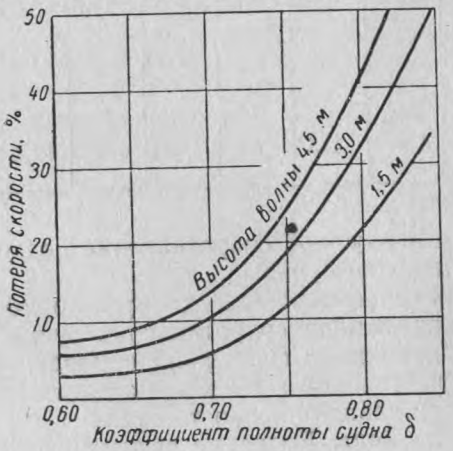


Рис. 30. Потеря скорости хода судов на волнении

По данным, приведенным в иностранной литературе, величина потери скорости судна зависит от высоты волн и коэффициента полноты судна. Влияние этих двух факторов характеризуется диаграммой, приведенной на рис. 30.

Взаимное влияние судов на их сопротивление при движении в составе воза. При расчете сопротивления движению составов из барж необходимо учитывать взаимодействие между баржами, а также влияние буксирующего или толкаемого судна.

Основной причиной, изменяющей сопротивление барж, входящих в состав воза, является влияние на скорость обтекания попутного потока от идущей впереди баржи. Важное влияние оказывают также: поток, отбрасываемый движителем, длина

буксирного троса и рыскливость составов, форма счала буксируемых и толкаемых составов, которая характеризуется так называемыми коэффициентами счала составов.

За телом, движущимся в жидкости, образуется попутный поток с турбулентным режимом движения в нем. Скорости движения жидкости в попутном потоке убывают по мере удаления от тела, а ширина его возрастает. За плохо обтекаемым телом наблюдаются вихревые дорожки с расположенными в шахматном порядке вихрями. По мере удаления от тела скорости на оси попутного потока убывают. Относительная скорость обтекания судна, движущегося в кильватер, т. е. в попутном потоке за другим судном, будет меньше, чем для головного судна. Это вызывает уменьшение суммарного сопротивления этих тел по сравнению с сопротивлением при их независимом движении.

Таким образом, при счале нескольких барж общее сопротивление состава не равно сумме сопротивления отдельных барж, входящих в состав. Это различие характеризуется коэффициентом счала K, равным отношению сопротивления состава к сумме сопротивления одиночных барж при данной скорости хода:

$$K = \frac{R_{сост}}{\Sigma R}, \qquad (26)$$

где:

$R_{сост}$ — сопротивление состава;

ΣR — сумма сопротивлений одиночных барж при той же скорости хода, при условии их движения изолированно друг от друга.

При удачной компоновке состава коэффициент счала меньше единицы. Величина коэффициента счала зависит от способа формирования состава, от формы обводов барж, составляющих состав, и от глубины фарватера, по которому происходит движение. Коэффициент счала имеет наименьшее значение при счале барж вплотную и стремится к единице при увеличении расстояния между ними. Практически можно считать, что в случае буксировки барж в кильватер коэффициент счала становится равным единице уже при расстоянии между баржами, равном 0,6 их длины.

Значение коэффициентов счала K при движении на глубокой воде для различных типов составов, полученные на основании результатов модельных испытаний, приведены в табл. 5.

Наивыгоднейшей формой состава, как при буксировке, так и толкании, является

Таблица 5

Форма состава	Баржи	
	клинообразные	сановидные
Две баржи в кильватер	0,80	0,81
Три баржи в кильватер	0,70	0,76
Две баржи параллельно одна другой	1,1	0,85

кильватерная форма с минимальными зазорами между баржами. Длина буксирного троса, т. е. расстояние между буксиром и головной баржей, также оказывает значительное влияние на сопротивление барж.

Результаты исследований колесных и винтовых буксиров показали, что для каждой скорости хода существует наивыгоднейшая длина буксирного троса, при которой сопротивление буксируемых барж будет наименьшим. Оптимальная длина буксирного троса должна обеспечить хорошую управляемость состава и незначительное влияние струи, отбрасываемой работающим движителем на суммарное сопротивление баржи или состава.

В настоящее время на речном транспорте СССР и за рубежом находит все более широкое применение метод толкания барж, позволяющий повысить скорость движения составов по сравнению с буксировкой. При этом буксир-толкач счаливается с возом, составленным из счаленных вплотную барж. Метод толкания позволяет увеличить техническую скорость составов примерно на 10—20% по сравнению с буксировкой. Кроме того, вождение составов в результате улучшения их маневренных качеств становится более безопасным. Толкач может тормозить состав, что важно при подходах к причалам, при ходе вниз по течению и при входе в шлюзовые камеры.

На рис. 31 приведены кривые скорости движения различных составов при буксировке и толкании. Из этих данных видно

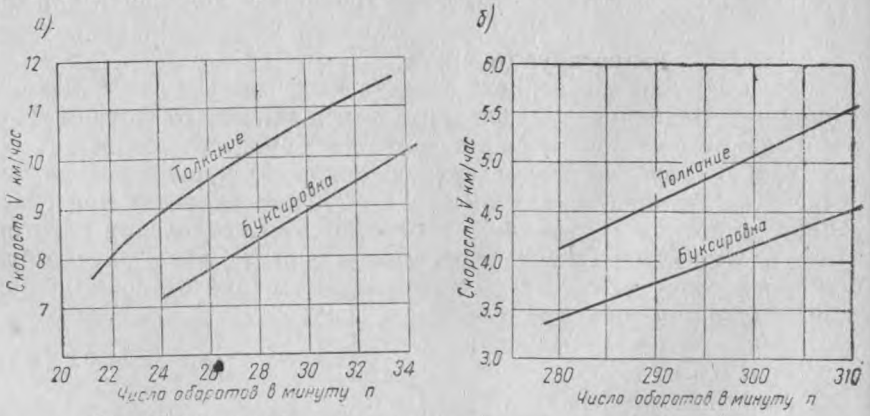


Рис. 31. Технические скорости при толкании и буксировке:
а — колесного парохода 440 *и. л. с.* с сухогрузной баржей грузоподъемностью 2290 *т*;
б — винтового теплохода 600 *э. л. с.* с нефтеналивной баржей грузоподъемностью 8500 *т*

значительное преимущество метода толкания, в особенности при увеличении скорости движения.

Увеличение скорости движения толкаемых составов по сравнению с буксировкой связано с уменьшением сопротивления воды движению корпуса толкача благодаря влиянию попутного потока, в зоне действия которого работает толкач, и с увеличе-

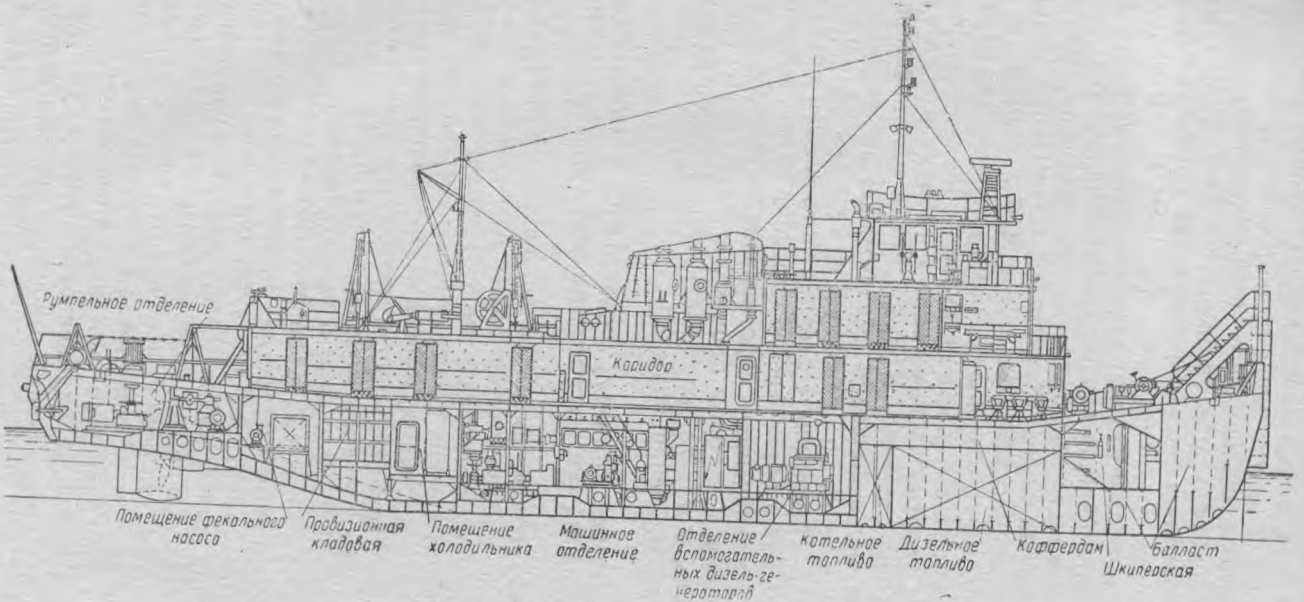


Рис. 32. Толкач типа «Зеленодольск»

нием полезной тяги движителя, вследствие наличия попутного потока за составом. Кроме того, сопротивление воды движению толкаемого состава уменьшается в результате экранирующего действия толкача, снижающего вихреобразование за кормой впереди идущих барж и из-за отсутствия влияния на сопротивление воды движению состава реактивного потока движителей.

Рыскливость толкаемого состава меньше, чем буксируемого, что создает возможность использовать тиховодные и извилистые участки рек, не снижая скорости движения.

Опыты с толкачами полностью подтвердили преимущества метода толкания перед буксировкой. Испытания толкача «Зеленодольск» мощностью 1200 *л. с.* в 1957 г. (рис. 32) с поворотными насадками со стабилизаторами показали его хорошую управляемость и устойчивость на курсе.

Влияние условий эксплуатации и габаритов водного пути на величину сопротивления. Наличие крена или дифферента при неизменном водоизмещении судна может привести к увеличению сопротивления по сравнению со случаем посадки судна на ровный киль. Изменение состояния поверхности подводной части корпуса из-за обрастания и коррозии может привести к значительному увеличению сопротивления движению судна. Габариты бассейна, в котором происходит движение судна, как уже указывалось, могут также оказать существенное влияние на величину сопротивления воды.

§ 17. ВЛИЯНИЕ ГЛАВНЫХ РАЗМЕРЕНИЙ И ФОРМЫ ОБВОДОВ СУДНА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ЕГО ДВИЖЕНИЮ

Для того чтобы правильно запроектировать судно, необходимо знать, как влияют его главные размерения и коэффициенты на величину сопротивления воды движению. Вопрос этот сложен и исчерпывающее решение его возможно только на основании опытов с моделями, имеющими различные формы обводов.

При проектировании судна приходится испытывать иногда до нескольких десятков моделей, с тем чтобы выбрать наилучший вариант. Однако можно указать общие закономерности влияния форм корпуса на сопротивление движению, установленные на основании многолетних исследований на моделях и подтвержденных практикой эксплуатации судов.

Влияние длины судна. Быстроходные суда выгодно делать относительно длинными, а тихоходные — более короткими. Это связано с тем, что остаточное сопротивление с увеличением длины уменьшается, а сопротивление трения возрастает, так как при этом увеличивается смоченная поверхность.

Характеристикой удлиненности судна служит коэффициент остроты, представляющий отношение длины корпуса к корню третьей степени из объемного водоизмещения $\phi = \frac{L}{\sqrt[3]{V}}$. Величина

этого коэффициента численно равна длине в метрах геометрически подобной судну модели при ее водоизмещении в 1 m.

Практически этот коэффициент изменяется от 5 для тихоходных судов до 10 для наиболее быстроходных кораблей. Суда со средними скоростями имеют этот коэффициент около 7.

С увеличением коэффициента ψ удельное остаточное сопротивление, как правило, уменьшается.

Влияние коэффициента призматической полноты. Коэффициент призматической полноты судна φ характеризует форму строевой по шпангоутам и оказывает существенное влияние на остаточное сопротивление, в особенности у тихоходных судов. С увеличением этого коэффициента оконечности корпуса становятся более тупыми, а следовательно, сопротивление судна возрастает. Поэтому наиболее быстроходные суда имеют φ около 0,5, а тихоходные до 0,8, а иногда и больше.

Влияние относительной ширины. Под относительной шириной понимают отношение ширины корпуса к осадке судна $\frac{B}{T}$. Как правило, увеличение относительной ширины приводит к возрастанию сопротивления. Для морских судов $\frac{B}{T}$ изменяется в пределах от 2 до 4. Речные суда по условиям их эксплуатации приходится делать более широкими, у них $\frac{B}{T}$ доходит до 7 и выше. Поэтому сопротивление речных судов больше, чем у морских судов с одинаковой длиной и водоизмещением.

Влияние положения центра величины по длине корпуса. При расположении центра величины в нос от мидель-шпангоута кормовые обводы судна становятся более острыми и вихреобразование уменьшается. Так как у тихоходных судов остаточное сопротивление зависит преимущественно от вихреобразования в корме, то для них выгодно центр величины смещать в нос. Для быстроходных судов более выгодно иметь заостренной носовую оконечность, так как волнообразование при этом становится меньше. Следовательно, для быстроходных судов выгодно смещать центр величины в корму от миделя. Однако во всех случаях отклонение центра величины не должно быть более 1,5% длины корпуса.

Влияние формы кормовой оконечности. Форма кормовой оконечности имеет особое влияние на сопротивление воды движению судна и на его ходкость вообще. Это связано с тем, что движители судна располагаются в кормовой части и поэтому форма кормы должна быть такой, чтобы обеспечивался хороший подток воды к винтам и не возникало большой силы засасывания между корпусом и винтами. Кроме того, заостренность кормы оказывает большое влияние на образование водоворотных движений за судном, а следовательно, на величину сопротивления формы.

Удачной характеристикой заостренности кормы является от-

ношение длины кормового заострения к корню квадратному из площади мидель-шпангоута $\frac{L_к}{\sqrt{\omega}}$. Если этот коэффициент меньше 3, то сопротивление формы сильно возрастет. Кроме этого коэффициента, на образование водоворотов оказывают влияние и другие, например коэффициент призматической полноты, что видно из формулы для определения модуля сопротивления формы.

Влияние формы носовой оконечности. Носовая оконечность должна обеспечивать судну хорошую всхожесть на волну, должна препятствовать заливанию воды на палубу. Кроме того, форма носа должна быть достаточно острой, иначе у носовой оконечности будет возникать сильное волнообразование. Всего лучше этим требованиям удовлетворяет форма носа с некоторым наклоном форштевня вперед и развалом шпангоутов наружу.

Влияние абсолютной величины водоизмещения судна на величину сопротивления. Это влияние оценивается по удельному сопротивлению, которое представляет собой отношение полного сопротивления к водоизмещению.

Сравнивая удельное сопротивление двух геометрически подобных судов при одинаковых скоростях движения, можно прийти к выводу, что удельное сопротивление будет уменьшаться с увеличением абсолютного водоизмещения.

Стоимость перевозки груза, отнесенного к единице веса груза, можно считать пропорциональной удельному сопротивлению, так как грузоподъемность судна пропорциональна его водоизмещению, а эксплуатационные расходы — мощности главных механизмов, которая при одинаковой скорости и пропульсивном коэффициенте полезного действия может считаться пропорциональной величине сопротивления.

Отсюда следует, что наибольшую экономичность в эксплуатации будут иметь суда наибольших размеров, и понятно поэтому, что в современном судостроении наблюдается тенденция постройки судов наибольшего тоннажа. Например, для Волги строятся сухогрузные теплоходы грузоподъемностью 5 000 *т*, тогда как до сих пор грузоподъемность таких судов не превышала 2000 *т*.

Влияние специфических особенностей формы обводов корпуса судна на сопротивление. Каплеобразные наделки в носовой оконечности, крейсерская форма кормы, подрез носового и кормового дейдвудов, тоннели для гребных винтов и другие — могут иметь заметное влияние на величину сопротивления, однако их роль в большинстве случаев не столько значительна, как факторов, перечисленных выше. Для отдельных типов судов целесообразно применять обводы корпуса со значительным подрезом оконечностей. Иногда же более выгодными могут оказаться обводы с бульбовой наделкой в носовой части или даже простые очертания корпуса. Поэтому при выборе формы корпуса следует

проявлять осторожность и останавливаться на той или иной форме только после тщательной экспериментальной проверки целесообразности ее применения.

§ 18. СПОСОБЫ ПРАКТИЧЕСКОГО УВЕЛИЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ СУДОВ И УМЕНЬШЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ

Движения на режимах частичного и полного глиссирования. При движении судов с большими скоростями происходит увеличение давлений в днищевой части, в результате чего возникает вертикальная гидродинамическая сила, уменьшающая осадку судна на ходу, а следовательно, и сопротивление воды движению судна.

Различают **три режима движения судов:**

плавание, при котором гидродинамическая сила поддержания мала и судно держится на поверхности благодаря своей плавучести;

переходный режим движения, для которого характерно возникновение значительной по величине вертикальной гидродинамической силы;

глиссирование — скольжение судна по поверхности воды, при котором статическая сила поддержания становится мала и поддержание судна на поверхности воды происходит почти целиком вследствие гидродинамических сил.

При режиме плавания наблюдается незначительное изменение средней осадки и угла дифферента, так как давление на подводной поверхности движущегося судна примерно одинаково с давлением, действующим на подводную поверхность покоящегося судна. Так как носовые обводы судна обычно острее кормовых, судно получает небольшой дифферент на нос.

Переходный режим движения характеризуется значительным изменением угла дифферента и средней осадки судна, при этом судно дифферентуется на корму.

При дальнейшем увеличении скорости статическая сила поддержания уменьшается за счет уменьшения подводного объема вследствие всплытия судна под действием вертикальных гидродинамических сил.

Относительно большая ширина корпуса, наличие уступов-реданов, транцевая корма и специальные формы днища способствуют выходу на поверхность и снижению сопротивления. Такие суда называются глиссерами, а режим движения — глиссированием. Судно, вышедшее на редан, имеет сопротивление значительно меньше, чем до выхода в режим глиссирования, благодаря чему глиссеры достигают весьма высоких скоростей движения — до 200 *км/час* и выше.

Суда на подводных крыльях. Для уменьшения сопротивления воды и повышения скоростей катеров на них устраивают подвод-

ные крылья. Подводное крыло позволяет наиболее экономично использовать гидродинамические силы и повысить скорость движения судов путем резкого снижения сопротивления воды.

Идея применения принципа движения на подводных крыльях возникла в конце XIX века. С тех пор появился ряд конструктивных типов катеров на подводных крыльях. При малых скоростях движения катер, снабженный подводными крыльями, движется как обычное судно; в связи с этим его корпусу следует придавать очертания, обеспечивающие возможность достижения скоростей, при которых совершается переход на режим, соответствующий движению на крыльях.

Форма корпуса может, например, соответствовать безреданному или мореходному катеру. С ростом скорости движения на несущих крыльях, связанных с корпусом катера, возникает значительная подъемная сила, обеспечивающая отрыв корпуса от поверхности жидкости.

При дальнейшем увеличении скорости погруженными в воду остаются только поверхности несущих крыльев, движитель, руль и частично стойки, связывающие их с корпусом катера.

Для повышения эффективности действия несущих крыльев их продольное сечение выполняется в виде авиационного профиля, установленного под некоторым углом атаки относительно набегающего потока. Для снижения сопротивления стойки крыльев также выполняются в виде авиационных профилей.

Сопротивление подводных крыльев меньше, чем сопротивление корпуса глиссирующего катера; при соответствующей нагрузке это позволяет добиться увеличения скорости движения. Пассажирский катер-теплоход на подводных крыльях типа «Ракета», построенный на заводе «Красное Сормово», имеет наибольшую длину 24 *м*, водоизмещение 24 *т*, мощность двигателя 750 *л. с.* и развивает скорость 60 *км/час* (рис. 33). Теплоход снабжен двумя малопогруженными подводными крыльями, размах которых не превышает ширины корпуса. Стреловидность и некоторая V-образность носового крыла обеспечивают устойчивость теплохода на прямом курсе и при циркуляции на ходу. На полном ходу в воду погружаются только носовое, кормовое крыло, гребной винт, а также часть гребного вала и пера руля.

Наряду с высокой экономичностью судно на подводных крыльях обладает почти полным отсутствием волнообразования при ходе на крыльях, хорошей мореходностью и удовлетворительной маневренностью.

Катамаранные (двухкорпусные) суда. Для повышения скорости хода речных судов путем снижения сопротивления воды можно использовать катамаран [1], т. е. судно, состоящее из двух кор-

[1] «Катамаран» — на полинезийском языке означает «спаренные деревья». Чтобы два корпуса образовали катамаран, они должны быть установлены друг относительно друга с некоторым просветом для прохода воды между ними.



Рис. 33. Катер на подводных крыльях типа «Ракета»

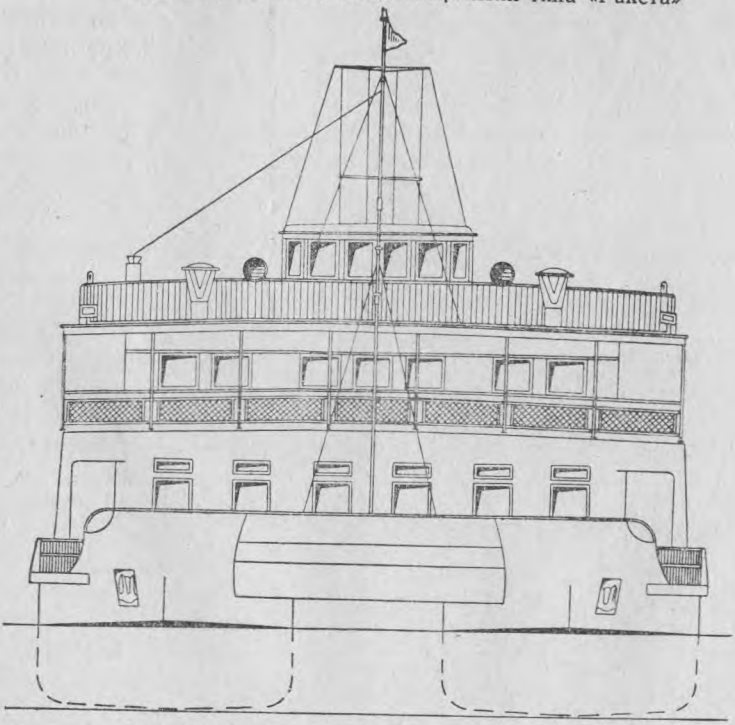


Рис. 34. Катамаранное (двухкорпусное) судно

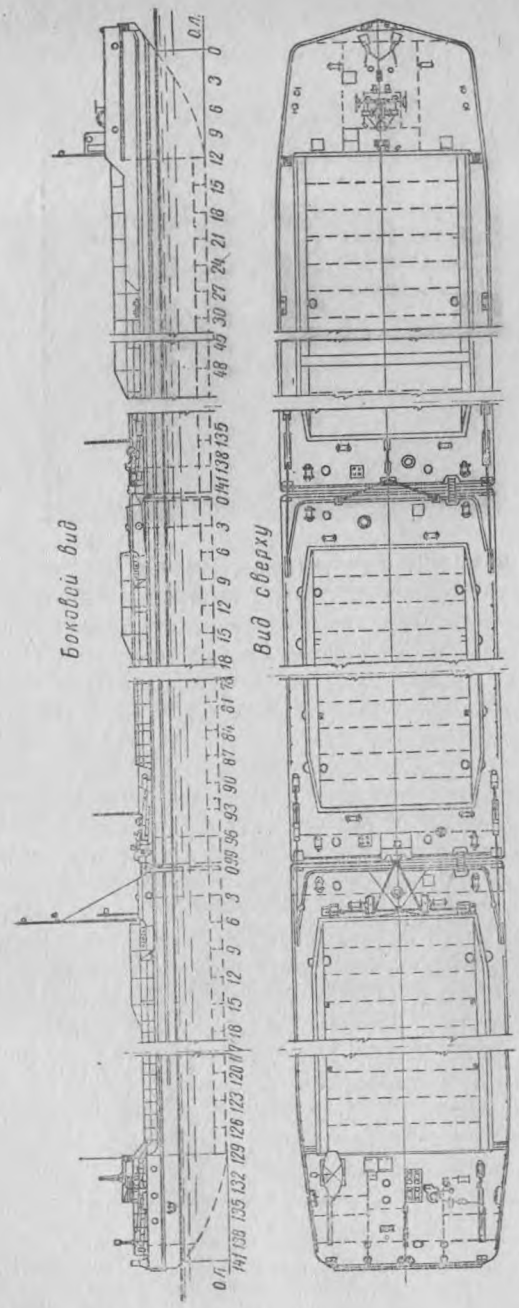


Рис. 35. Секционный состав из трех барж

пусов, соединенных прочной конструкцией над поверхностью воды и имеющих общую надводную надстройку (рис. 34). Как показали модельные испытания, катамаранные суда по сравнению с однокорпусными дают уменьшение остаточного сопротивления воды в 2,0—2,5 раза при числах Фруда в диапазоне 0,28—0,32.

Катамаран на мелкой воде легко переходит за критическую скорость и в закритическом режиме продолжает движение с относительно малыми волнообразованиями. В ближайшее время у нас в СССР намечено построить опытное судно катамаранного типа.

Секционные составы. Для уменьшения сопротивления толкаемых составов барж применяются секционные составы, отличающиеся от обычных тем, что между баржами отсутствует зазор. Это приводит к уменьшению сопротивления воды и более высокой скорости хода секционных составов по сравнению с составами из обычных барж.

На рис. 35 приве-

ден чертеж состава из трех секций, имеющий грузоподъемность 8600 *т*, при осадке 3,2 *м*. Общая длина состава 232 *м*. Состав представляет из себя одно длинное судно, разрезанное на три самостоятельные части. Таким образом, заостренные оконечности имеют только нос первой секции и корму — последней. Все остальные оконечности секций имеют форму плоского транца.

Модельные испытания секционных составов показали их высокие гидродинамические качества, так например, состав о котором говорилось выше при одинаковой величине сопротивления развивает скорость на 16,8% больше скорости кильватерного состава из трех барж, или при одинаковой скорости хода имеет сопротивление воды движению на 27% меньше сопротивления кильватерного состава из трех барж обычного типа.

Как показали опыты, увеличение зазоров между секциями состава с 250 до 500 *мм*, а равным образом разница в осадках отдельных секций значительного повышения сопротивления воды движению не вызывает.

Результаты натурных испытаний кильватерных трех- и двухсекционных составов, проведенных на Волге в 1958 г., подтвердили данные модельных испытаний.

§ 19. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ, МЕЛКОВОДЬЕ И В КАНАЛЕ ПО ПРИБЛИЖЕННЫМ ФОРМУЛАМ И ГРАФИКАМ

1. Расчет кривой сопротивления танкера смешанного плавания типа «Олег Кошевой» на глубокой воде.

Данные для расчета: $L = 123$ *м*; $B = 16{,}4$ *м*; $T = 3{,}2$ *м*; $V = 5300$ *м*^{3}; смоченная поверхность $\Omega = 2290$ *м*^{2}; длина кормового заострения $L_к = 37$ *м*; площадь мидель-шпангоута $\mathfrak{M} = 51{,}6$ *м*; коэффициент полноты $\delta = 0{,}80$; коэффициент призматической полноты $\varphi = 0{,}81$. Скорости хода принять в диапазоне от 10 до 21 *км/час*.

Коэффициент остроты кормового заострения будет

$$\chi = \frac{L_к}{\sqrt{\mathfrak{M}}} = \frac{37}{\sqrt{51{,}6}} = 5{,}15.$$

Максимальное значение числа Фруда будет равно

$$\frac{v}{\sqrt{gL}} = \frac{5{,}8}{\sqrt{9{,}81 \cdot 123}} = 0{,}168.$$

Можно считать, что при таких режимах движения волнообразование незначительно и рассчитывать остаточное сопротивление по формуле для тихоходных судов.

Подсчитаем величину модуля остаточного сопротивления:

$$k_{ост} = \frac{\mathfrak{M}}{\Omega}\left(1+\frac{B}{T}\right)\left[\frac{0{,}75}{\chi}+3(\varphi-0{,}5)^2\right] =$$

$$=\frac{51{,}6}{2290}\left(\frac{76{,}4}{3{,}2}+1\right)\left[\frac{0{,}75}{5{,}15}+3\,(0{,}81-0{,}5)^2\right]=0{,}061.$$

Дальнейший расчет сводим в табл. 6.

Таблица 6

Наименование и обозначения	Размерность	Способ определения	Числовые значения			
Скорость судна	*км/час*	Задаемся	10	15	20	21
Скорость судна	*м/сек*	v	2,77	4,16	5,55	5,83
Характеристика	$м^2/сек$	Lv	340	510	685	720
Модуль сопротивления трению	$кГм^{-4}сек^2$	По номограмме рис. 18 $K_{тр}$	0,123	0,119	0,117	0,115
Модуль остаточного сопротивления	*кГ*	$к_{ост}$	0,061	0,061	0,061	0,061
Модуль сопротивления без выступающих на корпусе частей	$кГм^{-4}\ сек^2$	$к=к_{тр}+к_{ост}$	0,184	0,180	0,178	0,176
Сопротивление воды движению судна	*кГ*	$R=к\Omega v^2$	3250	7100	12600	13700

2. Расчет сопротивления сухогрузного теплохода типа «Большая Волга» при движении на мелководье.

Данные для расчета: $L=90$ *м*; $B=13$ *м*; $T=2{,}45$ *м*; $D=2390$ *т*; $\varphi=0{,}84$; $\Omega=2390$ $м^2$; скорость хода $v=12{,}25$ *км/час*$=3{,}40$ *м/сек*; глубина фарватера $h=4{,}05$ *м*.

Подсчитываем:

$$\alpha_0=\frac{v}{\sqrt{gh}}=\frac{3{,}40}{\sqrt{9{,}81\cdot 4{,}05}}=0{,}55;$$

$$h:T=4{,}05:2{,}45=1{,}65.$$

По графикам рис. 27 и 28 определяем: $\alpha_1=0{,}88$; $\alpha_2=0{,}90$.

Расчетные скорости будут: $v_1=\frac{v}{\alpha_1}=\frac{3{,}4}{0{,}88}=3{,}87$ *м/сек*.

$v_2=\frac{v}{\alpha_2}=\frac{3{,}4}{0{,}90}=3{,}78$ *м/сек*.

Расчетное число Фруда:

$$v_1 : \sqrt{gL} = 3{,}87 : \sqrt{9{,}81 \cdot 90} = 0{,}130.$$

Коэффициенты:

$c = 173$ (по рис. 22);
$\varepsilon_B = 1{,}18$ (по рис. 24):
$\varepsilon_\varphi = 1{,}50$ (по рис. 23).

Остаточное сопротивление судна

$$R_{ост} = c\varepsilon_\varphi \varepsilon_B \frac{D}{(\sqrt{gL})^3} v_1^3 =$$

$$= 173 \cdot 1{,}50 \cdot 1{,}18 \cdot \frac{2390}{(\sqrt{9{,}81 \cdot 90})^3} \cdot 3{,}87^3 = 1620 \text{ кГ}.$$

Модуль сопротивления трения для $v_1 L = 3{,}87 \cdot 90 = 348$ *м²/сек* и температуры 4° С, $k = 0{,}122$ (по рис. 18).
Сопротивление трения

$$R_{тр} = k\Omega v^2 = 0{,}122 \cdot 1415 : 3{,}78^2 = 2450 \text{ кГ}.$$

Полное сопротивление без учета выступающих частей и сопротивления воздуха будет

$$R = 1620 + 2450 = 4070 \text{ кГ}.$$

3. Расчет сопротивления воды движению судна в канале при скорости относительно берега $v = 7$ *км/час* $= 1{,}94$ *м/сек*.

Размеры и элементы судна:

$L = 67{,}0$ *м*; $B = 8{,}16$ *м*; $T = 1{,}75$ *м*; $\delta = 0{,}85$; $\varphi = 0{,}85$; $\mathfrak{W} = 14{,}2$ *м²*; $\Omega = 670$ *м²*; $\frac{B}{T} = 4{,}66$; $L_k = 9{,}5$ *м* (длина кормового заострения).

Размеры канала:

ширина по зеркалу воды	$B_0 = 33{,}8$ *м*;
смоченный периметр	$P = 34{,}6$ *м*;
площадь живого сечения	$F = 69{,}0$ *м*;
глубина	$h = 3{,}0$ *м*.

Расчеты:

$$m = \frac{F}{\mathfrak{W}} = \frac{69}{14{,}2} = 4{,}86.$$

$$\frac{2m-1}{(m-1)^2} = \frac{2 \cdot 4{,}86 - 1}{(4{,}86-1)^2} = 0{,}588.$$

$$\Delta h = \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{2m-1}{(m-1)^2} = \frac{1{,}94^2}{2 \cdot 9{,}81} 0{,}588 = 0{,}112 \text{ м}.$$

$$f = B_0 \Delta h = 33{,}8 \cdot 0{,}112 = 3{,}8 \text{ м}^2.$$

$$\frac{v''}{v}=\frac{\omega+f}{F-\omega-f}=\frac{14{,}2+3{,}8}{69{,}0-14{,}2-3{,}8}=0{,}355.$$

$$\frac{h}{T}=\frac{3{,}0}{1{,}75}=1{,}71.$$

$$\frac{F}{F-\omega-f}=\frac{69{,}0}{69{,}0-14{,}2-3{,}8}=\frac{69{,}0}{51{,}0}=1{,}35.$$

$$\bar{\alpha}_0=\frac{v}{\sqrt{gh}}\cdot\frac{F}{F-\omega-f}=\frac{1{,}94}{\sqrt{9{,}81\cdot 3{,}0}}\cdot 1{,}35=0{,}485.$$

$\bar{\alpha}_1=0{,}92$ (по рис. 27 в зависимости от $\frac{h}{T}$ и $\bar{\alpha}_0$).

$$\bar{v}_1=\frac{v}{\bar{\alpha}_1}\cdot\frac{F}{F-\omega-f}=\frac{1{,}94}{0{,}92}\cdot 1{,}35=2{,}90\ м/сек.$$

$$\chi=\frac{L_к}{\sqrt{\omega}}=\frac{9{,}5}{\sqrt{14{,}2}}=2{,}52.$$

$$k_{ост}=\frac{\omega}{\Omega}\left(1+\frac{B}{T}\right)\left[\frac{0{,}75}{\chi}+3{,}0(\varphi-0{,}5)^2\right]=$$

$$=\frac{14{,}2}{670}\cdot 5{,}66\left(\frac{0{,}75}{2{,}52}+3{,}0\cdot 0{,}35^2\right)=0{,}080.$$

$$R_{ост}=k\Omega\bar{v}_1^{\,2}=0{,}080\cdot 670\cdot 2{,}90^2=450\ кГ.$$

$\bar{\alpha}_2=0{,}90$ (по рис. 28 в зависимости от $\frac{h}{T}$ и α_0).

$$\bar{v}_2=\frac{v}{\bar{\alpha}_2}\cdot\frac{F}{F-\omega-f}=\frac{1{,}94}{0{,}90}\cdot 1{,}35=2{,}93\ м/сек.$$

$k_{тр}=0{,}131$ (по номограмме на рис. 18).

$$R_{тр}=k_{тр}\Omega\bar{v}_2^{\,2}=0{,}131\cdot 670\cdot 2{,}93^2=750\ кГ.$$

Гидравлический радиус канала

$$r=\frac{F}{P}=\frac{69{,}0}{34{,}6}=2\ м.$$

Коэффициент c для канала $c=45$.

$$R_{ст}=\frac{PLv^2\xi^3}{c^2}=\frac{34{,}6\cdot 67{,}0\cdot 1{,}94^2\cdot 035^3\cdot 10^3}{45^2}=200\ кГ.$$

Полное сопротивление будет

$$R=450+750+200=1400\ кГ.$$

Для сравнения подсчитаем сопротивление судна на глубокой воде при той же скорости хода:

$$R_{ост} = 0{,}080 \cdot 670 \cdot 1{,}94^2 = 200 \text{ кГ}.$$

$k_{тр} = 0{,}138$ (по номограмме на рис. 18).

$$R_{тр} = 0{,}138 \cdot 670 \cdot 1{,}94^2 = 350 \text{ кГ}.$$

$$R = 200 + 350 = 550 \text{ кГ}.$$

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

СУДОВЫЕ ДВИЖИТЕЛИ

ГЛАВА III

ОБЩЕЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ О СУДОВЫХ ДВИЖИТЕЛЯХ

§ 20. НАЗНАЧЕНИЕ И РОЛЬ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Чтобы привести судно в движение, к нему должна быть приложена движущая сила, которая при равномерном, поступательном движении судна равна силе сопротивления воды движению при данной скорости. У буксирных судов и толкачей движущая сила должна преодолевать сопротивление состава барж и сопротивление корпуса самого буксира. Таким образом, можно записать

$$T = R + Z, \tag{27}$$

где:

T — движущая сила, *кГ*;

R — сопротивление корпуса судна, *кГ*;

Z — полезная тяга или упор, равные сопротивлению состава барж, буксируемых или толкаемых судов, *кГ*.

Движущая сила создается работой движителей: гребных винтов, колес, водометов или крыльчатых движителей.

Часть движущей силы, приходящейся на один движитель (в том случае, если их имеется несколько) называется тягой движителя и обозначается P_e. Таким образом,

$$T = \Sigma P_e. \tag{28}$$

При условии, что каждый из движителей создает одинаковую тягу, будем иметь

$$T = \iota P_e. \tag{29}$$

где ι — число движителей.

Сравнивая правые части выражения (27) и (29), получим

$$P_e = \frac{R+Z}{\iota}. \tag{30}$$

Работа движущей силы за 1 *сек* называется буксировочной мощностью N_T. Она численно равна произведению движущей силы на скорость судна, поделенному на 75 (для перевода из *кгм/сек* в лошадиные силы):

$$N_T = \frac{Tv}{75} = \frac{\Sigma P_e v}{75} \text{ л. с.} \tag{31}$$

Для создания движущей силы необходимо иметь источники механической энергии — главные двигатели, валопроводы, передающие эту энергию к движителям и сами движители.

Если эффективная мощность двигателя N_e, к. п. д. валопровода $\eta_в$ и к. п. д. редукторов (если они установлены) η_r, то к движителю будет подведена мощность

$$N_p = \eta_в \eta_r N_e. \tag{32}$$

Отношение буксировочной мощности судна к суммарной мощности, подводимой к движителям, называется движительным, или пропульсивным, коэффициентом полезного действия судна и может быть выражено:

$$\eta = \frac{N_T}{\Sigma N_p} = \frac{Tv}{75\Sigma N_p}. \tag{33}$$

При условии, что тяга каждого из движителей и подводимая к ним мощность одинаковы, получим

$$\eta = \frac{P_e v}{75 N_p}. \tag{34}$$

Как будет показано в дальнейшем, пропульсивный коэффициент может быть представлен как произведение коэффициента полезного действия движителей η_p на коэффициент влияния корпуса судна на работу движителя $\eta_к$:

$$\eta = \eta_p \eta_к. \tag{35}$$

Из формул (32), (33) и (35) можем получить связь между мощностью главных машин ΣN_e, скоростью судна и его сопротивлением движению и полезной тягой:

$$\Sigma N_e = \frac{Tv}{75\eta_p \eta_к \eta_в \eta_r}. \tag{36}$$

У буксиров и толкачей мощность затрачивается на преодоление сопротивления воды буксируемых или толкаемых составов.

Буксировочным коэффициентом полезного действия называют отношение мощности буксира на гаке или мощности толкача на его упоре к эффективной мощности двигателей:

$$\eta_Z = \frac{Zv}{75\Sigma N_e},$$

где:

Z — тяга на гаке или упорное усилие толкача, *кГ*;

v — скорость буксировки в тихой воде, *м/сек*.

При расчете судовых движителей определяются все потери мощности от главных судовых двигателей до движителя.

Совершенство комплекса корпус — двигатель — движитель может быть обеспечено только при совершенном действии каждого его элемента. Это видно из формулы (36) для величины мощности силовой установки. При заданной скорости движения судна мощность зависит не только от величины тяги T, но и от величины коэффициентов полезного действия корпуса, движителя, валопровода и редуктора.

Из сказанного следует, что пропульсивный комплекс должен проектироваться как одно целое, иначе трудно будет достигнуть высоких показателей его работы. Так как из всех элементов комплекса корпус—двигатель—движитель наибольшие потери мощности происходят в движителе, то проектированию и эксплуатации движителей необходимо уделять особое внимание.

Отсюда ясна особая роль, которую играет движитель в судовых установках. Для того чтобы подвести к движителю энергию, работают котлы и машины, сжигается топливо. Чем совершеннее происходит преобразование энергии в движителе, тем больше экономится топливо, смазка и труд команды судна.

Каждый процент увеличения мощности полезной тяги дает экономию мощности двигателя на величину, равную частному от деления единицы на пропульсивный коэффициент, т. е. в среднем на 2%. Вследствие потерь, происходящих в процессе преобразования энергии, начиная от энергии содержащейся в топливе до энергии, отдаваемой движителем, экономия топлива от повышения коэффициента полезного действия движителя будет еще больше. Вот почему так много труда и изобретательности тратят работники судостроительной промышленности и водного транспорта на создание новых, технически наиболее совершенных типов движителей и усовершенствование существующих движителей.

§ 21. КЛАССИФИКАЦИЯ И ТИПЫ СУДОВЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Применяющиеся в практике движители разделяются на активные и реактивные. К активным движителям относятся паруса и роторные движители, использующие энергию ветра для движения судна.

К реактивным движителям, имеющим широкое распространение, относятся: гребные колеса, гребные винты, крыльчатые движители, водометы. Название реактивный движитель связано с тем, что создание движущей силы происходит за счет реакции

отбрасываемой движителем воды на рабочие детали движителя — лопасти или плицы.

Гребное колесо. Гребное колесо погружено в воду только частично. На рис. 36 дана схема гребного колеса с поворотными плицами. Гребное колесо представляет собой движитель с горизонтальной, перпендикулярной движению судна осью. На окружности колеса шарнирно укреплено от 6 до 12 плоских или вогнутых пластинчатых плиц. С помощью поворотного эксцентрикового механизма при вращении колеса плицы принимают наиболее выгодное положение во время движения их в воде.

Движение плицы слагается из движения по окружности, поступательного перемещения вместе с судном и вращения вокруг продольной оси. Результирующая этих скоростей может иметь различные направления в различных положениях плицы. При входе в воду и выходе из нее плица движется по отношению к воде под малым углом встречи, а в положениях, близких к наибольшему погружению, она движется в воде так, что угол встречи становится близким к 90°. Во время движения в воде на плице развивается гидродинамическая сила, приблизительно перпендикулярная к ней. Эта сила передается через вал колеса корпусу судна, создавая движущую силу.

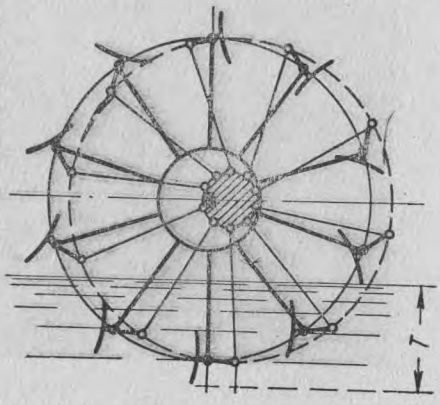


Рис. 36. Схема гребного колеса с поворотными плицами

Гребные колеса в условиях мелководья позволяют получить бо́льшую по сравнению с другими движителями тягу благодаря большому гидравлическому сечению и имеют сравнительно высокий коэффициент полезного действия. Кроме того, они удобны в ремонте, который может быть сделан без ввода судна в док. Недостаток гребных колес — низкое число оборотов и связанные с этим громоздкость и тихоходность машинной установки. По сравнению с другими движителями колеса имеют большой вес, плохо защищены от повреждений. Их невозможно использовать на морских судах при волнении. При размещении гребных колес по бортам габариты судна по ширине увеличиваются. Это затрудняет работу судна в узких фарватерах.

Гребные винты. Гребной винт (рис. 37) состоит из нескольких лопастей (от двух до шести) и ступицы. При одновременном поступательном и вращательном движении винта каждая точка его лопастей описывает винтовые линии.

Лопасти при работе винта отбрасывают воду в сторону, обратную направлению движения судна. Реакция отбрасываемых масс жидкости, воспринятая лопастями, создает упор винта.

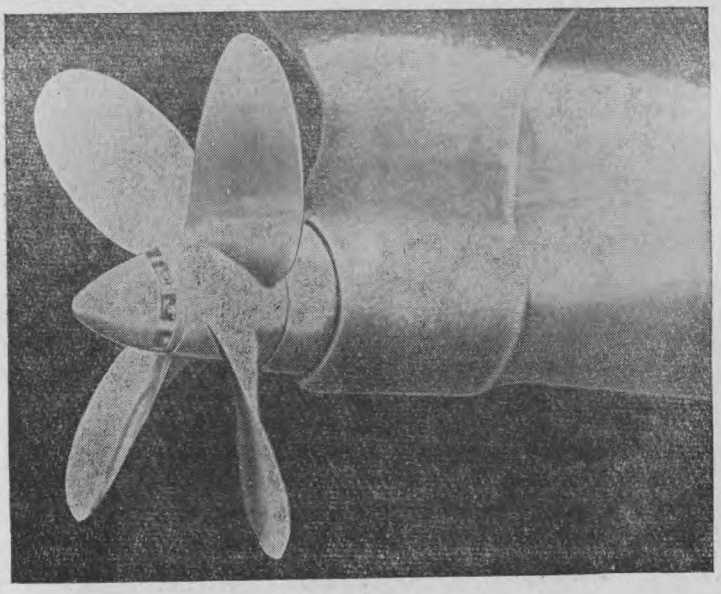


Рис. 37. Гребной винт

Для пояснения принципа действия гребного винта на рис. 38 представлено сечение лопасти, сделанное цилиндром, имеющим радиус, меньший, чем радиус самого винта, а также скорости и силы, развивающиеся на этом сечении. Движение элемента лопасти складывается из движения по окружности со скоростью w_r (w_r — угловая скорость вращения винта) и поступательного перемещения в направлении оси вращения вместе с судном со скоростью v_p. Относительная скорость движения v рассматриваемого сечения лопасти в воде изображается геометрической суммой указанных скоростей.

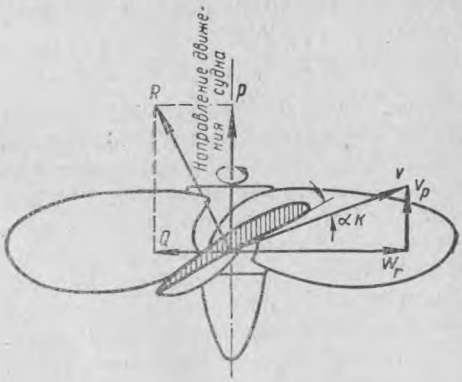


Рис. 38. Принцип действия гребного винта

Элемент лопасти на данном радиусе можно рассматривать как элемент крыла, движущегося под углом атаки α_k.

При таком движении на лопастях возникает сила R, приблизительно перпендикулярная хорде крыла. Эта сила дает составляющую в направлении движения судна, представляющую собой упор, развивающийся на лопасти P.

Вторая составляющая Q дает относительно оси винта момент, преодолеваемый двигателем. Часть подведенной к винту мощности расходуется на то, чтобы привести воду в движение, т. е. сообщить ей скорость в направлении, обратном движению судна. Эта потеря неизбежна: если винт не будет отбрасывать воду, то не будет создаваться упор.

При работе гребного винта его лопасти вовлекают воду во вращательное движение. На закручивание потока также затрачивается часть мощности, подведенной к гребному винту.

Третий вид потерь энергии обусловлен силами трения лопастей о воду.

Перечисленные потери энергии неизбежны при работе гребного винта. При правильном проектировании и тщательном изготовлении гребных винтов эти потери можно уменьшить.

Гребной винт в настоящее время имеет наибольшее распространение как на морском, так и речном транспорте вследствие того, что он компактен, имеет малый вес, прост по конструкции, защищен от поломок, способен работать при больших и малых мощностях, давать передний и задний ход, удобен для установки на судне. Над усовершенствованием гребных винтов, изобретение которых связано с именами Архимеда и Д. Бернулли, напряженно трудились многие корабельные инженеры и видные ученые всего мира. Создание наиболее эффективного судового движителя является одной из наиболее интересных и увлекательных задач инженеров кораблестроителей. Например, сложные крыльчатые движители заслужили внимание кораблестроителей потому, что они дают возможность обходиться без руля и двигать судно даже в поперечном направлении, т. е. обладают качеством, которого гребной винт не имеет.

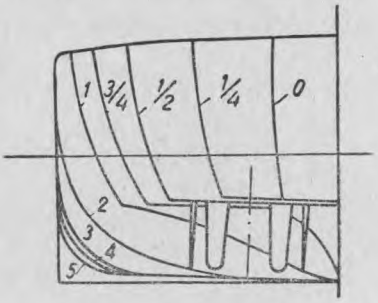


Рис. 39. Общий вид крыльчатого движителя

Крыльчатые движители. Стремление обеспечить применение нереверсивных двигателей на судах и улучшить их маневренность привело к изобретению крыльчатого движителя. Крыльчатый движитель представляет собой колесо (рис. 39), вделанное заподлицо с обшивкой в кормовой части судна. На рисунке движитель показан в сочетании с теоретическими обводами корпуса судна. По окружности колеса располагаются 4—6 поворотных лопастей, которые поворачи-

ваются специальным механизмом, а управление производится из штурманской рубки. Лопасти имеют форму крыла и работают по тому же принципу, что и крыло.

Недостатками крыльчатого движителя являются: сложность передачи от двигателя к движителю, большой вес на единицу мощности, конструктивные затруднения при использовании больших мощностей.

Водометные движители. Водометные движители являются реактивными движителями, в которых реакция струи воды воспринимается неподвижными относительно судна направляющими трубами, каналами или другими устройствами. На рис. 40 показан водометный движитель системы инж. Хренникова М. Д.

Водометные движители были известны давно, но они не получали распространения, так как давали худшие показатели, чем другие типы движителей.

Развитие техники, и особенно создание насосов с высокими коэффициентами полезного действия, привело к тому, что водометные движители находят в настоящее время все большее применение на судах с малой осадкой, плавающих на малых реках и в условиях засоренного фарватера.

Водометный движитель состоит из насоса, засасывающего воду из носовой части судна или из-под днища и выбрасывающего ее за корму с увеличенной скоростью. Судно получает движение благодаря реакции струи, отбрасываемой насосом в сторону, обратную движению судна. Реакция струи воды, выбрасываемой насосом за кормой судна приближенно может быть определена по формуле, получаемой из теоремы о приращении количества движения перерабатываемой движителем воды

$$P_e = \rho Q w,$$

где:

ρ — плотность воды;

w — приращение скорости потока, вызванное работой насоса;

Q — расход струи.

Недостатками водометных движителей являются большие потери на трение в водопроводящих трубах и, самое главное, ограничение отбрасываемых масс жидкости сравнительно малыми поперечными сечениями этих труб.

Наилучшие результаты были достигнуты на судах с полупогруженными движителями. В таких движителях гребной винт используется в качестве насоса, подсасывающего воду из-под днища и выбрасывающего ее через канал, проходящий внутри судна, частично в воду, частично в воздух. Благодаря применению полупогруженных винтов увеличивается масса отбрасываемой жидкости, а это приводит к увеличению коэффициента полезного действия водометного движителя.

Водомет полупогруженного типа, установленный на буксир-

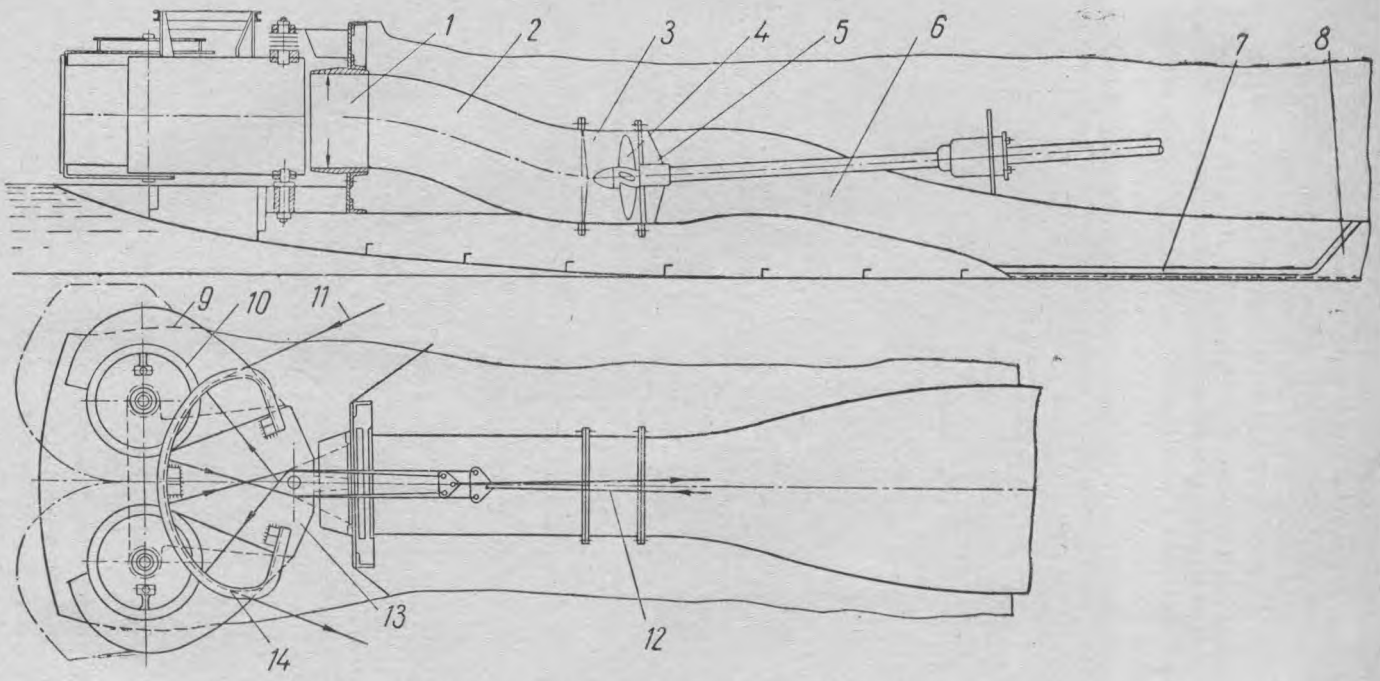


Рис. 40. Схема движителя системы инж. М. Д. Хренникова:

1 — сопло; *2* — напорный трубопровод; *3* — направляющий аппарат; *4* — пропеллер; *5* — контрпропеллер; *6* — канал подводящий закрытый; *7* — решетка защитная; *8* — канал подводящий открытый; *9* — ковши заднего хода; *10* — барабан для поворота ковшей; *11* — трос управления насадкой; *12* — тросы управления ковшами; *13* — поворотная насадка; *14* — сектор насадки

ных катерах, показал хорошие пропульсивные качества, обеспечив удельную тягу около 10 *кГ* на лошадиную силу, что соответствует показателям хороших винтовых буксиров.

Понятие о гидравлическом сечении движителя. При работе любого движителя весьма важное значение имеет сечение струи в той части, где струя пересекается его лопастями или плицами. Это сечение называется гидравлическим или рабочим сечением движителя и обозначается F_p.

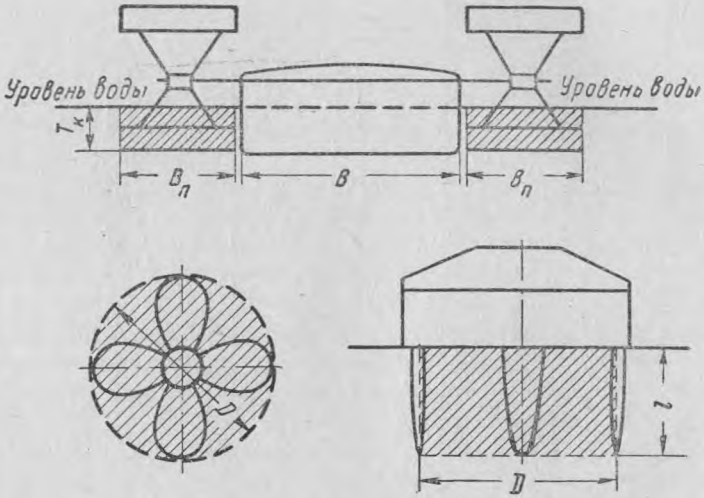


Рис. 41. Определение гидравлического сечения для основных типов движителей:

$$F_p = 2B_nT_к; \quad F_p = A_d = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F_p = Dl$$

На рис. 41 показано, каким образом определяется гидравлическое сечение для трех основных типов движителей: гребного колеса, гребного винта и крыльчатого движителя. Как видно из этого рисунка, гидравлическое сечение гребного винта представляет собой площадь круга. Гидравлические сечения гребного колеса и крыльчатого движителя имеют форму прямоугольника. По форме гидравлического сечения можно судить, какой движитель больше подходит для данных условий плавания судна

§ 22. МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ РАБОТЫ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Работа движителя связана с неизбежными потерями энергии. Эти потери вызываются работой самого движителя, а также взаимодействием его с корпусом судна (рис. 42). Потери энергии в гребном винте связаны с созданием осевых вызванных скоростей

и закручиванием потока, т. е. с появлением окружных скоростей. Из схемы видно, что только около половины мощности затрачивается с пользой. Потери возрастают с увеличением нагруженности движителя. Кроме указанных потерь, гребной винт имеет еще профильные потери, возникающие вследствие сопротивления лопасти при движении в реальной жидкости, концевые потери, связанные с перетеканием жидкости с нагнетающей стенки лопасти на засасывающую (у края лопасти), и потери, связанные с наличием ступицы.

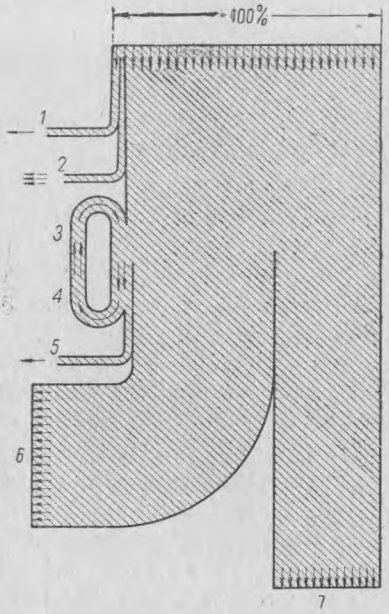


Рис. 42. Примерная схема распределения мощности судовой силовой установки:

1 — потери в упорном подшипнике; *2* — потери в валопроводе; *3* — полученная мощность от попутного потока; *4* — затраченная мощность на засасывание корпуса; *5* — потери при переходе к работе за кормой; *6* — потери в винте; *7* — полезная мощность

Уменьшение указанных потерь, а следовательно, улучшение работы движителя могут быть достигнуты путем: увеличения в допустимых пределах гидравлического сечения движителей; применением обтекаемых рулей; улучшением установки направляющих насадок; рационального профилирования сечений лопастей; улучшения качества поверхности гребного винта и др.

Рассмотрим некоторые из указанных средств улучшения работы движителей.

Направляющие насадки к гребным винтам. Направляющие насадки к гребным винтам изобретены в тридцатых годах текущего столетия. Насадка представляет кольцевое крыло авиационного профиля, охватывающее гребной винт (рис. 43). Выпуклая поверхность профиля обращена внутрь насадки, передняя закругленная кромка профиля направлена в сторону движения судна. Площадь входного отверстия насадки больше площади выходного отверстия. Гребной винт располагают в наиболее узком сечении насадки с небольшими зазорами между концами лопастей и насадкой. Под влиянием работающего гребного винта на каждый элемент профиля насадки, как на крыло, набегает поток воды под некоторым углом атаки. Вследствие этого на элементе профиля возникают подъемная сила и профильное сопротивление. Проекция результирующей этих сил ΔR на ось винта представляет дополнительный упор ΔP. Составляющая

Δ_Q в направлении, перпендикулярном движению, воспринимается конструкцией насадки и на движение судна не влияет.

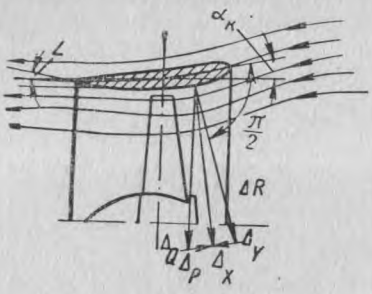


Рис. 43. Силы, возникающие на насадке

Кроме создания дополнительного упора, насадка вносит изменения в режим обтекания гребного винта. У винта, работающего без насадки, осевая скорость нарастает наполовину до диска винта и наполовину после него. У гребного винта, работающего в насадке, вызванные осевые скорости вследствие сужения в ней потока нарастают в самой насадке. В силу этого скорость протекания воды через диск гребного винта с насадкой выше, чем без нее.

Применение насадки целесообразно при больших нагрузках гребного винта, например у буксиров, где разность между скоростью в насадке и за ее пределами достаточно велика. Чем больше эта разность, тем большая подъемная сила возникает на профилях насадки.

При работе гребного винта без насадки поток воды за винтом сужается вследствие нарастания вызванной осевой скорости и площадь его поперечного сечения становится меньше площади диска винта. При работе гребного винта в насадке уменьшается сужение струи за винтом. Чем больше нагрузка на винт, тем больше относительное увеличение скорости в насадке и тем выше к. п. д. комплекса винт-насадка.

Насадка уменьшает концевые потери на лопастях винта, так как она препятствует выравниванию давлений между засасывающей и нагнетающей сторонами вблизи концов лопасти и этим как бы увеличивает удлинение лопасти, приближая ее к крылу бесконечного размаха. Направляющая насадка выравнивает подток воды к гребному винту, что улучшает его работу. При правильно сконструированной насадке тяга буксиров увеличивается на 25—30%, и на швартовном режиме — до 35—50%.

Направляющая насадка улучшает работу гребного винта на волнении, так как она выпрямляет поток воды и устраняет косое обтекание винта. Поток за винтом становится более спокойным и меньше размывает стенки и дно канала. Кроме того, насадка предохраняет гребной винт от поломок и наматывания на него троса.

За последнее время в речном флоте широко применяются поворотные насадки. Поворотная направляющая насадка, как и обычный руль, крепится на баллере, расположенном посредине длины насадки. Такая насадка является не только частью дви-

жительного комплекса, но и служит одновременно органом управления судна.

На баллере поворотной насадки возникает момент гидромеханических сил, стремящийся повернуть насадку на больший угол по отношению к обтекающему ее потоку.

Чтобы противодействовать этому моменту в диаметральной плоскости хвостовой части насадки за винтом устанавливают стабилизатор в виде вертикального крыла с симметричным профилем и с размахом, равным диаметру выходного сечения насадки.

К недостаткам направляющей насадки относятся: падение ее эффективности с увеличением скорости судна; уменьшение тяги винта и ухудшение управляемости судна при работе на задний ход вследствие ухудшения обтекания профиля насадки; увеличение диаметра циркуляции судна вследствие стабилизирующего действия насадки. Поэтому на быстроходных судах направляющие насадки не устанавливаются.

Тоннельные винты. Для повышения к. п. д. винтов на судах с малой осадкой применяют расположение гребных винтов в тоннелях (рис. 44). Применение тоннельных винтов позволяет увеличить их диаметр и повысить к. п. д. при ограниченной осадке судна. При правильной форме тоннеля вода подходит к винту,

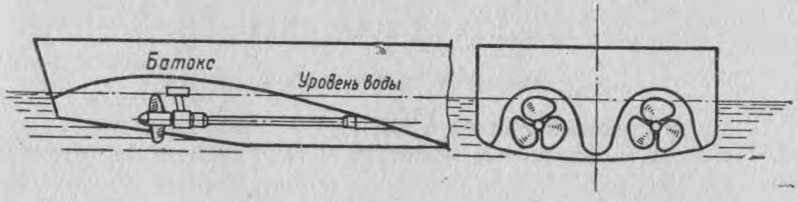


Рис. 44. Расположение гребного винта в тоннеле

заполняя все тоннельное пространство, и покидает его почти в горизонтальном направлении. Для этого необходимо тоннель располагать так, чтобы кормовой его свес входил в воду. При этом работа гребного винта в тоннеле будет мало отличаться от работы его без тоннеля. Тоннельные обводы корпуса усложняют конструкцию судна и приводят к повышению сопротивления воды движению судна, поэтому их применяют преимущественно на тихоходных судах и буксирах, плавающих на мелкой воде.

Гребные винты регулируемого шага. Гребными винтами регулируемого шага называют винты с поворачивающимися лопастями. Винты регулируемого шага имеют внутри полой ступицы механизм для поворота лопастей. Обычные гребные винты,

рассчитанные на режим полного хода, используют полную мощность главных двигателей только при максимальной скорости.

На режиме буксировки такие гребные винты оказываются тяжелыми. Это значит, что главные двигатели, получив предельную нагрузку по крутящему моменту, не могут развивать полную мощность и будут работать при пониженных оборотах.

Гребные винты ледокола или буксира, спроектированные на швартовый или тяговый режим, на свободном ходе судна оказываются легкими. Это означает, что использование полной мощности двигателей будет возможно только при повышенном числе оборотов, недопустимом при нормальной эксплуатации вследствие возможного разноса двигателя. Ограничение же числа оборотов приводит к недогрузке двигателя.

Таким образом, гребной винт фиксированного шага позволяет использовать полную мощность двигателя только на одном режиме движения. Изменение этого режима влечет за собой уменьшение к. п. д. гребного винта и неполное использование мощности главных механизмов. Гребной винт регулируемого шага свободен от этого недостатка и позволяет использовать полную мощность двигателя, при полных его оборотах, в любых условиях эксплуатации. Гребной винт регулируемого шага является как бы универсальным нагружающим двигатель механизмом.

ГЛАВА IV

ГЕОМЕТРИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ

§ 23. ГЕОМЕТРИЯ ГРЕБНОГО ВИНТА

Лопасти гребных винтов образуются винтовыми поверхностями. Поэтому, прежде чем приступить к изучению формы и конструкции гребных винтов, следует остановиться на основных сведениях из геометрии винтовых линий и поверхностей.

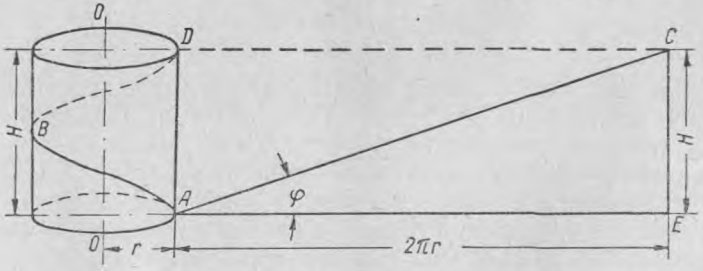


Рис. 45. Образование винтовой линии

Образование винтовой линии можно представить следующим образом. Пусть по поверхности кругового цилиндра (рис. 45) перемещается точка *B*, совершающая одновременно два движе-

ния: поступательное, параллельно оси цилиндра, и вращательное, вокруг оси цилиндра. В результате такого движения точка вычертит пространственную кривую *ABD*, называемую винтовой линией.

Высота подъема точки за один оборот, измеренная параллельно оси цилиндра, называется шагом винтовой линии *H*. Если поверхность цилиндра разрезать по образующей *AD* и развернуть на плоскость, то правильная винтовая линия превратится в прямую *AC*, являющуюся гипотенузой прямоугольного треугольника *ACE*, называемого шаговым треугольником. Его катет *AE* равен длине основания цилиндра $2\pi r$, а катет *CE* — шагу винтовой линии *H*. Угол $EAC = \varphi$ называется шаговым углом, или уклоном винтовой линии. Из треугольника *ACE* видно, что шаг винтовой линии можно определить по формуле

$$H = 2\pi r \operatorname{tg} \varphi. \qquad (37)$$

Можно представить и такую винтовую линию, которая при развертывании на плоскость обратится в кривую. Такую винтовую линию называют винтовой линией переменного шага. В этом случае уклон, а следовательно, и шаг винтовой линии меняются при переходе от одной точки винтовой линии к другой.

Таким образом, точка, двигаясь по поверхности кругового цилиндра, может вычертить на его поверхности винтовую линию постоянного или переменного шага. Если точка движется равномерно, т. е. совершает поступательное и вращательное движения с постоянными скоростями, то в результате получается винтовая линия постоянного шага. При неравномерном движении точки на поверхности цилиндра вычерчивается винтовая линия переменного шага.

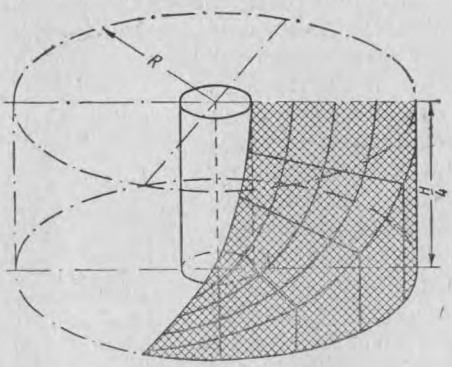


Рис. 46. Образование винтовой поверхности

Рассмотрим теперь, как образуется винтовая поверхность. Если отрезок прямой (рис. 46) движется так, что один конец его все время перемещается вдоль оси цилиндра, а другой — по направляющей винтовой линии, нанесенной на цилиндре радиуса *R*, то след от такого движения отрезка в пространстве образует винтовую поверхность. При движении отрезка каждая его точка вычерчивает винтовую линию. Поэтому винтовую поверхность можно рассматривать как совокупность большого числа винтовых линий.

Винтовую поверхность развернуть на плоскость нельзя. В тех случаях, когда необходимо представить винтовую поверхность на чертеже, ее рассекают несколькими цилиндрами, имеющими общую ось с осью винтовой поверхности. Пересечение каждого цилиндра с винтовой поверхностью даст винтовую линию. Каждую из этих винтовых линий можно развернуть на плоскость. Этим свойством винтовых линий пользуются для условного изображения винтовой поверхности на плоскости. На рис. 47 показана развертка винтовой поверхности постоянного шага.

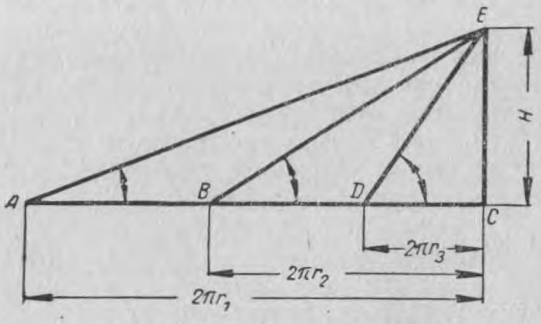


Рис. 47. Развертка винтовой поверхности постоянного шага

Шаг всех винтовых линий, образующих правильную винтовую поверхность, имеет одинаковую величину, поэтому все шаговые треугольники *AEC*, *BEC* и *DEC* имеют общий катет *H*. Если направляющей является винтовая линия переменного шага, то все точки образующей также опишут винтовые линии переменного шага с тем же значением среднего шага.

Такие винтовые поверхности называют поверхностями аксиально-переменного шага. Развертка винтовой поверхности аксиально - переменного шага представлена на рис. 48. Винтовая поверхность, образованная винтовыми линиями постоянного шага, но имеющими на разных радиусах различный шаг, называется винтовой поверхностью радиально - переменного шага и показана на рис. 49.

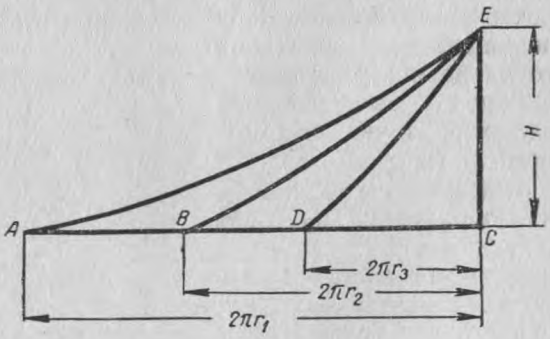


Рис. 48. Развертка винтовой поверхности аксиально-переменного шага

На рис. 50 показан трехлопастной гребной винт, лопасти которого образованы винтовыми поверхностями, смещенными одна относительно другой на 120°.

Расстояние между наиболее удаленной от оси точкой лопасти и осью винта называется радиусом винта и обозначается *R*,

а диаметр винта $D=2R$. Часть лопасти винта, примыкающая к ступице, называется корнем лопасти, наиболее удаленная от оси — концом лопасти. Боковую кромку лопасти, входящую в поток при вращении винта на передний ход, называют входящей кромкой лопасти; кромка, противоположная входящей, называется выходящей. Поверхность лопасти винта, на которую при переднем ходе судна действует реакция отбрасываемой воды, обращена в корму судна, называют нагнетающей поверхностью лопасти. Противоположную ей поверхность лопасти, обращенную в нос судна, называют засасывающей поверхностью.

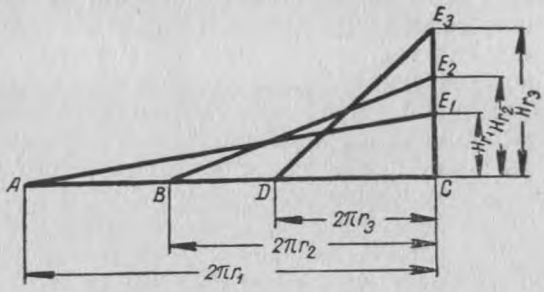


Рис. 49. Разверка винтовой поверхности радиально-переменного шага

Нагнетающая поверхность лопасти представляет собой чаще всего винтовую поверхность постоянного шага.

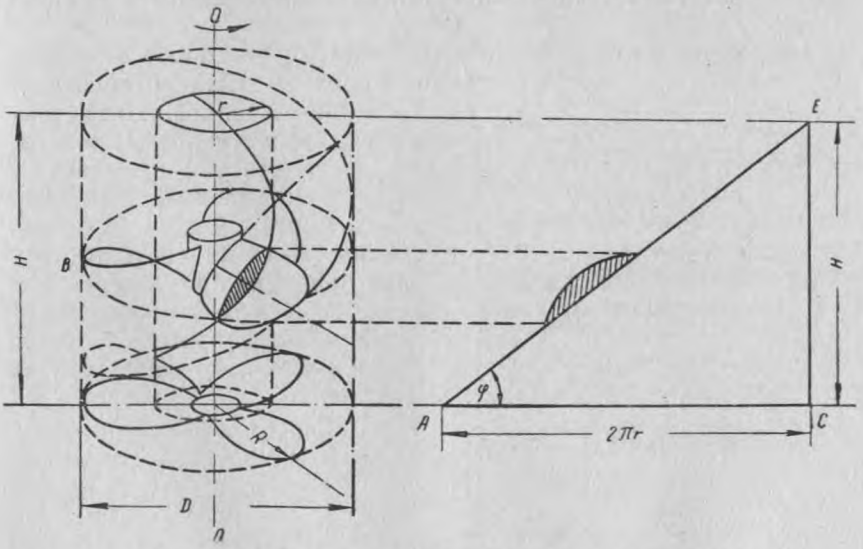


Рис. 50. Образование лопастей гребного винта

Рассечем гребной винт соосным цилиндром радиуса r и контур сечения лопасти развернем на плоскость (см. рис. 50). Контур развернутого сечения лопасти называют профилем сечения лопасти на данном радиусе. Если рассечь лопасть гребного вин-

та несколькими соосными цилиндрами и развернуть каждое сечение на плоскость, то можно получить профили лопасти на разных радиусах. Такое представление лопасти винта на плоскости необходимо для того, чтобы изготовить гребной винт нужной формы и размеров. Профили можно разделить на два основных типа — сегментные и авиационные. У сегментных профилей максимальная толщина расположена по середине ширины профиля, а верхняя спинка образована дугой окружности или параболы; у авиационных профилей наибольшая толщина располагается на расстоянии $^1/_3$ ширины профиля от входящей кромки, а сам профиль имеет форму сечения авиационного крыла, откуда и происходит его название.

Как сегментные, так и авиационные профили могут быть плоско-выпуклыми, двояко-выпуклыми и выпукло-вогнутыми. Выбор формы профилей сечений лопастей зависит от назначения винта. Авиационные профили сечений применяются обычно для винтов, работающих при больших нагрузках в одном направлении (на передний ход).

Винты судов, производящих частые реверсы, выгоднее делать с сегментным профилем. Чаще всего применяют плоско-выпуклые профили сечений лопасти, причем плоская часть профиля соответствует нагнетающей стороне лопасти. Обычно нагнетающая поверхность лопасти является правильной винтовой поверхностью.

Отношение шага винта к его диаметру называют шаговым отношением или относительным шагом винта. Имея развертку лопасти винта, нетрудно построить так называемый контур спрямленной поверхности лопасти. Для этого нужно расположить на соответствующих радиусах профиль сечения лопасти и соединить входящие и выходящие кромки плавной линией, как это показано на рис. 51.

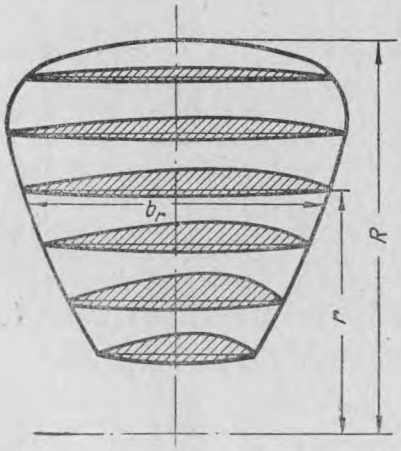


Рис. 51. Контур спрямленной поверхности лопасти

В зависимости от типа винта формы контуров спрямленной поверхности его лопастей могут быть различными. Их можно разделить на симметричные и саблевидные. Саблевидные лопасти обычно используются в целях отдаления лопастей винта от выступающих частей кормовой оконечности; смещение сечений производится в сторону, противоположную вращению винта.

Площадь контура спрямленной поверхности лопасти гребного винта приблизительно равна площади нагнетающей поверхности лопасти. Отношение площади нагнетающей поверхности винта или равной ей площади спрямленной поверхности всех лопастей к площади круга, построенного на диаметре винта, называется дисковым отношением.

$$\Theta = \frac{A}{A_d},$$

где:

Θ — дисковое отношение;

A — площадь нагнетающей поверхности лопастей;

$A_d = \frac{\pi D^2}{4}$ — площадь круга, ометаемая лопастями винта, называющаяся также гидравлическим сечением гребного винта или площадью диска винта.

Дисковое отношение является важной конструктивной характеристикой гребного винта и изменяется в пределах от 0,3 до 1,4. Если величина $\Theta > 1$, то площадь нагнетающей поверхности больше площади гидравлического сечения винта. Лопасти винта в этом случае могут перекрывать одна другую.

В зависимости от направления вращения винта при работе на передний ход гребные винты разделяются на правоходовые и левоходовые. Правоходовой винт при своем вращении по часовой стрелке удаляется от наблюдателя. Если при вращении по часовой стрелке винт приближается к наблюдателю, то такой винт будет левоходовым.

Выяснить направление вращения винта можно, посмотрев в направлении оси винта на верхнюю лопасть, находящуюся в вертикальном положении. Если более удаленной является правая кромка, то винт правоходовой. Если дальше от наблюдателя расположена левая кромка, то винт левоходовой. Число лопастей винтов бывает от двух до шести. Наиболее часто применяются трех- и четырехлопастные винты.

§ 24. ПОСТРОЕНИЕ ЧЕРТЕЖА ГРЕБНОГО ВИНТА

Для построения чертежа гребного винта должны быть известны: конструктивные элементы гребного винта, контур спрямленной поверхности лопасти, распределение толщины лопасти по длине, а также выполнено профилирование лопасти винта.

Конструктивные элементы гребного винта: диаметр винта D, шаг H, число лопастей z, дисковое отношение Θ — определяются в результате гидромеханического расчета. Диаметр ступицы винта определяют по формуле $d_0 = (1{,}8—2{,}0)\, d_в$, где $d_в$ — диаметр гребного вала. В тех случаях, когда не известны элементы гребного вала, его диаметр $d_в$ рекомендуется принимать либо по

прототипу (для аналогичного двигателя), либо по следующей формуле:

$$d_в = d_в' + 0{,}025D;$$

где $d_в' = 100\sqrt[3]{\frac{N_e}{n_m}}$ — диаметр промежуточного вала, *мм;* здесь: N_e — мощность двигателя на валу, *л. с.*, n_m — число оборотов вала в минутах.

Форма спрямленного контура лопасти может быть рассчитана по способу, разработанному А. Б. Карповым. Согласно этому способу ширина спрямленного контура лопасти на радиусе r определяется по формуле

$$b = 2{,}61 b_m x \sqrt{1 - x}, \qquad (38)$$

где $b_m = \frac{A}{z(R - r_{cm})\alpha}$ — наибольшая ширина лопасти; здесь: $A = \frac{\pi D^2}{4}\Theta$ — суммарная площадь лопастей, $м^2$; R, r_{cm} — радиусы винта и ступицы соответственно; α — коэффициент полноты лопасти.

Безразмерный параметр x, входящий в формулу, равен

$$x = \frac{r + c}{L},$$

где:

$$L = \frac{R - r_{cm}}{x_2 - x_1}.$$

Коэффициенты x_1 и x_2, а также α определяют форму лопастей винта. Заметим, что величина α связана с x_1 и x_2 и выбирать ее произвольно нельзя. Для открытых гребных винтов, т. е. винтов без насадок, рекомендуется принимать: $x_1 = 0{,}35$; $x_2 = 1$; $\alpha = 0{,}86$.

Кроме того, для этих винтов медианальная линия контура, т. е. линия, проведенная через середины ординат контура, должна отстоять от оси контура на расстояниях, определяемых выражением

$$y_0 = p b_m \left(1 - 1{,}4\frac{r}{R}\right)\frac{r}{R},$$

где p — коэффициент, изменяющийся от 0 для симметричных профилей до 0,5 для несимметричных. Для винтов, работающих в насадках, следует принимать $x_1 = 0{,}36$; $x_2 = 0{,}78$; $\alpha = 0{,}955$; $y_0 = 0$.

Варьируя значения коэффициентов x_2 и x_1 изложенным способом, можно получать различные другие формы контуров лопастей.

На рис. 52 приведена номограмма, которой можно воспользоваться для проектирования контура лопастей произвольной формы.

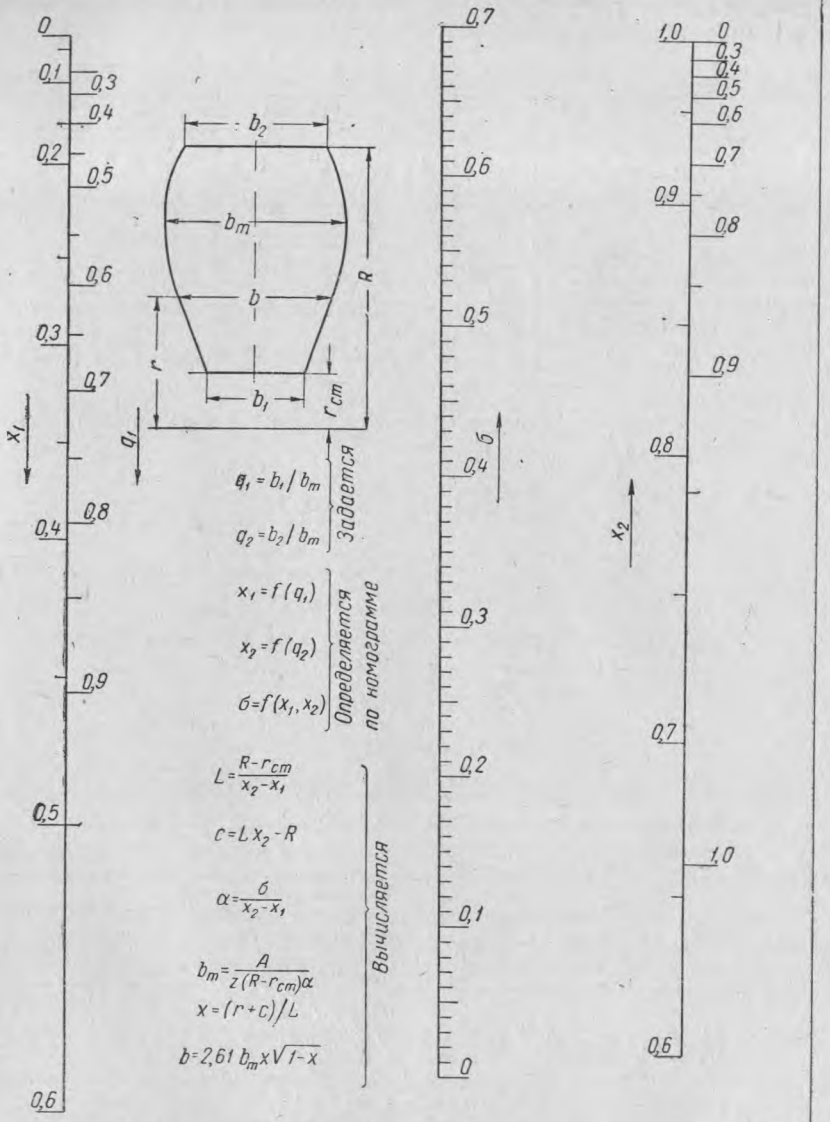


Рис. 52. Номограмма А. Б. Карпова для проектирования контура лопастей гребного винта:

R — радиус винта, *м*; A — суммарная площадь лопастей, *м*²; r_{cm} — радиус ступицы, *м*; α — коэффициент полноты контура лопасти; b_1 — ширина лопасти при $r = r_{cm}$; b_2 — ширина лопасти при $r = R$; b_m — наибольшая ширина лопасти; b — ширина лопасти при радиусе r; r — текущий радиус, *м*; x_1, x_2 — расчетные коэффициенты; L, c — расчетные параметры, z — число лопастей

Линию наибольших толщин сечений лопасти рекомендуется проводить на расстояниях от входящей кромки лопасти в соответствии с данными табл. 7.

Таблица 7

Формула	Отношение радиусов, r/R								
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Отстояние линии наибольшей толщины от входящей кромки в % от ширины лопасти на данном радиусе (y_1/b_r) 100	**Для открытых винтов**								
	35,0	35,0	35,0	35,0	38,9	44,3	47,9	50,0	50,0
	Для винтов в насадках								
	35,0	35,0	35,0	35,0	35,8	38,8	41,2	43,5	48,0

Рассмотрим, например, расчет формы контура лопасти открытого винта.

Дано: $R = 0{,}615$ *м*; $r_{cm} = 0{,}12$ *м*; $\Theta = 0{,}55$; $z = 4$.

Принимаем: $x_1 = 0{,}35$; $x_2 = 1{,}0$; $\alpha = 0{,}86$.

Вычисляем:

$$A = \Theta \pi R^2 = 0{,}55 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}615^2 = 0{,}66 \ м^2.$$

$$b_m = \frac{A}{z(R - r_{cm})\alpha} = \frac{0{,}66}{4\,(0{,}615 - 0{,}120)\,0{,}86} = 0{,}39 \ м.$$

$$L = \frac{R - r_{cm}}{1 - x_1} = \frac{0{,}495}{0{,}65} = 0{,}765 \ м.$$

$$c = L - R = 0{,}765 - 0{,}615 = 0{,}150 \ м.$$

Дальнейший расчет ведем согласно табл. 8.

Таблица 8

Формулы	Отношение радиусов, r/R					
	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0
$r = R(r:R)$	0,123	0,246	0,369	0,492	0,553	0,615
$r + c$, *м*	0,275	0,396	0,524	0,644	0,703	0,765
x	0,360	0,520	0,685	0,841	0,920	1,0
$x\sqrt{1-x}$	0,288	0,360	0,384	0,335	0.260	0
b_r, *м*	0,294	0,367	0,392	0,343	0,266	0
$1 - 1{,}4r/R$	0,72	0,44	0,16	−0,12	−0,26	−0,4
$y_0 = \frac{b_m}{2}\left(1 - 1{,}4\frac{r}{R}\right)\frac{r}{R}$	0,0342	0,0342	0,0188	−0,0187	−0,0460	−0,0785
$y_1 = \left(\frac{y_1}{b_r}\right) b_r$	0,102	0,128	0,153	0,164	0,133	0

По результатам расчета может быть построен контур спрямленной поверхности лопасти винта, работающего без насадки (рис. 53).

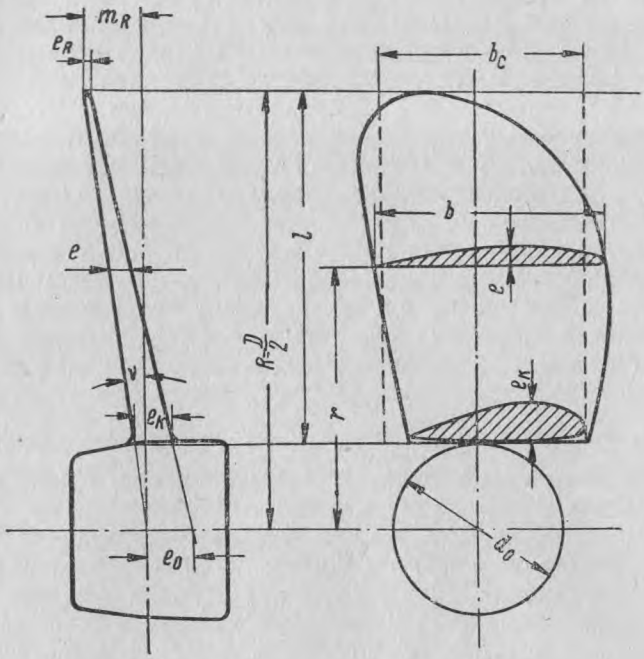


Рис. 53. Геометрические элементы гребного винта

Под толщиной лопасти e на данном радиусе r понимается наибольшая толщина соответствующего сечения лопасти. Толщина лопасти у корня $e_к$ назначается из соображений прочности. Толщина на конце лопасти e_R устанавливается из конструктивных и технологических соображений. Для стальных винтов при отсутствии специальных требований о подкреплении края лопасти можно пользоваться следующей формулой для определения величины e_R:

$$e_R = 0{,}08(50-D)D, \qquad (39)$$

где:

e_R — толщина конца лопасти, *мм*;
D — диаметр винта, *м*.

Для чугунных лопастей полученное по формуле (39) значение следует увеличить на 30%, а для латунных — можно уменьшить на 25%.

Распределение наибольших толщин делают по закону прямой линии, имея значение толщин на кромке лопасти e_R и на оси винта e_0. Так как расчетные диаграммы построены для спе-

циально спрофилированных гребных винтов, то целесообразно, чтобы лопасти проектируемого винта на различных радиусах имели аналогичную форму контура лопасти (см. рис. 53). Построение таких профилей лопасти винта может быть произведено при помощи табл. 9 относительных значений ординат сечений лопасти винта. Пользуясь данными этой таблицы, нетрудно рассчитать профили винта для любой формы лопасти и заданной диаграммы распределения максимальных толщин лопасти.

Чертеж гребного винта может быть изображен в двух проекциях: нормальной и боковой. Нормальной называют проекцию винта на плоскость, перпендикулярную оси вращения винта; проекция гребного винта на вертикальную плоскость, проходящую через ось вращения винта, называют боковой проекцией.

После того, как на спрямленном контуре лопасти построены соответствующие профили сечений, можно приступить к построению проекций лопасти. Для этого на спрямленном контуре (рис. 54) вдоль по прямой, перпендикулярной осевой линии лопасти, откладывают от точки O_1, лежащей на оси винта, величину $\frac{H}{2\pi}$ в сторону, противоположную направлению движения лопасти. Из полученной точки P, как из полюса, проводят лучи, пересекающие осевую линию лопасти в точках A_1, A_2, A_3 и т. д., которые расположены на радиусах r соответствующих сечений. Далее проводят по две касательных к каждому профилю входящей части сечения, причем одна касательная строится перпендикулярно лучу PA_1, а вторая — параллельно ему. Получаем соответственно отрезки h_1 и l_1.

Отрезок h_1 представляет собой боковую проекцию спрямленной длины входящей части данного сечения, а отрезок l_1 — нормальную проекцию этой длины. При этом способе определения проекций учитывается как толщина сечения, так и подъем носика. Аналогично находятся отрезки h_2 и l_2, представляющие собой соответственно боковую и нормальную проекции длины выходящей части сечения.

Для построения нормальной проекции лопасти необходимо нанести осевую линию лопасти и дуги, соответствующие радиусам, для которых построены сечения лопастей на спрямленной поверхности, отложить вдоль этих дуг, начиная от оси, отрезки l_1 (по направлению вращения) и l_2 (в противоположную сторону) с тем, чтобы получить точки $Б_1$ и $Б'_1$, принадлежащие проектированному контуру. Для нанесения отрезка l_1 на окружность радиуса r_1 необходимо от точки A_1 отложить отрезок длиной $^1/_4\ l_1$ (рис. 55) и из полученной точки F, как из центра, описать окружность $^3/_4\ l_1$ до пересечения с окружностью радиуса r_1 в точке $Б_1$. Дуга $A'_1\ Б_1$ приближенно равна отрезку прямой длиной l_1. Аналогичные построения производятся для определения положения точки $Б_1$ по величине отрезка l_2.

Полученные точки $Б_1$, $Б_2$, $Б_3$, ..., $Б'_3$, $Б'_2$, $Б'_3$ (см. рис. 54)

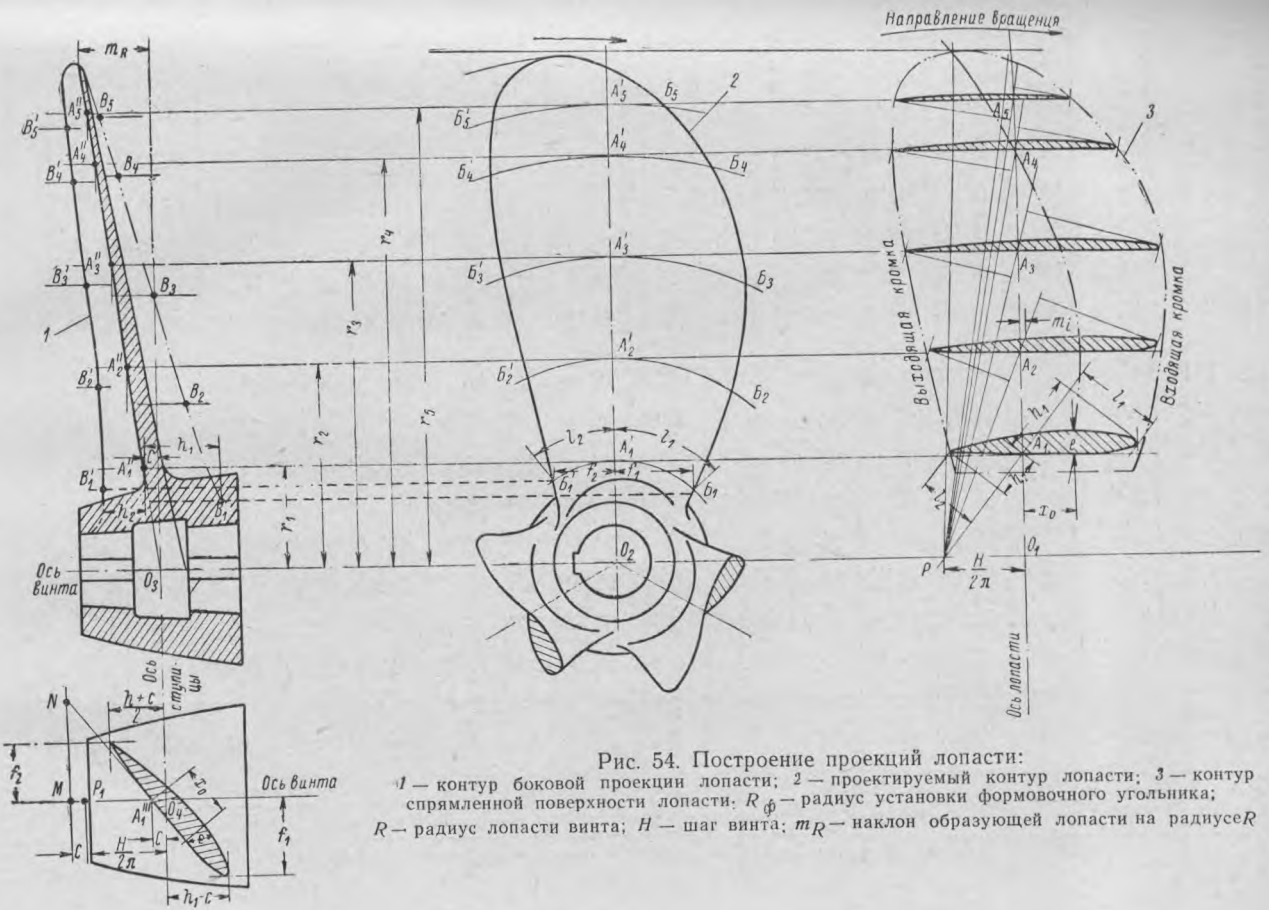


Рис. 54. Построение проекций лопасти:

1 — контур боковой проекции лопасти; *2* — проектируемый контур лопасти; *3* — контур спрямленной поверхности лопасти; R_Φ — радиус установки формовочного угольника; R — радиус лопасти винта; H — шаг винта; m_R — наклон образующей лопасти на радиусе R

Таблица 9

Относительные значения ординат сечений лопасти винта

Ординаты стенки	Расстояние ординат (в %) от точки максимальной толщины (т. м. т.) до кромки														Диаметр закругления кромки в % максимальной толщины		
	выходящей							входящей									
	r/R	100	80	60	40	20	0	20	40	60	80	90	95	100	r/R	выходящей	входящей
Засасывающей	0,2	—	53,35	72,65	86,90	96,45	100	98,60	94,50	87,00	74,40	64,35	56,95	—	0,2	6,4	—
	0,3	—	50,95	71,60	86,80	96,80	100	98,40	94,00	85,80	72,50	62,65	54,90	—	0,3	6,5	—
	0,4	—	47,70	70,25	86,55	97,00	100	98,20	93,25	84,30	70,40	60,15	52,20	—	0,4	6,6	—
	0,5	—	43,40	68,40	86,10	96,95	100	98,10	92,40	82,30	67,70	56,80	48,60	—	0,5	6,7	—
	0,6	—	40,20	67,15	85,40	96,80	100	98,10	91,25	79,35	63,60	52,20	43,35	—	0,6	6,8	—
	0,7	—	39,40	66,90	84,90	96,65	100	97,60	88,80	74,90	57,00	44,20	35,00	—	0,7	6,9	—
	0,8	—	40,95	67,80	85,30	96,70	100	97,00	85,30	68,70	48,25	34,55	25,45	—	0,8	7,0	—
	0,9	—	45,15	70,00	87,00	97,00	100	97,00	87,00	70,00	45,15	30,10	22,00	—	0,9	11,1	11,1
Нагнетающей	0,2	30,00	18,20	10,90	5,45	1,55	—	0,45	2,30	5,90	13,45	20,30	26,20	40,00	0,95	15,7	15,7
	0,3	25,35	12,20	5,80	1,70	—	—	0,05	1,30	4,60	10,85	16,55	22,20	37,55	1,0	—	26,7
	0,4	17,85	6,20	1,50	—	—	—	—	0,30	2,65	7,80	12,50	17,90	34,50	—	—	—
	0,5	9,70	1,75	—	—	—	—	—	—	0,70	4,30	8,45	13,30	30,40	—	—	—
	0,6	5,10	—	—	—	—	—	—	—	—	0,80	4,45	8,40	24,50	—	—	—
	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,40	2,45	16,05	—	—	—
	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7,40	—	—	—

соединяем плавной кривой, изображающей собой проектированный контур лопасти. Для построения боковой проекции лопасти необходимо провести на уровне точек $Б_1$ и $Б'_1$ прямые, параллельные оси винта, и опустить на них перпендикуляр из точки A''_1, лежащей на образующей спинке лопасти на расстоянии r_1 от оси винта.

От перпендикуляра откладываем на прямой, параллельной оси винта и исходящей из точки $Б_1$, величину h_1 в сторону движения винта. Полученная точка B_1 будет принадлежать боковой проекции входящей кромки. На прямой, исходящей из точки $Б'_1$, откладываем отрезок h_2 в сторону, противоположную движению судна, и получаем точку B'_1, принадлежащую боковой проекции выходящей кромки.

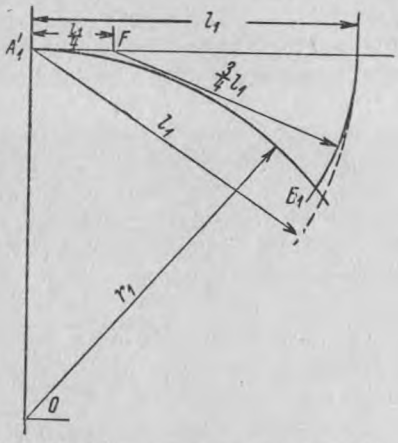


Рис. 55. К построению нормальной проекции лопасти

Аналогично строим остальные точки бокового контура и соединяем их плавной кривой.

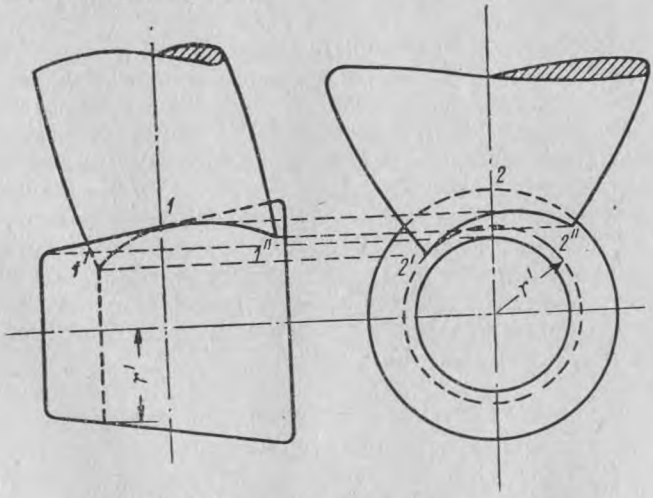


Рис. 56. Согласование лопасти со ступицей

Геометрическое согласование контуров нормальной и боковой проекций лопасти и ступицы показано на рис. 56. Точка 1′ лопасти лежит на окружности радиуса r', принадлежащей поверхности ступицы винта. Проводя радиусом r' окружность на

нормальной проекции и доводя до пересечения с ней контур лопасти, получаем точку *2′*, определяющую линию примыкания лопасти к ступице. При построении сначала выбираем точку *1′* ориентировочно, а затем, получив точку *2′* и проведя через нее горизонталь до встречи с контуром боковой проекции, уточняем положение точки *1′*. Аналогично находится вторая точка линии примыкания (*1″* на боковой проекции и *2″* на нормальной).

Точка *1* лежит в пересечении образующей с контуром ступицы. Снося ее на нормальную проекцию в пересечении с медианой, получаем точку *2*. По трем точкам проводим линию примыкания. При построении следует помнить, что для винта правого вращения линия примыкания идет слева—вдоль—направо, как это указано на рис. 56, а для винта левого вращения — справа—вдоль—налево.

§ 25. ГЕОМЕТРИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ НАСАДОК

Основные геометрические элементы направляющих насадок приведены на рис. 57.

Площадь рабочего сечения насадки $F_н$ ($м^2$); т. е. площадь поперечного сечения насадки в наиболее узком месте, где расположен гребной винт

$$F_н = \frac{\pi D^2}{4}\left(1 + \frac{\Delta}{R}\right)^2,$$

где:

R, D — радиус и диаметр винта;

Δ — зазор между концами лопастей винта и внутренними стенками насадки, величину которого обычно выполняют равным 0,01 *м* или (0,005—0.010) R. Внутренняя часть насадки в районе расположения винта делается цилиндрической на длине (0,10—0,15D) в зависимости от ширины концевого сечения лопастей винта.

Входное сечение насадки должно иметь по возможности круглую форму, но ввиду ограниченности осадки судна оно иногда выполняется приплюснутым по вертикальной оси так, чтобы насадка не выходила за основную линию корпуса судна, а входная кромка не выходила из воды.

Выходное сечение насадки выполняется круговым, а ее внутренняя хвостовая часть (от рабочего до выходного сечения) делается в виде раструба с прямолинейной образующей.

Геометрические элементы насадки обозначают следующим образом:

$F_н$ — площадь рабочего сечения насадки, $м^2$;

F_e — площадь входного сечения насадки, $м^2$;

F_a — площадь выходного сечения насадки, $м^2$;

$b_н$ — длина хорды профиля сечения насадки, измеряемая между входной и выходной кромками насадки по ее наружной образующей, *м*;

$l_н$ — длина направляющей насадки (измеряемая от входной кромки до плоскости диска, т. е. до плоскости, перпендикулярной к оси винта и проходящей через середину боковой проекции концевого сечения лопастей, *м*);

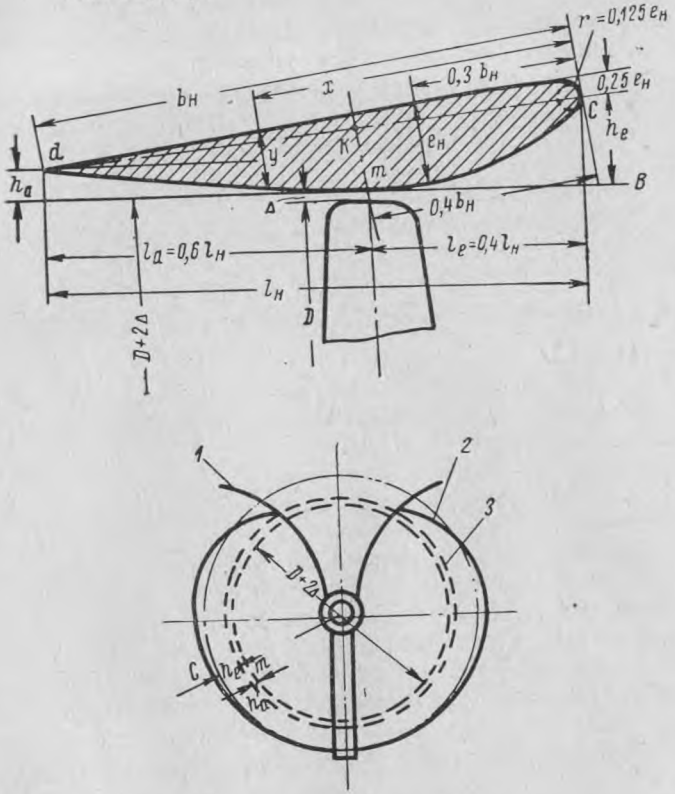


Рис. 57. Конструктивные элементы насадки:
1 — шпангоут корпуса; *2* — входная кромочная линия; *3* — выходная кромка

l_a — длина хвостовой (выходной) части насадки, измеряемая от выходной кромки до плоскости диска винта, *м*;

$e_н$ — наибольшая толщина профиля насадки, которая обычно располагается на 0,3 длины хорды профиля от входной кромки, *м*;

$\alpha = \frac{F_е}{F_н}$ — коэффициент раствора насадки;

$\beta = \frac{F_a}{F_н}$ — коэффициент расширения насадки;

$\bar{l} = \frac{l_н}{D}$ — относительная длина насадки;

$\frac{l_e}{l_н}$ — относительная длина входной части насадки;

$\frac{l_a}{l_н}$ — относительная длина хвостовой части насадки;

$\delta_н = \frac{e_н}{b_н}$ — относительная толщина профиля насадки.

Геометрические элементы неподвижных направляющих насадок рекомендуется принимать следующими.

Диаметр рабочего сечения насадки

$$D_н = (1{,}005 \div 1{,}010)D,$$

где D — диаметр гребного винта.

Длина направляющей насадки $l_н$ должна приниматься в пределах $0{,}75\,D \geqslant l_н \geqslant 0{,}60$.

Расположение гребного винта по длине неподвижной насадки следует принимать: $\frac{l_e}{l_н} = 0{,}35—0{,}40$ и, соответственно, $\frac{l_a}{l_н} = 0{,}65 \div 0{,}60$.

Коэффициент расширения насадки $\beta = 1{,}1 \div 1{,}15$.

Для буксирных судов рекомендуется принимать $\beta = 1{,}10$.

Для грузовых судов $\beta = 1{,}15$.

Коэффициент раствора насадки:

$\alpha \leqslant 1{,}35$ — для буксиров и толкачей;

$\alpha \leqslant 1{,}30$—для грузовых судов.

Для ориентировочных расчетов комплекса винт—насадка можно принимать указанные здесь предельные значения коэффициентов α и β. Во всех случаях рекомендуется, чтобы значение коэффициента раствора были не меньше соответствующих значений коэффициентов расширения насадки. Профилировку неподвижных насадок рекомендуется производить по данным таблицы относительных ординат (табл. 10).

Таблица 10

$\frac{x^*}{b_н}$	0	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,60	0,80	0,90	1,0
$\frac{y^*}{e_н} \cdot 10^3$	**Внутренняя сторона насадки**									
	250	550	720	910	1000	980	725	380	205	25
	Внешняя сторона насадки									
	250	40	0	0	0	0	0	0	0	0

* Значения x отсчитываются от носика профиля насадки, а y — от внешней хорды профиля (см. рис. 57).

Геометрические элементы поворотных насадок рекомендуется принимать следующими: диаметр в свету (внутренний по наименьшему сечению) $D_н = D + 0{,}02$ *м*.

Для всех винтов, диаметр которых равен или превышает 0,7 *м*, зазоры должны быть не более 10 *мм*.

Длина насадки $l = 0{,}8D_н$.

Коэффициент раствора насадки принимается в пределах $\alpha = 1{,}30 \div 1{,}35$: для грузовых судов — по нижнему пределу, а для буксирных толкачей — по верхнему.

Коэффициент расширения насадки принимается равным $\beta = 1{,}10 \div 1{,}12$.

Эскизы профилировки поворотных насадок приведены на рис. 58.

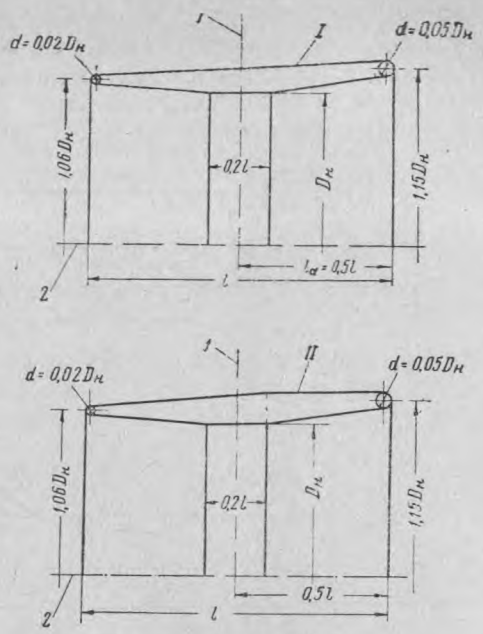


Рис. 58. Эскизы профилировки поворотной насадки:
I — первый вариант; *II* — второй вариант;
1 — ось баллера; *2* — ось гребного винта

ГЛАВА V

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИЖИТЕЛЕЙ

§ 26. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Чтобы выяснить принцип действия гидравлических движителей, рассмотрим сначала наиболее простой способ приведения судна в движение. Пусть движение судна с постоянной скоростью v поддерживается человеком, который отталкивается шестом от берега, переходя по палубе от носа к корме судна. Движущая сила P_e, равная по величине и обратная по направлению силе давления шеста на берег, передается судну через трение подошв о палубу (рис. 59,*а*). За промежуток времени t судно пройдет путь $s_1 = vt$, а человек переместится вдоль палубы на такое же расстояние. Если считать, что скольжения ног человека по палубе не происходит, то произво-

димая им работа будет в точности равна работе движущей силы $P_e\ vt$, т. е. в этом случае вся работа человека пойдет на преодоление сопротивления воды движению судна, а следовательно к. п. д. будет равен единице.

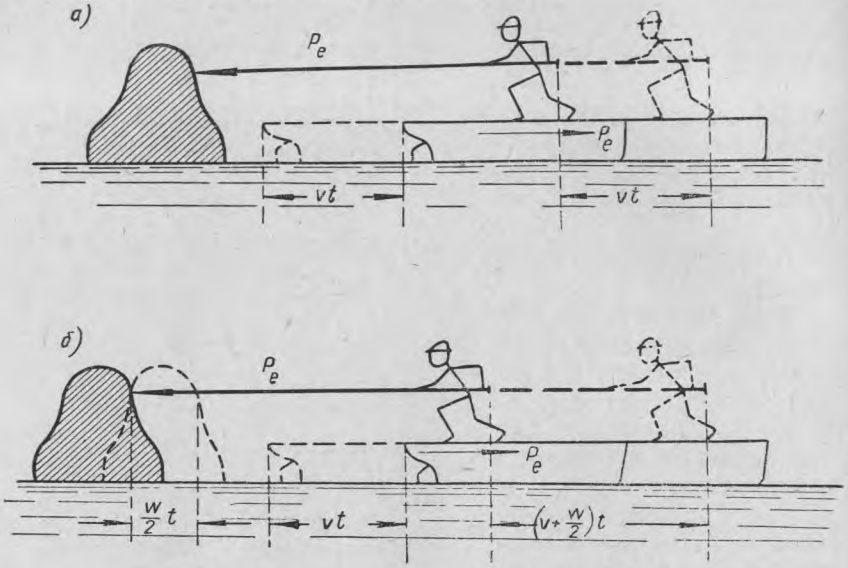


Рис. 59. Принцип действия судового движителя

Теперь рассмотрим случай, когда человек отталкивается не от неподвижного берега, а от плавающего в воде, первоначально неподвижного тела с массой M (рис. 59,*б*). В этом случае движущая сила также создается за счет реакции силы давления шеста на тело. Но под действием силы давления шеста тело начнет двигаться в сторону, противоположную направлению движения судна.

Величину скорости w, которую приобретает тело за промежуток времени t, можно определить на основании теоремы о изменении количества движения. Если пренебречь для упрощения вывода силой сопротивления воды движению тела, то получим

$$Mw = P_e t. \tag{40}$$

Величину перемещения тела s_2 за время t можно определить, пользуясь теоремой об изменении кинетической энергии тела, которая будет равна работе силы P_e на путь s_2:

$$M\frac{w^2}{2} = P_e s_2. \tag{41}$$

Исключая P_e из выражений (40) и (41), получим

$$s_2 = \frac{w}{2}t. \tag{42}$$

Таким образом, за время t, в течение которого судно, двигаясь со скоростью v, пройдет путь $s_1=vt$, человек должен будет пройти путь, равный

$$s_3=s_1+s_2=\left(v+\frac{w}{2}\right)t. \tag{43}$$

Тогда средняя скорость будет $\left(v+\frac{w}{2}\right)$, а производимая работа за единицу времени

$$P_e\left(v+\frac{w}{2}\right). \tag{44}$$

На преодоление сопротивления воды движению судна за единицу времени затрачивается работа $P_e\ v$, поэтому коэффициент полезного действия в данном случае будет:

$$\eta=\frac{P_e v}{P_e\left(v+\frac{w}{2}\right)}=\frac{1}{1+\frac{w}{2v}}, \tag{45}$$

т. е. меньше единицы.

Если отталкивание шестами будут производить попеременно два человека от других плавающих тел, то судно будет двигаться непрерывно. Движущая сила P_e получается как реакция отбрасывания плавающих тел. Обозначая через $m=\frac{M}{t}$ массу отбрасываемых тел, отнесенную к единице времени, получим из выражения (40) формулу для движущей силы

$$P_e=mw. \tag{46}$$

Все движители, имеющие практическое применение являются гидравлическими. Их действие основано на отбрасывании воды в сторону, обратную движению судна.

§ 27. ТЕОРИЯ ИДЕАЛЬНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Теоретически безразлично, происходит ли движение судна вследствие отталкивания от плавающих твердых тел или за счет отбрасывания масс воды. Поэтому формула для коэффициента полезного действия

$$\eta_i=\frac{1}{1+\frac{w}{2v}} \tag{47}$$

сохраняет свою силу и для гидравлических движителей, только под w в данном случае следует понимать величину скорости, дополнительно сообщаемой рабочими органами движителя отбрасываемой жидкости.

Формула (47) не учитывает потерь энергии, которые происходят в реальных движителях и связаны с трением воды о рабочие органы движителя, закручиванием потока, его неравномерностью по сечению движителя и т. д.

Таким образом, формула учитывает только неизбежные потери, которые связаны с необходимостью расходования энергии на сообщения массам перерабатываемой движителем воды вызванных скоростей w. Поэтому к. п. д., определяемый формулой (47), называют идеальным коэффициентом полезного действия движителя. Очевидно, что к. п. д. реального движителя при одинаковых условиях будет ниже идеального к. п. д.

Скорость протекания воды через идеальный движитель так же, как и средняя скорость движения человека по палубе, будет равна $v+\frac{w}{2}$. Следовательно, за единицу времени через гидравлическое сечение идеального движителя A_d пройдет масса воды

$$M=\rho A_d\left(v+\frac{w}{2}\right). \tag{48}$$

Подставляя это значение в формулу (46), получим выражение для движущей силы, развиваемой движителем

$$P_e=\rho A_d\left(v+\frac{w}{2}\right)w. \tag{49}$$

Нагруженность движителя оценивают коэффициентом, представляющим отношение упора движителя к произведению плотности жидкости на площадь гидравлического сечения движителя и половину квадрата скорости движения судна, называемым коэффициентом нагрузки по упору:

$$\sigma=\frac{P_e}{\rho A_d\frac{v^2}{2}}. \tag{50}$$

Подставляя значение P_e, получим

$$\sigma=\frac{\rho A_d\left(v+\frac{w}{2}\right)w}{\rho A_d\frac{v^2}{2}}=2\frac{w}{v}+\left(\frac{w}{v}\right)^2,$$

или

$$\left(\frac{w}{v}\right)^2+2\left(\frac{w}{v}\right)-\sigma=0.$$

Решая это уравнение, получим связь между вызванной скоростью w, скоростью судна v и коэффициентом нагрузки движителя σ:

$$\frac{w}{v} = -1 + \sqrt{1-\sigma}. \tag{51}$$

Подставляя это выражение в формулу для идеального к. п. д., получим

$$\eta_i = \frac{1}{1+\frac{w}{2v}} = \frac{1}{1+\frac{1}{2}\left(-1+\sqrt{1+\sigma}\right)},$$

или окончательно:

$$\eta_i = \frac{2}{1+\sqrt{1+\sigma}}. \tag{52}$$

Из формулы (52) видно, что идеальный к. п. д. движителя зависит от коэффициента нагрузки по упору σ. С увеличением коэффициента нагрузки к. п. д. уменьшается. Этот вывод справедлив и для действительных движителей: чем меньше нагруженность движителя, тем выше его коэффициент полезного действия.

Сравнение коэффициентов полезного действия идеального движителя η_i и реальных гребных винтов при различных коэффициентах нагрузки σ показано на рис. 60. Кривая для дейст-

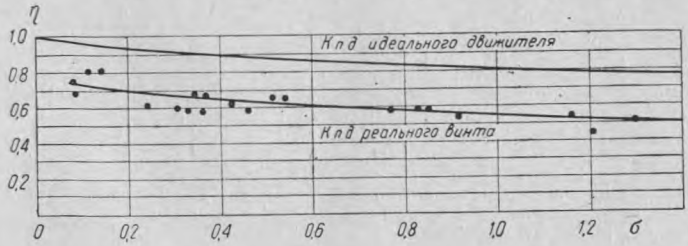


Рис. 60. Сравнение к. п. д. идеального и реального движителей

вительных гребных винтов проходит ниже, оставаясь, примерно, параллельной первой кривой. Приближенно коэффициент полезного действия реального гребного винта равен: $\eta_p \approx \eta_i - 0{,}25$.

Опытная проверка показывает, что величины упоров и вызванных скоростей могут быть с удовлетворительной точностью определены по формулам (49) и (51), но коэффициент полезного действия реальных движителей всегда меньше, определяемого по теории идеального движителя (52).

Теория идеального движителя учитывает только неизбежные потери, происходящие в гидравлических движителях, связанные

с тем, что для создания упора движитель должен сообщать проходящей через него жидкости дополнительные осевые скорости w. Нарастание скоростей происходит наполовину перед движителем и поэтому через гидравлическое сечение движителя вода проходит со скоростью $v+\frac{w}{2}$. Масса проходящей через движитель воды равна произведению скорости протекания воды через движитель на плотность воды и на площадь гидравлического сечения движителя.

Величина вызванной скорости w зависит от коэффициента нагрузки по упору $w=v(\sqrt{1+\sigma}-1)$. Упор движителя определяется произведением массы перерабатываемой движителем жидкости на вызванную скорость (49).

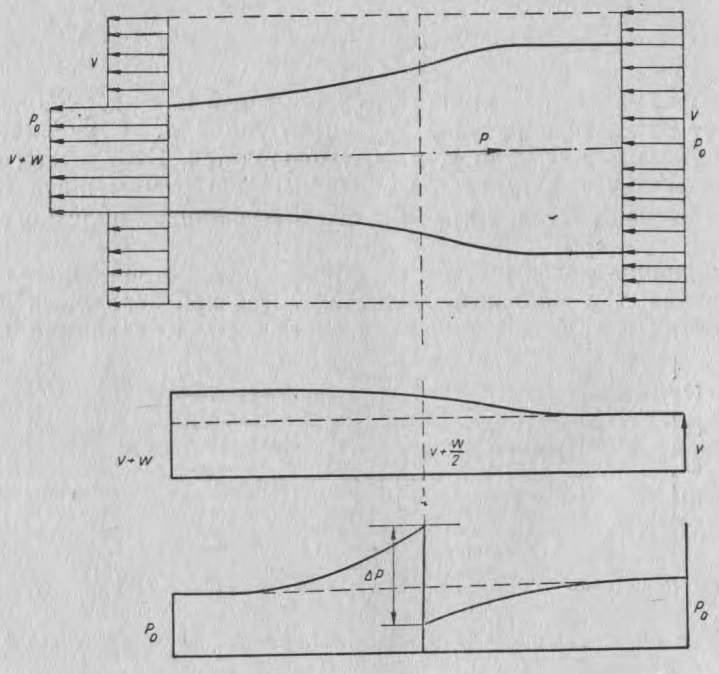


Рис. 61. Распределение скоростей и давлений в идеальном движителе

Коэффициент полезного действия идеального движителя, определяется формулой (52), из которой видно, что он уменьшается с увеличением нагрузки движителя. В связи с тем, что движитель создает вызванные осевые скорости, сечение потока, проходящего через движитель по мере приближения к движителю, уменьшается, причем это уменьшение продолжается и после сечения, в котором расположен движитель (рис. 61).

Давление в потоке жидкости, проходящей через движитель, по мере приближения к рабочему сечению уменьшается, так как скорости возрастают. В самом рабочем сечении давление возрастает и изменяется скачкообразно. За рабочим сечением, после скачкообразного нарастания, давление снова уменьшается, так как осевые скорости продолжают нарастать. Уменьшение давления происходит до тех пор, пока давление в потоке за движителем не сравняется с давлением в окружающей жидкости, т. е. не станет равным первоначальному давлению далеко перед движителем. Теория идеального движителя в общих чертах довольно правильно освещает качественную сторону явлений, связанных с действием движителей. Но она не дает исчерпывающих ответов на практические вопросы, возникающие при конструировании движителей, и не позволяет получить точных количественных зависимостей, которые могли бы быть использованы в эксплуатационных и проектных расчетах по ходкости судов.

§ 28. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРЕБНОГО ВИНТА

Для уяснения основных закономерностей работы гребного винта рассмотрим действие изолированного винта, т. е. винта, работающего отдельно от корпуса судна. Пусть винт вращается с числом оборотов n и движется поступательно со скоростью v_p. Если бы винт с постоянным шагом двигался в жидкости, как в твердом теле, то за один оборот он продвигался бы вперед на расстояние, равное своему шагу H. В действительности же винт, работающий в воде, проходит за один оборот расстояние, меньшее, чем шаг H.

Путь, проходимый гребным винтом в осевом направлении за один оборот, называют абсолютной поступью гребного винта и обозначают h. Так как винт проходит в воде за 1 *сек* расстояние, равное поступательной скорости v_p, и совершает за то же время n оборотов, то очевидно, что абсолютная поступь винта h в *м* равна

$$h = \frac{v_p}{n}, \tag{53}$$

Отсюда величина поступательной скорости винта может быть выражена через поступь и число оборотов

$$v_p = hn.$$

Разность между величиной геометрического шага и абсолютной поступью винта называют абсолютным скольжением гребного винта:

$$S = H - h = H - \frac{v_p}{n} \text{ м}. \tag{54}$$

Отношение величины абсолютной поступи винта к его диаметру называется относительной поступью гребного винта, или просто поступью

$$\lambda_p = \frac{v_p}{nD}. \qquad (55)$$

Отношение абсолютного скольжения к шагу винта называют относительным скольжением, или просто скольжением:

$$s = S : H.$$

Подставляя в эту формулу значение абсолютной поступи, нетрудно получить

$$s = 1 - \frac{\lambda_p}{H/D}.$$

Скольжение и поступь характеризуют режим работы гребного винта. При работе винта на месте (на швартовах) поступь $\lambda_p = 0$, а скольжение $s = 1$. С увеличением поступи винта скольжение его будет уменьшаться. Скольжение винтов может быть и отрицательным. Например, у гребных винтов парусно-моторных судов при совместном действии парусов и двигателей, а также у обычных судов при перемене направления вращения винта, когда судно по инерции сохраняет еще первоначальное направление поступательного движения, а винт уже изменил направление вращения.

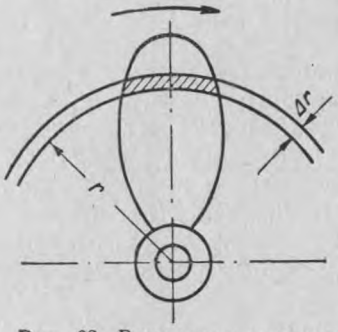


Рис. 62. Выделение элемента лопасти винта

Рассмотрим физические процессы, происходящие при работе гребных винтов.

Движение жидкости, происходящее в результате работы винта, носит сложный характер. Рассмотрим действие элемента лопасти винта, выделенного двумя соосными цилиндрами (рис. 62), радиусы которых отличаются на малую величину Δr. Лопасть винта можно представить состоящей из большого числа элементов, работающих независимо друг от друга. Изучив работу одного элемента, можно получить представление о работе винта в целом, суммируя результаты полученные при изучении работы элемента.

В действительности дело обстоит не так просто. Все элементы лопасти работают в сложном взаимодействии. Поэтому количественные результаты, получающиеся при таком подходе к изучению работы винта, будут приближенными. Но, принимая предположение о независимости работы элементов, можно выяснить ряд важных фактов, хорошо объясняющих физические явления,

происходящие при работе гребного винта. Вращательная скорость элемента равна

$$v_r = \omega r = 2\pi n r,$$

где $\omega = 2\pi n$ — угловая скорость вращения винта.

Результирующую скорость w_A, с которой элемент движется относительно неподвижной воды, получим, если геометрически сложим векторы скорости v_r и v_p (рис. 63). Треугольник скоростей OAC элемента относительно неподвижной воды называется планом абсолютных скоростей элемента лопасти винта. Элемент наклонен к плоскости, перпендикулярной оси винта под шаговым углом φ. Если бы элемент не имел скольжения, то результирующая w_A абсолютных скоростей элемента была бы направлена вдоль нижней хорды профиля элемента, следовательно, элемент двигался бы относительно воды, как винт в гайке, преодолевая сопротивление воды, но не оттесняя воду. При наличии скольжения скорость движения элемента v_p меньше, чем nH, поэтому результирующая скорость w_A составляет угол β с нижней кромкой элемента. В этом случае вода будет отбрасываться при движении элемента в сторону, противоположную движению винта, и, следовательно, элемент лопасти будет воспринимать реакцию со стороны воды. Чем больше абсолютное скольжение $\left(H - \frac{v_p}{n}\right)$, тем с большей силой отбрасывается вода.

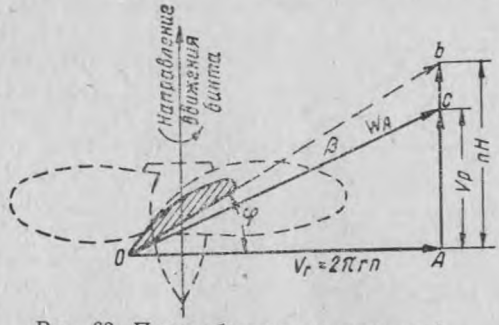


Рис. 63. План абсолютных скоростей элемента лопасти

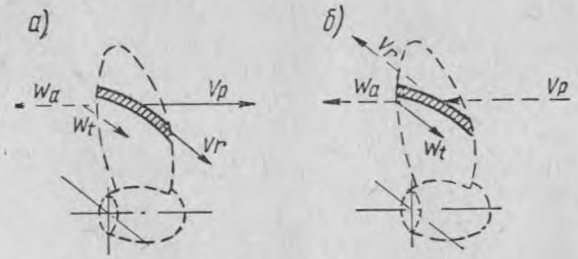


Рис. 64. Скорости элемента лопасти и воды:
а — в абсолютном движении; *б* — в относительном движении

На рис. 64 сплошными линиями показаны скорости элемента лопасти v_r и v_p, а пунктирами — скорости, которые сообщает воде элемент лопасти, т. е. вызванные скорости.

Вызванную скорость можно разложить на две составляющие: поступательную, или аксиальную, скорость w_a, направленную в сторону, обратную движению винта, и вращательную w_t скорость, направленную в сторону вращения винта. В дальнейших рассуждениях удобнее рассматривать движение воды относительно элемента лопасти, считая его неподвижным. Вода будет натекать на элемент со скоростью v_p в направлении оси винта и вращаться вокруг него с угловой скоростью ω, направленной в сторону, обратную вращению винта (см. рис. 64).

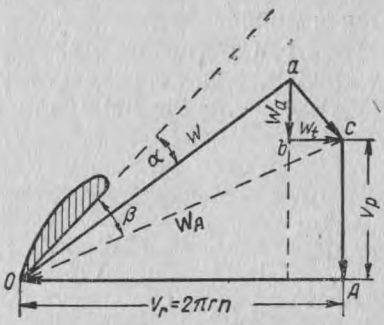


Рис. 65. План относительных скоростей элемента лопасти

Вызванные скорости сохранят прежнюю величину и направление. Для того чтобы составить полное представление о картине движения жидкости относительно неподвижного элемента лопасти, построим план относительных скоростей элемента лопасти гребного винта (рис. 65). Перед элементом лопасти вода движется с результирующей скоростью w_A, представляющей собой геометрическую сумму скоростей v_p и v_r и направленной под углом β к элементу. Попадая на элемент, вода получает дополнительные вызванные скорости w_a и w_t, вызванные скорости изменяют первоначальные величины и направление скорости w_A. Для того чтобы учесть это изменение, необходимо скорость $w_A = OC$ геометрически сложить с равнодействующей вызванных скоростей bC. В результате вода будет натекать на неподвижный элемент с результирующей относительной скоростью w, направленной под углом α к элементу, называемым углом атаки.

Из сказанного видно, что картина обтекания элемента лопасти винта схожа с обтеканием профиля авиационного крыла.

Таким образом, чтобы получить представление о силах, действующих на элемент лопасти, следует рассматривать его как элемент крыла.

При работе гребного винта элемент лопасти обтекается потоком жидкости со скоростью w, направленной под углом α к элементу. При этом со стороны жидкости на элемент будет действовать сила, которую согласно теории крыла можно разложить на подъемную силу ΔY, перпендикулярную скорости w, и силу лобового сопротивления ΔX, направленную параллельно скорости w (рис. 66). Каждую из этих сил можно разложить на направление, совпадающее с поступательным движением элемента, и на перпендикулярное ему направление.

Таким образом, подъемная сила ΔY раскладывается на силы ΔP_y и ΔT_y, а сила лобового сопротивления ΔX — на силы ΔP_x и ΔT_x.

Разность составляющих ΔP_y и ΔP_x представляет собой упор, создаваемый элементом лопасти

$$\Delta P = \Delta P_y - \Delta P_x. \tag{56}$$

Сумма составляющих ΔT_y и ΔT_x представляет собой силу, препятствующую вращению элемента

$$\Delta T = \Delta T_y + \Delta T_x. \tag{57}$$

Эта сила называется касательной силой элемента лопасти. Следовательно, элемент лопасти гребного винта создает упор за счет подъемной силы, возникающей при обтекании жидко-

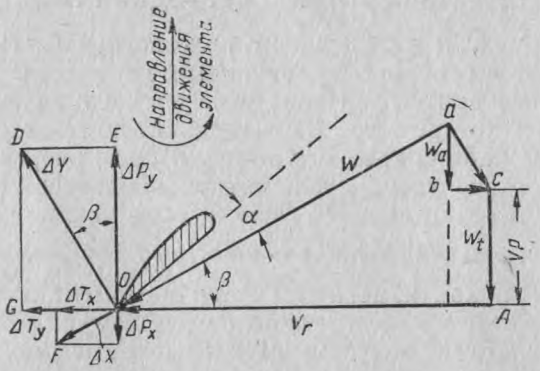


Рис. 66. Силы, действующие на элемент лопасти винта

стью. Из рисунка видно, что чем больше подъемная сила ΔY, тем больше проекция ΔP_y, а следовательно, упор элемента возрастает.

Лобовое сопротивление профиля вызывает уменьшение упора элемента и увеличивает касательную силу, препятствующую вращательному движению элемента. Значит, при проектировании винта следует выбирать профили сечения лопасти, обладающие наибольшим аэродинамическим качеством. Так как элемент лопасти расположен на расстоянии r от оси винта, касательная сила элемента создает относительно оси винта момент, противодействующий вращению элемента, т. е.

$$\Delta M = \Delta T r, \tag{58}$$

называемый моментом элемента лопасти гребного винта.

Для того, чтобы обеспечить вращательное движение элемента лопасти гребного винта, главный двигатель должен передавать на вал винта вращающий момент, равный по величине моменту элемента. Действие гребного винта в целом можно рассматривать, как совокупность действия всех составляющих его элементов.

Из формул (56) и (58) видно, что для вычисления значений упора и момента каждого элемента гребного винта необходимо

определить величины подъемной силы и силы лобового сопротивления. Определение этих величин возможно с помощью вихревой теории гребного винта, создателем которой является выдающийся русский ученый Н. Е. Жуковский.

Расчеты гребных винтов по вихревой теории отличаются большой сложностью. Поэтому в практических расчетах ходкости судов большее распространение имеют расчеты, в которых используются данные опытов с моделями гребных винтов.

§ 29. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГРЕБНОГО ВИНТА И КРИВЫЕ ДЕЙСТВИЯ ВИНТА В СВОБОДНОЙ ВОДЕ

Упор, момент и коэффициент полезного действия гребного винта являются основными величинами, характеризующими действие гребного винта. Значения этих величин определяются условиями, при которых работает гребной винт, или, иначе говоря, режимом работы гребного винта. В свою очередь режим работы гребного винта обусловливается определенным соотношением между поступательной скоростью v_p и числом оборотов винта n, так как они определяют величину поступи винта $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$.

Проследим, как изменяются упор и момент элемента лопасти гребного винта в зависимости от его поступи. Для этого рассмотрим рис. 67, где показаны схемы распределения сил и планы относительных скоростей элемента лопасти при различных значениях поступи.

Для простоты планы скоростей изображены без учета вызванных скоростей. Предположим, что рис. 67,*а* соответствует нормальному ходовому режиму работы винта, движущегося со скоростью v_p при числе оборотов n. Скорость воды w направлена под некоторым положительным углом атаки α к элементу лопасти. При этом возникают подъемная сила ΔY и лобовое сопротивление ΔX. Элемент создает положительную, т. е. направленную в сторону движения винта, движущую силу $\Delta P = \Delta P_y - \Delta P_x$ и момент $(\Delta T_y + \Delta T_x)r$, препятствующий вращению винта.

Пусть число оборотов винта остается неизменным, а скорость его поступательного движения v_p уменьшается. В реальных условиях такой случай соответствует увеличению нагрузки на винт, например, от увеличения тяги на гаке при буксировке. При этом поступь $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ будет уменьшаться, так как число оборотов остается неизменным, а скорость v_p уменьшается. Уменьшение скорости v_p ведет к возрастанию угла атаки α и, следовательно, к увеличению подъемной силы, а также и лобового сопротивления.

При $v_p = 0$ и $\lambda_p = 0$ угол атаки будет наибольшим, упор и момент достигают максимальных значений. Такой режим работы винта называют режимом работы на швартовах. Этот режим может быть осуществлен, если при работающем винте судно удер-

живать на месте с помощью швартовов. Отсюда и происходит название режима.

Теперь рассмотрим, как будет работать элемент лопасти, если поступь будет увеличиваться по сравнению с поступью, соответствующей нормальному ходовому режиму винта.

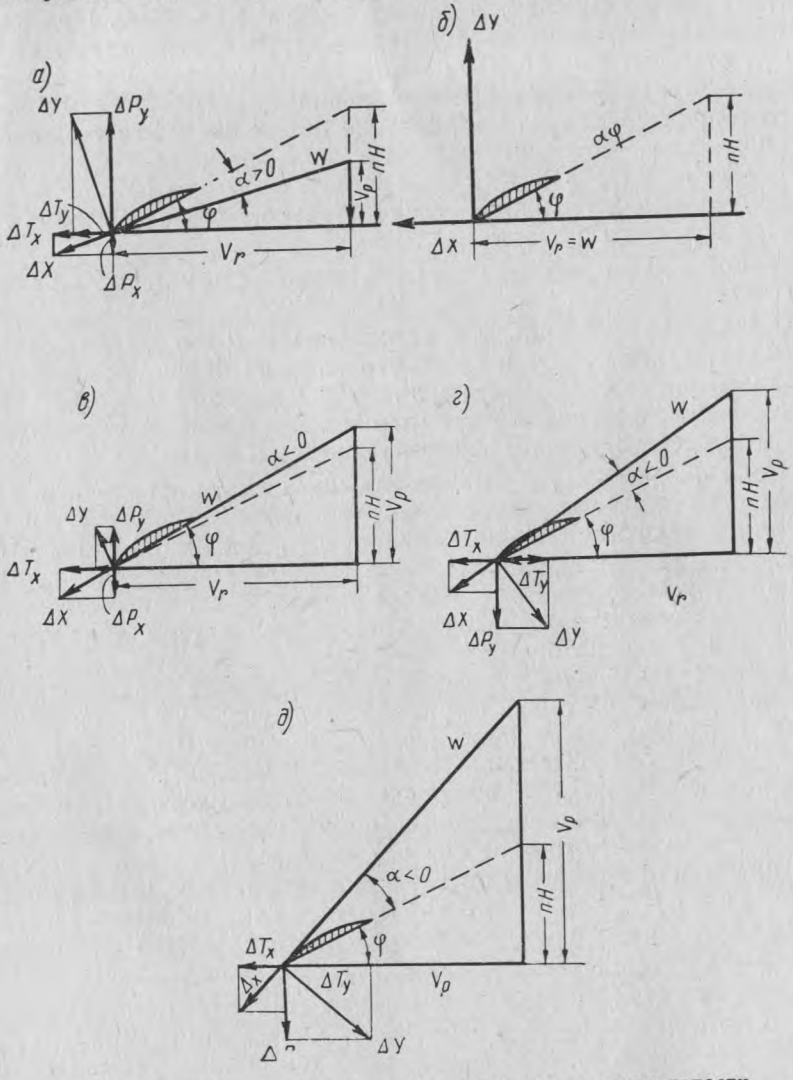


Рис. 67. Распределение сил, действующих на элемент лопасти

Предположим, что поступь изменяется за счет увеличения скорости v_p. Практически это может быть осуществлено, если судно с работающим винтом будет буксироваться другим судном.

При увеличении скорости v_p угол атаки, подъемная сила, лобовое сопротивление, а следовательно, упор и момент элемента будут уменьшаться. Если значение скорости $v_p = nH$, то скольжение и угол атаки станут равными нулю (рис. 67, *б*). Поскольку профиль элемента лопасти, как правило, несимметричен, подъемная сила не становится равной нулю и при $\alpha = 0$. При дальнейшем возрастании скорости скольжение и угол атаки становятся отрицательными. При некотором отрицательном угле атаки (рис. 67, *в*) проекции положительной подъемной силы и лобового сопротивления на направление движения винта становятся одинаковыми. Это означает, что упор элемента равен нулю: $\Delta P = \Delta P_y - \Delta P_x = 0$. При этом момент элемента $(\Delta T_y + \Delta T_x)\, r$ останется положительным, следовательно, для вращения требуется затрата мощности.

Такой режим работы винта называют режимом нулевого упора.

Абсолютную поступь, т. е. расстояние, которое элемент (винт) проходит в направлении своей оси за один оборот при режиме нулевого упора, называют шагом нулевого упора. При режиме нулевого упора винт можно представить себе свободно, т. е. без осевого усилия, ввинчивающимся в воду.

Если скорость v_p и, следовательно, поступь увеличить еще больше, то проекция лобового сопротивления ΔP_x станет по абсолютной величине больше, чем проекция подъемной силы ΔP_y, т. е. элемент будет создавать уже отрицательный упор, тормозящий движение судна. Момент же все еще будет препятствовать вращению винта. Дальнейшее увеличение поступи приводит к тому, что при некотором отрицательном угле атаки подъемная сила становится равной нулю, а затем изменяет свое направление на противоположное. Отрицательный упор все время возрастает. Наконец, может наступить такой момент (рис. 67, *г*), когда проекции отрицательной подъемной силы ΔT_y и лобового сопротивления ΔT_x станут равными, но, так как они направлены в противоположные стороны, момент элемента станет равен нулю. Это значит, что винт создает отрицательный упор, не требуя для своего вращения затраты мощности. Этот режим называют режимом нулевого момента. Абсолютную поступь винта при режиме нулевого момента называют шагом нулевого момента.

Если еще больше увеличить поступь (рис. 67, *д*), то проекция ΔT_y будет по абсолютной величине больше, чем проекция ΔT_x, вследствие увеличения отрицательной подъемной силы. Следовательно, элемент лопасти, создавая отрицательный упор, будет развивать момент, направленный в сторону вращения винта, а не препятствующий вращению. Иными словами, винт уже не будет требовать для своего вращения затраты мощности, а, наоборот, сам будет отдавать мощность на вал, т. е. из движителя он пре-

вратится в турбину. Такой режим работы винта называют турбинным.

То, что выше было сказано относительно элемента лопасти винта, может быть распространено и на весь винт в целом (рис. 68). Действительно, суммируя элементарные упоры для всех лопастей винта, мы получим величину упора винта P, а суммируя элементарные моменты, получим момент M, который необходимо подводить через гребной вал к винту. На швартовном режиме упор и момент винта будут наибольшими. С увеличением поступи они будут уменьшаться.

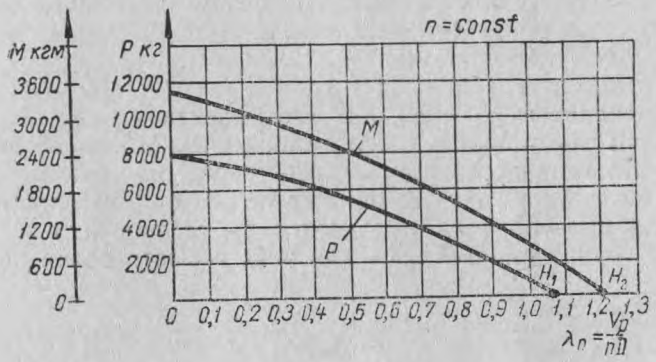


Рис. 68. Зависимость упора и момента гребного винта от относительной поступи при постоянном числе оборотов

Графическая зависимость упора и момента гребного винта от поступи при постоянном числе оборотов λ_p представлена на рис. 68, из которого видно, что при $\lambda_p = 0$ упор и момент гребного винта имеют максимальные значения. Режиму нулевого упора соответствует точка пересечения кривой P с осью λ_p. Этой точке соответствует значение $\lambda_p = \frac{H_1}{D}$, где H_1 — шаг нулевого упора. Точка пересечения кривой M с осью λ_p соответствует режиму нулевого момента. В этой точке поступь $\lambda_p = \frac{H_2}{D}$, где H_2 — шаг нулевого момента. Если поступь λ_p больше $\frac{H_1}{D}$, то упор становится отрицательным, если больше $\frac{H_2}{D}$, то упор изменяет знак и момент, т. е. винт переходит в турбинный режим. Кривые P и M относятся к определенному постоянному числу оборотов n. Для винта, работающего, например, с большим числом оборотов, кривые P и M в зависимости от λ_p расположились бы выше рассмотренных кривых.

Для удобства практических расчетов целесообразно представлять упор и момент гребного винта в виде безразмерных коэффициентов:

коэффициент упора

$$K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4};$$

и коэффициент момента

$$K_2 = \frac{M}{\rho n^2 D^5},$$

где:

P — упор гребного винта, *кГ*;
ρ — массовая плотность жидкости, $кГ \cdot сек^2/м^4$;
n — число оборотов винта, *сек*;
D — диаметр винта, *м*;
M — момент гребного винта, *кГм*.

Коэффициенты K_1 и K_2, как это будет показано далее, удовлетворяют требованиям закона динамического подобия. Это означает, что если перестроить графики рис. 68 таким образом, чтобы вместо упора P и момента M по оси ординат откладывать коэффициенты упора K_1 и момента K_2, то полученные кривые (рис. 69) будут справедливы для всех геометрически подобных винтов.

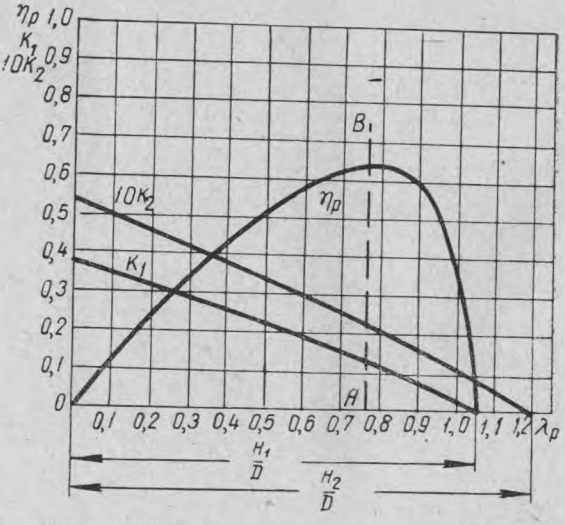


Рис. 69. Кривые действия гребного винта

На рис. 69 изображена также кривая коэффициента полезного действия η_p винта. Коэффициент полезного действия винта определяется как частное от деления полезной мощности Pv_p на затрачиваемую мощность $M\omega$

$$\eta = \frac{Pv_p}{M\omega}.$$

Из этой формулы видно, что коэффициент полезного действия винта обращается в нуль, когда $v_p=0$, т. е. при режиме на швартовах, и когда $P=0$, т. е. при режиме нулевого упора. Этим и объясняется вид кривой η_p, которая начинается в начале координат (при $\lambda_p=0$), имеет максимум при некотором значении $0<\lambda_p<\frac{H_1}{D}$ и опять обращается в нуль при $\lambda_p=\frac{H_1}{D}$, т. е. в точке, соответствующей режиму нулевого упора.

Кривые изменения K_1, K_2 и η_p в функции от относительной поступи λ_p называются кривыми действия гребного винта. Эти кривые, характеризующие работу винта на различных режимах, получают, испытывая модели гребных винтов в опытовых бассейнах. Их можно также получить и расчетом по вихревой теории.

Для того, чтобы по кривым действия винта определить значение упора P или момента M при каких-либо значениях скорости v_p и числа оборотов n, необходимо подсчитать значение $\lambda_p=\frac{v_p}{nD}$, снять с графика значение K_1 и K_2 и вычислить искомые величины по формулам:

$$P=K_1\rho n^2D^4 \ кГ;$$
$$M=K_2\rho n^2D^5 \ кГм.$$

Величину мощности, которую необходимо подвести к винту, чтобы заставить вращаться винт, можно определить по выражению

$$N_p=\frac{2\pi nM}{75}=\frac{Mn}{11{,}93} \ л.\ с.$$

Связь между коэффициентами K_1 и K_2 и к. п. д. η_p винта можно получить, если в выражении к. п. д. подставить значения P, M и $\omega=2\pi n$.

$$\eta_p=\frac{Pv_p}{M\omega}=\frac{K_1\rho n^2D^4v_p}{K_2\rho n^2D^5 2\pi n}=\frac{K_1}{K_2}\cdot\frac{\lambda_p v_p}{2\pi nD} \text{ или } \eta_p=\frac{K_1}{K_2}\cdot\frac{\lambda_p}{2\pi}.$$

§ 30. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРЕБНОГО КОЛЕСА

Гребное колесо имеет большое распространение на речных судах, работающих в условиях ограниченной осадки. В теории идеального движителя доказывается, что наиболее выгодны движители, работающие с наименьшей погрузкой, т. е. имеющие наибольшую площадь гидравлического сечения.

У гребных колес вследствие удлинения плицы имеется возможность обеспечить наибольшие гидравлические сечения при малых осадках судна. Возможность же увеличения гидравлического сечения у гребного винта ограничена осадкой судна.

Движущую силу гребное колесо создает вследствие реакции, отбрасываемой его лопастями воды.

Работа гребного колеса отличается от работы гребного винта тем, что при своем вращении вызывает возмущение свободной поверхности воды. Относительная скорость лопастей гребного колеса во время работы меняется по величине и по направлению.

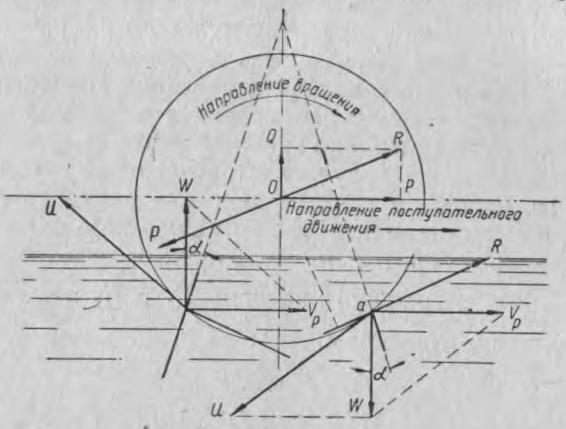


Рис. 70. Действие гребного колеса

На рис. 70 показаны мгновенный план скоростей на середине лопасти гребного колеса и возникающие на ней силы. За окружную скорость колеса примем окружную скорость центров цапф лопастей $u = \pi nD$, за поступательную скорость — скорость лопастей относительно воды v_e. Результирующая этих скоростей w направлена под углом атаки α к плоскости лопасти колеса. Реакцию отбрасываемой воды R можно считать направленной нормально к плоскости лопасти и приложенной в ее центре.

Поместим в точке O две прямо противоположные силы, равные силе R и ей параллельные. Две силы R с плечом составляют пару. Момент этой пары, направленный в сторону, обратную вращению колеса, будет преодолеваться крутящим моментом двигателя. Разлагая проходящую через ось колеса силу R на направление движения и на вертикальное направление, получим мгновенный упор лопасти P и мгновенное вертикальное давление на подшипник Q.

Действительное скольжение гребного колеса $S = \frac{u - v_e}{u}$.

Кажущееся скольжение гребного колеса $S_0 = \frac{u - v}{u}$. Действительное скольжение для бортовых гребных колес в отличие от гребных винтов меньше кажущегося. Это происходит, с одной стороны, потому, что каждая последующая лопасть колеса работает в потоке, ускоренном предыдущей лопастью, а с другой

стороны, вследствие отрицательного значения попутного потока, в месте расположения колеса.

Основные зависимости, связывающие число оборотов n, диаметр колеса D, скорость судна v и коэффициент полезного действия гребного колеса $\eta_{кол}$ и его кажущееся скольжение S_0, следующие:

$$n = \frac{v}{\pi D(1-S_0)};$$

$$D = \frac{v}{\pi D(1-S_0)};$$

$$v = \pi n D(1 - S_0);$$

$$\eta_{кол} = \frac{Pv}{2\pi nM},$$

где:

P — упор колеса, *кГ*;
M — крутящий момент на валу гребного колеса, *кГм*;
v — скорость судна, *м/сек*;
n — число оборотов колеса, в *сек*;

ГЛАВА VI

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ГРЕБНОГО ВИНТА В СВОБОДНОЙ ВОДЕ

§ 31. ЗАКОНЫ ПОДОБИЯ ДЛЯ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Упор, развиваемый гребным винтом при данной форме его лопастей и шаге зависит от плотности жидкости ρ, диаметра винта D, числа оборотов n и скорости его перемещения относительно жидкости v_p. Предполагая, что скорость v_p задана, можем представить выражение для упора в следующей форме

$$P = K_1 \rho^x D^y n^z, \tag{59}$$

где:

K_1 — безразмерный коэффициент пропорциональности;
x, y, z — показатели степеней плотности, диаметра и числа оборотов соответственно.

Так как размерности правой и левой частей написанного выражения должны быть одинаковыми, то мы вправе записать

$$[P] = [\rho]^x [D]^y [n]^z, \tag{60}$$

где:

$[P]$ — $кГ$;
$[\rho]$ — $кГ/м^{-4} \cdot сек^2$;
$[D]$ — $м$;
$[n]$ — $сек^{-1}$.

Подставляя значения размерностей в (60), получим

$$кГ = [кГм^{-4} \cdot сек^2]^x м^y \cdot сек^{-z} . \quad (61)$$

Приравнивая показатели правой и левой частей выражения (61), получим систему уравнений:

$$1 = x;$$
$$0 = 4x + y;$$
$$0 = 2x - z.$$

Решая эту систему, получим: $x=1$; $y=4$; $z=2$.
Выражение (59) может быть записано

$$P = K_1 \rho D^4 n^2. \quad (62)$$

Входящий сюда безразмерный коэффициент

$$K_1 = \frac{P}{\rho D^4 n^2} \quad (63)$$

называется коэффициентом упора винта.

Выражение для момента, вращающего винт, на основании аналогичных соображений можно записать в виде

$$M = K_2 \rho^{\xi} D^{\eta} n^{\zeta} . \quad (64)$$

Производя вычисления, аналогичные проделанным, получим: $\xi=1$; $\eta=5$; $\zeta=2$.

Следовательно,

$$K_2 = \frac{M}{\rho D^5 n^2} . \quad (65)$$

Коэффициент K_2 называют коэффициентом момента.
Для данного винта коэффициенты K_1 и K_2 будут зависеть от скорости v_p. Если же сравнивать геометрически подобные винты, то вместо абсолютной поступательной скорости v_p нужно воспользоваться безразмерным отношением, называемым относительной поступью винта:

$$\lambda_p = \frac{v_p}{nD} . \quad (66)$$

Полезная работа винта равна произведению развиваемого им упора на поступательную скорость Pv_p, а работа, затрачиваемая на вращение винта, — произведению вращающего момента на угловую скорость $M \cdot 2\pi n$. Коэффициент полезного действия

винта равен отношению полезной работы к затрачиваемой, таким образом,

$$\eta = \frac{Pv_p}{M \cdot 2\pi n}. \tag{67}$$

Подставим сюда $P = K_1 \rho D^4 n^2$ и $M = \rho D^5 n^2$; будем иметь

$$\eta = \frac{K_1 \rho D^4 n^2 v_p}{K_2 \rho D^5 n^2 2\pi n} = \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{\lambda_p}{2\pi}.$$

Таким образом, к. п. д. винта связан с его поступью, коэффициентом упора и коэффициентом момента следующим соотношением:

$$\eta = \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{\lambda_p}{2\pi}. \tag{68}$$

Два геометрически подобных винта, например натурный винт и его модель, при одинаковых поступях λ_p имеют одинаковые коэффициенты упора K_1, коэффициенты момента K_2 и коэффициенты полезного действия η_p.

Так как работа винтов происходит в жидкости, обладающей вязкостью и весомостью, то, строго говоря, равенство K_1, K_2 и η_p для двух геометрически подобных винтов, при одинаковых λ_p будет иметь место только при дополнительном условии, что числа Рейнольдса и числа Фруда сравниваемых винтов будут одинаковыми, т. е. что имеет место подобие не только сил давления, но и сил вязкости и сил весомости. Однако силы вязкости и силы весомости при работе винта имеют второстепенное значение. Важно лишь, чтобы модель винта работала в условиях турбулентного обтекания.

Опытами установлено, что турбулентный режим обтекания модели гребного винта имеет место, если число Рейнольдса больше $3 \cdot 10^5$. Для винтов удобно число Рейнольдса представлять по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{5nD^2 A/A_d}{\nu z}, \tag{69}$$

где:

z — число лопастей;
D — диаметр винта;
A/A_d — дисковое отношение;
n — число оборотов;
ν — коэффициент кинематической вязкости.

Если число Рейнольдса будет меньше $3 \cdot 10^5$, то режим обтекания лопастей будет ламинарный, кривые действия модели не совпадут с кривыми действия натурного винта. Описанное явление носит название масштабного эффекта.

Для винтов, работающих вблизи свободной поверхности жидкости, кроме сил вязкости жидкости, имеют значение также и силы веса. Это связано с тем, что в этом случае за работающим винтом образуются волны, и часть энергии, подводимой к винту, расходуется на подъем воды, связанный с волнообразованием.

В указанном случае, кроме равных относительных поступей, подобные винты должны иметь одинаковые числа Фруда. Удобную форму числа Фруда для гребных винтов можно получить, если принять в качестве характерной скорости окружную скорость πDn, а в качестве линейного размера диаметр D. Тогда число Фруда выразится следующим отношением:

$$\mathrm{Fr} = \frac{\pi Dn}{\sqrt{gD}} = \text{пост.}$$

Так как ускорения g практически одинаковы, то равенство чисел Фруда для натуры и модели приводит к следующему условию: $n\sqrt{D} = \text{пост.}$

Число Фруда оказывает влияние на кривые действия малопогруженных и в особенности частично погруженных винтов, а также для гребных колес. Для обычных гребных винтов оно может не учитываться, так как влияние его невелико.

§ 32. СЕРИЙНЫЕ ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛЕЙ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Расчет движителей в настоящее время базируется на теоретических исследованиях и результатах модельных испытаний.

Законы подобия для гребных винтов позволяют по кривым действиям модели рассчитывать упоры, вращающие моменты и коэффициенты полезного действия геометрически подобных гребных винтов с любыми абсолютными размерами. Это создает возможность по испытанию нескольких серий моделей гребных винтов, с систематически изменяющимися относительными элементами, получить сводные диаграммы, для расчета действия гребного винта, могущего встретиться в практике. Первые серийные испытания моделей винтов с различными шаговыми отношениями, имевшие научный и практический интерес, были проведены в 1883 г. Р. Фрудом.

Позднее серийные испытания моделей гребных винтов проводили другие исследователи. В СССР широкие исследования проводятся ЦНИИ имени А. Н. Крылова.

На основе анализа обширного экспериментального материала установлено, что к наиболее важным факторам, оказывающим влияние на работу гребного винта, можно отнести следующие.

1. **Шаговое отношение** H/D. На рис. 71 приведены кривые действия трех гребных винтов, отличающихся друг от друга только шаговым отношением. Как видно из рисунка, увеличение шагового отношения приводит к возрастанию коэффициента упора

K_1. Это объясняется тем, что с увеличением шагового отношения увеличивается угол атаки α и коэффициент подъемной силы C_y, а следовательно, и K_1. Коэффициент полезного действия с увеличением шагового отношения H/D уменьшается при малых поступях и увеличивается при поступях, близких к поступи нулевого упора винта.

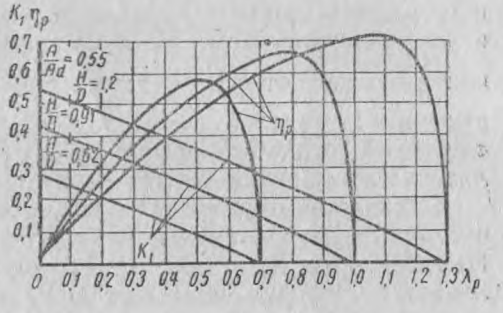


Рис. 71. Влияние H/D на кривые действия гребного винта

Такое изменение коэффициента полезного действия можно объяснить тем, что при относительно малых поступях гребной винт работает с достаточно большими углами атаки. Увеличение шагового отношения на малых поступях приводит к еще большему увеличению углов атаки и увеличению нагрузки, в результате чего коэффициент полезного действия винта снижается. При больших поступях, когда винт работает со скольжениями, близкими к нулю, элементы лопастей работают с малыми углами атаки, поэтому увеличение шагового отношения приводит к повышению качества действия винта. Коэффициент полезного действия на больших поступях увеличивается.

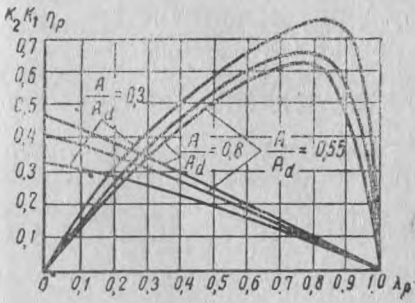


Рис. 72. Влияние A/A_d на кривые действия гребного винта

2. **Дисковое отношение** A/A_d. Изменение дискового отношения приводит к изменению наклона кривых коэффициента упора K_1 (рис. 72) и момента K_2, так что значения K_1 и K_2 с увеличением A/A_d увеличиваются, особенно в районе малых относительных поступей. Шаг нулевого упора с увеличением A/A_d при прочих равных условиях практически остается неизменным. Увеличение дискового отношения усиливает взаимодействие между лопастями, поэтому возрастание упора и момента происходит медленнее, чем увеличение дискового отношения. Возрастание дискового отношения приводит к понижению коэффициента полезного действия винта, так как при прочих равных условиях увеличивается сопротивление более широких лопастей.

3. **Число лопастей гребного винта** z. Увеличение числа лопастей приводит к увеличению наклона кривых коэффициента K_1

и момента K_2, и наоборот. При этом коэффициент полезного действия η_p в области малых относительных поступей λ_p несколько повышается, а в области больших — понижается.

4. **Относительная толщина лопасти.** Увеличение относительной толщины лопасти приводит к росту коэффициента упора K_1 и коэффициента момента K_2. Коэффициент полезного действия винта зависит от относительной толщины профиля $\delta = \frac{e}{b}$ и до некоторых пределов растет с ее увеличением. Уменьшение относительной толщины профиля дает возможность несколько отдалить момент возникновения кавитации.

5. **Качество обработки поверхности лопастей.** Качество обработки оказывает влияние на коэффициент полезного действия. Наибольший к. п. д. получается при наименьшей шероховатости лопастей. Потери, вызванные даже незначительной шероховатостью, увеличиваются с уменьшением шагового отношения. Потери, обусловленные шероховатостью, имеют наибольшее значение при наименьшем скольжении винта.

6. **Глубина погружения оси гребного вала.** Уменьшение глубины погружения приводит к уменьшению K_1 и K_2 при неизменном конструктивном шаговом отношении $\frac{H}{D}$. Коэффициент полезного действия гребного винта при этом падает, так как уменьшение K_1 происходит быстрее, чем K_2.

К числу факторов, менее существенно влияющих на работу гребного винта, относятся:

а) форма профиля сечения лопасти;

б) относительный диаметр ступицы гребного винта;

в) форма контура лопасти и наклон образующей винта.

§ 33. ДИАГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

При проектировании гребных винтов широко используются расчетные диаграммы, построенные на основе серийных испытаний моделей винтов в свободной воде. В этом случае удается изучить влияние, оказываемое параметрами гребного винта (z; $\frac{H}{D}$; A/A_d и др.) на его кривые действия, без искажающего влияния корпуса судна с его неравномерным полем скоростей.

Такие диаграммы позволяют проектировать гребные винты, работающие за корпусом судна, но при этом необходимо ввести поправки на влияние корпуса судна. В отечественной практике расчета гребных винтов широкое распространение получили диаграммы, схема которых разработана советским ученым Э. Э. Папмелем.

Способ построения расчетных диаграмм ясен из рис. 73, на котором нанесены кривые коэффициентов упора K_1 и коэффициента полезного действия η_p в функции относительной поступи λ_p. Перенося значение коэффициента полезного действия с кри-

вой на кривую K_1 способом, указанным на этом рисунке, получим кривую K_1 с нанесенными на ней величинами значений η_p. Нанеся на эту диаграмму результаты модельных испытаний гребных винтов той же серии, но с другими шаговыми отношениями; проделав затем аналогичные переносы значений η_p на кривые K_1 и соединив на кривых K_1 точки с одинаковыми значениями η_p плавными кривыми, получим новое семейство кривых, из которых каждая связана с определенным значением η_p. Аналогично построены диаграммы для $K_2 — f(\lambda_p)$. В настоящее время наилучшими гребными винтами для гражданских судов считаются гребные винты исследованные в опытовом бассейне «Троста» в Голландии в период с 1937 по 1947 г. Винты этого типа всесторонне испытаны и в ЦНИИ имени А. Н. Крылова. Испытания ЦНИИ подтверждают высокие качества винтов Троста.

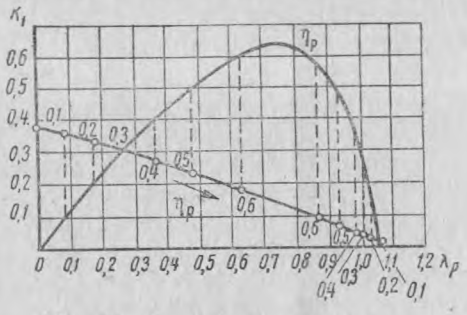


Рис. 73. Кривые изменения K_1 и η_p в функции от λ_p

На рис. 74 и 75 приведены диаграммы для расчета гребных винтов с различным числом лопастей, при различных дисковых отношениях. На каждой из диаграмм по оси абсцисс отложены значения относительной поступи винта $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$. По оси ординат на верхней части каждой диаграммы отложены коэффициенты момента

$$K_2 = \frac{M}{\rho n^2 D^5} = \frac{11{,}93 N_p}{\rho n^3 D^5}, \qquad (70)$$

а на нижней — коэффициенты упора

$$K_1 = \frac{P}{\rho n^2 D^4}.$$

Кроме этого, на диаграмме нанесены линии постоянных значений конструктивного шагового отношения $\frac{H}{D}$ и коэффициента полезного действия η_p.

При расчете гребных винтов могут встретиться следующие случаи.

Заданы скорость в диске винта v_p *м/сек;* необходимая величина упорного давления P (в *кГ*) и величина диаметра гребного винта на судне D.

Требуется определить конструктивные элементы и число оборотов, при котором винт имел бы наивысший возможный коэф-

фициент полезного действия. В этом случае задача проектирования гребного винта сводится к определению такого числа его оборотов и соответствующих конструктивных элементов гребного винта, чтобы при заданной скорости движения обеспечить упорное давление при наименьшей затрате мощности.

Или, например, заданы скорость в диске винта v_p *м/сек;* необходимая величина упорного давления P *кГ* и число оборотов гребного винта, определяемое в соответствии с главными двигателями и редукторами, n *об/мин.*

В этом случае нужно определить величины диаметра и остальных конструктивных элементов винта так, чтобы при заданной скорости движения обеспечить необходимое упорное давление при наименьшей затрате мощности. Можно допустить и третий вид задания, когда, кроме скорости хода и упорного давления, одновременно заданы и число оборотов и диаметр винта. В этом случае гребной винт уже задан и нужно определить элементы так, чтобы он развил необходимое упорное давление точно при заданных скоростях и числе оборотов. Для этого следует подсчитать значение коэффициента упора по формуле (68) и относительной поступи по формуле (64), а по диаграмме найти соответствующие значения коэффициента полезного действия и шагового отношения нулевого упора.

Задачи о нахождении наиболее выгодных чисел оборотов или диаметров винтов могут решаться точно так же. Для этого нужно было бы в первом случае задаться рядом чисел оборотов n_1, n_2, n_3, ..., n_n а во втором—рядом диаметров D_1, D_2, D_3, ..., D_n и, подсчитывая для каждого n или D величины коэффициента упора и относительной поступи, находить по диаграмме соответствующие значения H/D, D, η_p и число оборотов (или во втором случае, диаметр), которому будет соответствовать наибольшее значение к. п. д. Такой способ подбора гребных винтов неудобен из-за необходимости выполнения большого количества расчетов.

Э. Э. Папмель разработал метод, позволяющий решать обе поставленные задачи без большого количества расчетов. Для этого на нижних диаграммах нанесены значения следующих коэффициентов:

$$K_d' = \frac{\lambda_p}{\sqrt{K_1}} = Dv_p\sqrt{\frac{\rho}{P}}; \tag{71}$$

$$K_n' = \frac{\lambda_p}{\sqrt[4]{K_1}} = \frac{v_p}{\sqrt{n}}\sqrt[4]{\frac{\rho}{P}}, \tag{72}$$

а на верхних — коэффициентов:

$$K_d'' = \sqrt{\frac{75\lambda_p^3}{2\pi K_2}} = Dv_p\sqrt{\frac{\rho v_p}{N_p}}, \tag{73}$$

$$K_n'' = \sqrt[4]{\frac{75\lambda^5 p}{2\pi K_2}} = \frac{v_p}{\sqrt{n}}\sqrt[4]{\frac{\rho v_p}{N_p}}. \tag{74}$$

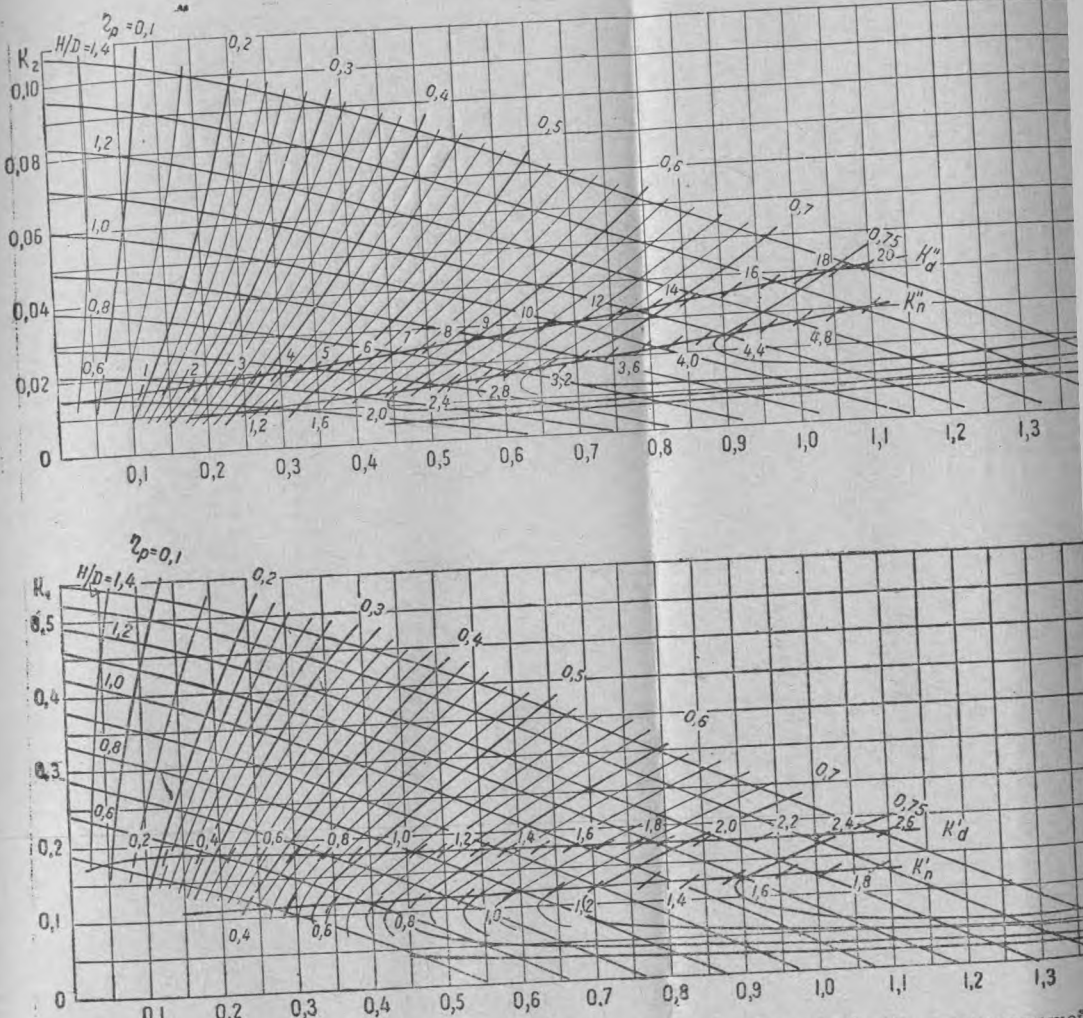
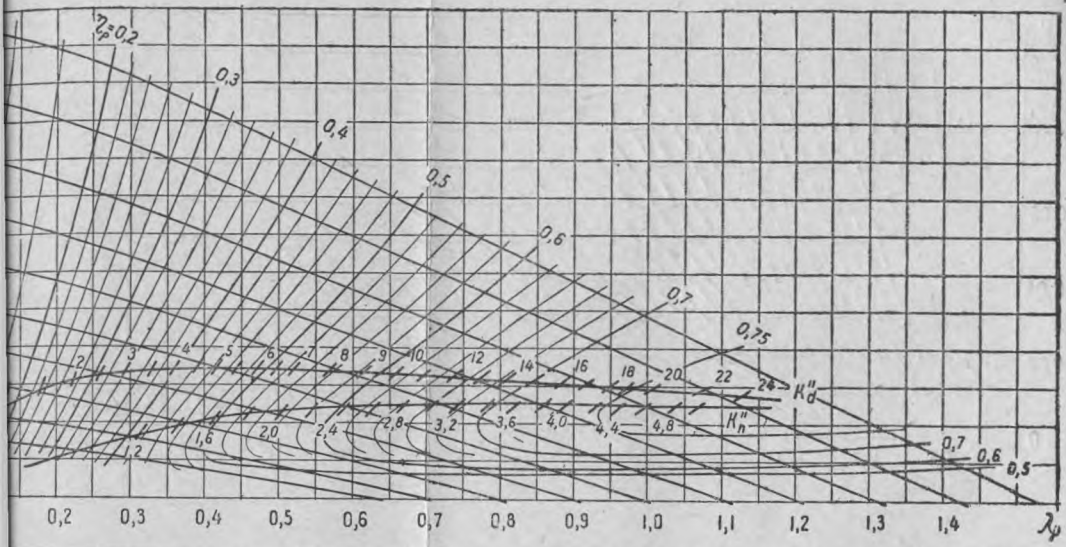


Рис. 74. Диаграмма для расчета гребных винтов $z=3$; $A/A_d=0{,}50$, без направляющей



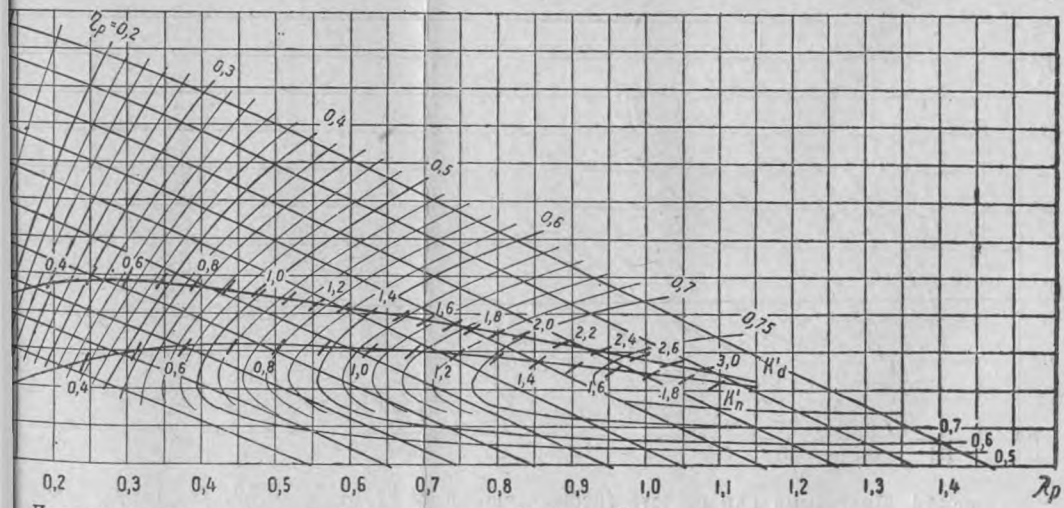


Диаграмма для расчета гребных винтов $z=4$; $A/A_d=0,55$, без направляющей насадки

Все эти коэффициенты даны только для той части диаграммы, где винты при соответствующих условиях задания имеют наиболее высокие значения коэффициентов полезного действия.

Обратим внимание на то, что коэффициенты K_d' и K_d'' не зависят от числа оборотов, а коэффициенты K_n' и K_n'' не зависят от диаметра винта.

Решение различных практических задач по диаграммам сводится к определению положения соответствующих точек на диаграмме. Способ определения зависит от условий заданий.

Задачи, которые могут встретиться при пользовании вспомогательной диаграммой, сводятся к трем основным типам, приведенным в табл. 11.

Таблица 11

Тип задачи	Исходные данные	По какому графику решается задача	Коэффициенты, по которым находится точка на диаграмме (рис. 74 и 75)	Искомые величины
I	v_p, P, n, D	По нижнему	$K_1=\frac{P}{\rho n^2 D^4}$; $\lambda_p=\frac{v_p}{nD}$	η_p; $\frac{H}{D}$
	v_p, N_p, n, D	По верхнему	$K_2=\frac{M}{\rho n^2 D^5}$; $\lambda_p=\frac{v_p}{nD}$	
II	v_p, P, D	По нижнему	$K_d'=Dv_p\sqrt{\frac{\rho}{P}}$	η_p; $\frac{H}{D}$; n_{opt}
	v_p, N_p, D	По верхнему	$K_d''=\frac{v_p}{\sqrt{n}}\sqrt[4]{\frac{\rho}{P}}$	
III	v_p, P, n	По нижнему	$K_n'=\frac{v_p}{\sqrt{n}}\sqrt[4]{\frac{\rho}{P}}$	η_p; $\frac{H}{D}$; D_{opt}
	v_p, N_p, n	По верхнему	$K_n''=\frac{v_p}{\sqrt{n}}\sqrt[4]{\frac{\rho v_p}{N_p}}$	

В табл. 11 приведены типы задач (I, II, III), указаны графики, которыми следует пользоваться (нижней или верхней), а также способ решения задачи (коэффициенты, по которым находится точка) и искомые величины. Нижним графиком пользуются в тех случаях, когда в числе исходных данных задан упор винта. Если заданы мощность двигателя или вращающий момент, то решение задачи производится по верхнему графику.

Поясним, как решаются эти задачи.

Задача типа I. Если в числе исходных величин задан упор винта P (в $кГ$), то решение задачи сводится к следующему:

а) по формулам (69) и (70) определяют значения K_1 и λ_p;

б) на нижнем графике этой диаграммы находят точку с координатами K_1 и λ_p;

в) для найденной точки с графика снимают искомые значения к. п. д. η_p и конструктивного шагового отношения H/D.

Если исходные данные вместо упора P содержат мощность N_p или момент винта M, то задача решается по верхнему графику. В этом случае точку находят по координатам K_2 и λ_p, K_2 определяют по формуле $K_2 = \frac{M}{\rho n^2 D^5}$. Если задана мощность N_p, то величина момента определяется по формуле

$$M = 716{,}2\frac{N_p}{n_м},$$

где:

N_p — мощность подведенная к винту, *л. с.*;

$n_м$ — число оборотов винта, *мин.*

Задачи типа I встречаются в тех случаях, когда необходимо проанализировать работу установленного на судне винта. При определении элементов нового винта (задачи типов II и III) его характеристики должны быть подобраны таким образом, чтобы к. п. д. винта был при данных условиях наибольшим.

Выбор элементов наивыгоднейшего винта осуществляется с помощью вспомогательных кривых, имеющихся на указанной диаграмме.

Задача типа II. В этом случае решение сводится к следующему:

а) по формуле (71) определяют значение вспомогательного коэффициента K_d';

б) на нижнем графике отыскивают соответствующую точку. Эта точка соответствует наивыгоднейшему винту;

в) по найденной точке с графика снимают значения к. п. д. η_p, относительной поступи λ_p и конструктивного шагового отношения H/D.

г) неизвестное число оборотов определяют по найденному значению

$$n_{opt} = \frac{v_p}{\lambda_p D} \text{ об/сек.}$$

Для данных условий это число оборотов будет наивыгоднейшим, или, как принято говорить, оптимальным.

Если вместо упора P дана мощность N_p то задачу типа II решают с помощью верхнего графика этой диаграммы. Искомую точку находят в этом случае по величине вспомогательного коэффициента K_d'' [формула (73)].

Задача типа III. В данном случае решение сводится к следующему:

а) по формуле (72) определяют значение вспомогательного коэффициента K_n';

б) на нижнем графике отыскивают соответствующую точку;

в) по найденной точке с графика снимают значения η_p; λ_p и $\frac{H}{D}$;

г) величину оптимального диаметра винта определяют по формуле

$$D_{opt}=\frac{v_p}{n\lambda_p}.$$

Если вместо упора P задана мощность N_p, задачу решают по верхнему графику диаграммы с помощью вспомогательного коэффициента K_n'', который находят по формуле (74).

Ниже приводятся практические примеры подбора открытых гребных винтов по диаграмме соответствующей четырехлопастному винту с дисковым отношением $A/A_d=0{,}55$ (см. рис. 75).

Пример 1. Определить элементы оптимального гребного винта, если скорость его движения $v_p=4{,}94$ *м/сек*, число оборотов $n=500$ *об/мин*$=8{,}33$ *об/сек* и винт должен развивать упор $P=3175$ *кг*.

Решение. Подсчитаем величину коэффициента упора — число оборотов

$$K_n'=\frac{v_p}{\sqrt{n}}\sqrt[4]{\frac{\rho}{P}}=\frac{4{,}94}{\sqrt{8{,}33}}\sqrt[4]{\frac{102}{3175}}=0{,}724.$$

На диаграмме находим точку, в которой $K_n'=0{,}724$, и снимаем следующие значения: $\lambda_p=0{,}465$; $H/D=0{,}72$; $\eta_p=0{,}56$. Искомый диаметр оптимального винта:

$$D_{opt}=\frac{v_p}{n\lambda_p}=\frac{4{,}94}{0{,}465\cdot 0{,}833}=1{,}28\ м.$$

Необходимая мощность на гребном валу

$$N_p=\frac{Pv_p}{75\eta_p}=\frac{3\cdot 175\cdot 4{,}94}{75\cdot 0{,}56}=373\ л.\ с.$$

В целях проверки найдем, действительно ли подобранный винт будет развивать заданную величину упорного давления. Для этого определим коэффициент упора винта K от H/D и λ_p,

$$K_1=f\left(\lambda_p;\ \frac{H}{D}\right)=0{,}165,$$

теперь упор $P=K_1\rho n^2D^4=0{,}165\cdot 102\cdot 8{,}33\cdot 1{,}28=3175$ *кг*.

Полученное значение P практически совпадает с заданным.

Пример 2. Подобрать элементы винта, если мощность на валу $N_p=730$ *л.с.* скорость набегающего потока $v_p=6$ *м/сек* и допустимый диаметр $D=2$ *м*.

Решение. Подсчитываем величину коэффициента диаметра мощности:

$$K_d''=Dv_p\sqrt{\frac{\rho v_p}{N_p}}=2\cdot 6\sqrt{\frac{102{,}6}{730}}=11{,}0.$$

По диаграмме находим $\lambda_p=0{,}72$; $H/D=1{,}09$; $\eta_p=0{,}645$.

Определяем число оборотов

$$n=\frac{v_p}{\lambda_pD}=\frac{6}{0{,}72\cdot 2{,}0}=4{,}16\ об/сек.$$

Развиваемый винтом упор

$$P=\frac{75N_p\eta_p}{v_p}=\frac{75\cdot 730\cdot 0{,}645}{6}=5980\ кг.$$

Пример 3. Определить элементы гребного винта для мощности $N_p = 500$ *л. с.* число оборотов $n = 3$ *об/сек* при скорости набегающего потока $v_p = 4$ *м/сек.*

Решение. Подсчитываем величину коэффициента K_n'':

$$K_n'' = \frac{v_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho v_p}{N_p}} = \frac{4}{\sqrt{3}} \sqrt[4]{\frac{102 \cdot 4}{500}} = 2{,}2.$$

По точке пересечения кривой оптимальных диаметров с $K_n'' = 2{,}2$ на диаграмме определяем: $\lambda_p = 0{,}55$; $H/D = 0{,}86$; $K_2 = 0{,}265$; $\eta_p = 0{,}595$.

Вычисляем величину диаметра

$$D_{opt} = \frac{v_p}{\lambda_p n} = \frac{4}{0{,}55 \cdot 3{,}0} = 2{,}42 \text{ м}.$$

Определяем развиваемый винтом упор, исходя из мощности:

$$P = \frac{N_p 75 \eta_p}{v_p} = \frac{500 \cdot 75 \cdot 0{,}595}{4} = 5600 \text{ кг}.$$

§ 34. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ДИАГРАММЫ ЦНИИРФа[1] ДЛЯ РАСЧЕТОВ ОТКРЫТЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

В тех случаях когда приходится вести ориентировочные расчеты гребных винтов для заданной силовой установки удобно пользоваться диаграммами, в которых за основной расчетный коэффициент принят K_n'', и в зависимости от этого коэффициента даны семейства кривых:

$$\lambda_p = \frac{v_p}{nD} = f(K_n'');$$

$$\eta_p = f(K_n'').$$

$$H/D = f(K_n'').$$

Такие диаграммы приведены на рис. 76 и 77 для гребных винтов без насадок. Число лопастей и дисковое отношение винта, для которого построены диаграммы, указаны на рисунках.

Для каждой из перечисленных величин λ_p, η_p, H/D построено несколько кривых, одна из них *opt* относится к винту с наивыгоднейшим диаметром, а остальные — к винтам, диаметры которых на 5, 10, 15 и 20% меньше наивыгоднейшего.

Диаграммы позволяют быстро определять наивыгоднейший оптимальный диаметр, а также выяснять, насколько изменяются его характеристики, если по условиям расположения винта за корпусом приходится принимать диаметр винта меньше оптимального.

§ 35. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ДИАГРАММЫ ЦНИИРФа ДЛЯ РАСЧЕТОВ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ В НАСАДКАХ

Диаграммы для ориентировочных расчетов гребных винтов, работающих совместно с направляющими насадками, приведены на рис. 78 и 79. Устройство этих диаграмм принципиально такое

[1] Бывший Центральный научно-исследовательский институт речного флота.

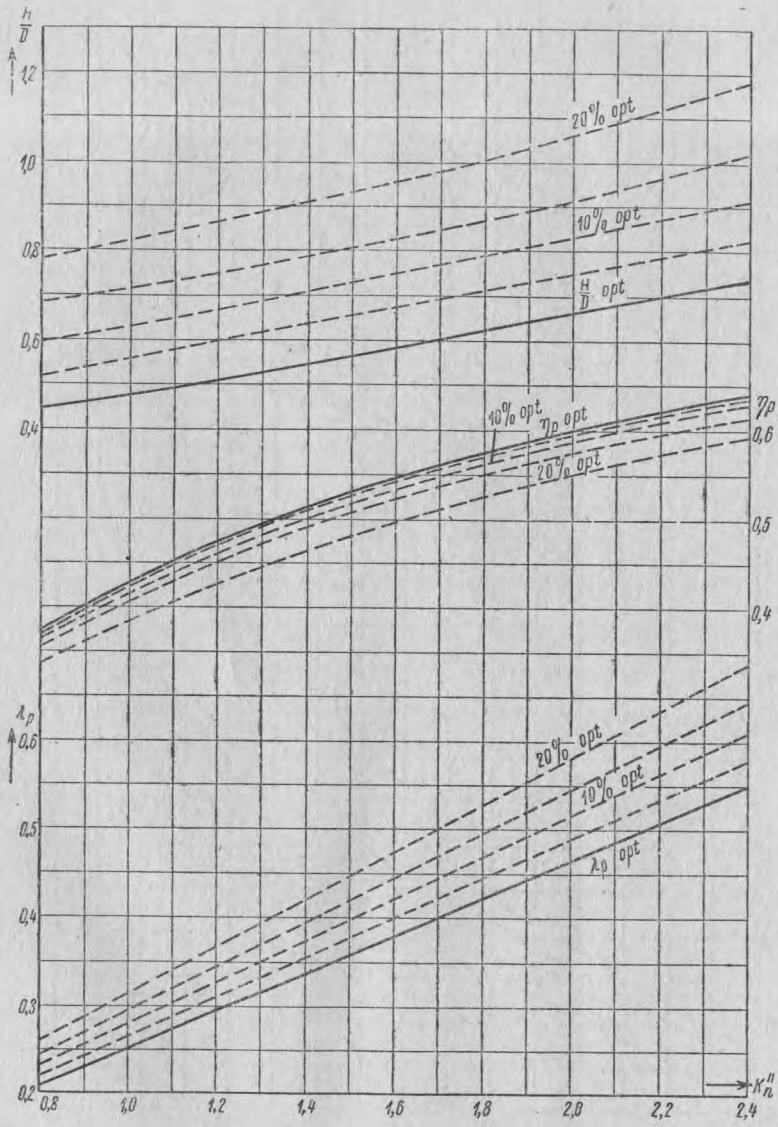


Рис. 76. Вспомогательная диаграмма ЦНИИРФа, для расчета гребных винтов без направляющей насадки $z=3$; $A/A_d=0,50$

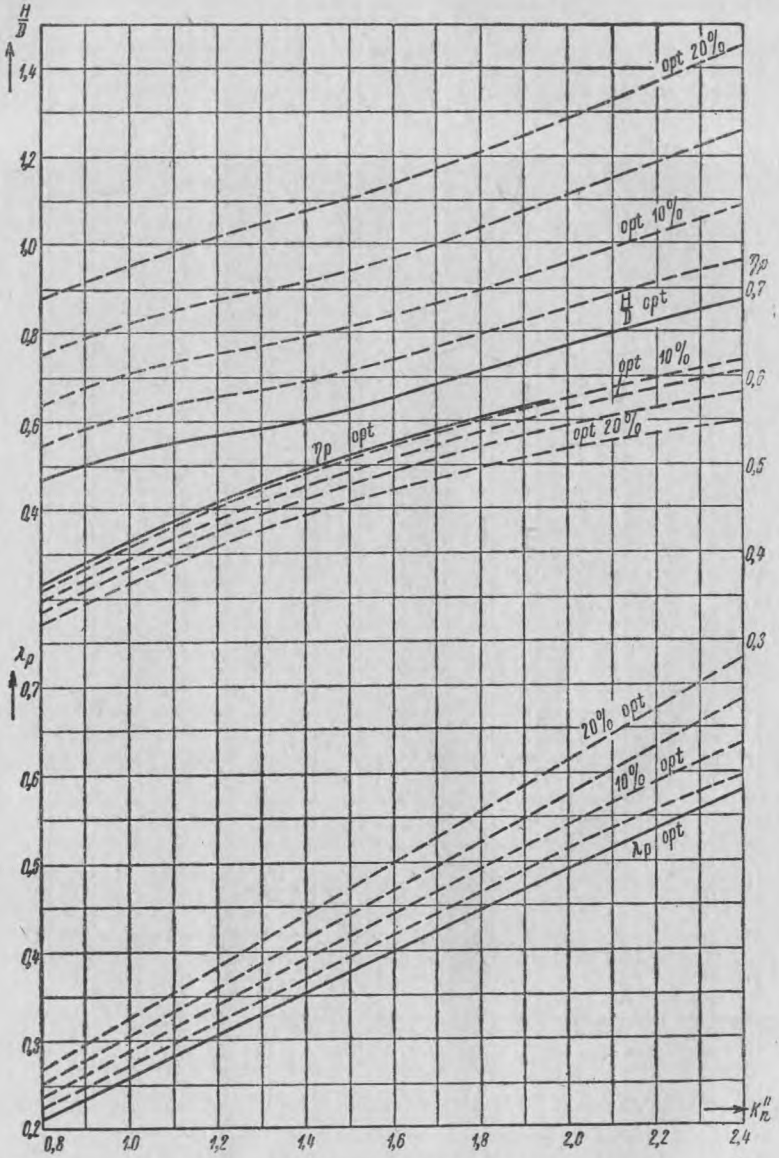


Рис. 77. Вспомогательная диаграмма ЦНИИРФа для расчета гребных винтов без направляющей насадки $z=4$; $A/A_d=0,55$.

же, как и диаграмм для открытых винтов, но в расчетных коэффициентах имеется некоторое отличие.

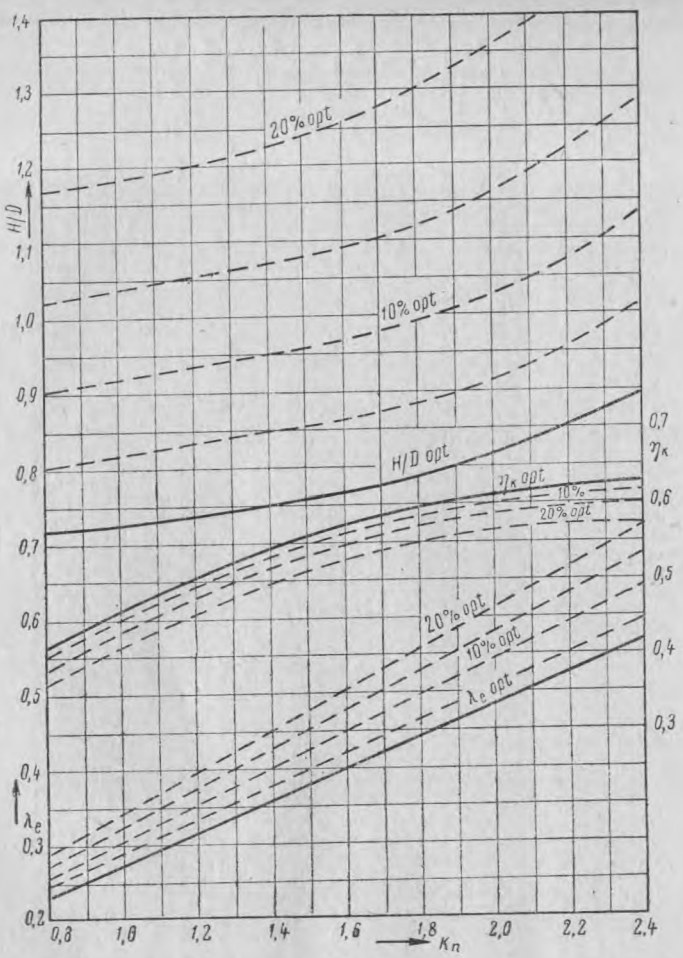


Рис. 78. Вспомогательная диаграмма ЦНИИРФа для расчета гребных винтов в направляющей насадке $z=3$; $A/A_d=0{,}50$

Величина расчетной скорости комплекса винт—насадка определяется по формуле

$$v_e = v(1 - \psi_f),$$

где:

v — скорость судна, *м/сек*;

ψ_f — коэффициент попутного потока трения, приближенно принимаемого равным $0{,}6\psi$, где ψ — коэффициент полного попутного потока.

Относительная поступь комплекса и коэффициент числа оборотов мощности определяются по выражениям:

$$\lambda_e = \frac{v_e}{nD}; \qquad K_n = \frac{v_e}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho v_e}{N_p}}.$$

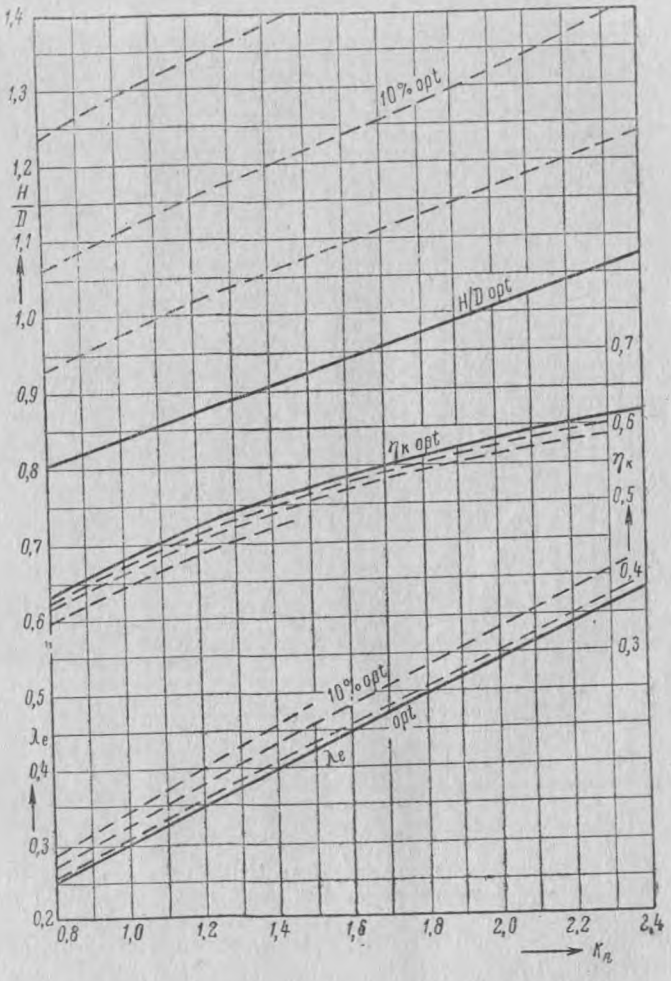


Рис. 79. Вспомогательная диаграмма ЦНИИРФа для расчета гребных винтов в направляющей насадке $z=4$; $A/A_d=0{,}55$

Кривые λ_e, а также кривые к. п. д. комплекса $\eta_к$ и шаговое отношение винта приведены на этих диаграммах в зависимости от коэффициента K_n.

§ 36. ДИАГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ГРЕБНЫХ КОЛЕС

Расчет действия гребных колес производится с помощью диаграмм, полученных на основе испытаний моделей гребных колес с различными конструктивными элементами и характеристиками.

Наиболее подробные испытания моделей колес проведены ЦНИИРФом. По результатам этих испытаний и построены расчетные диаграммы в книге А. М. Басина.

Прежде чем рассмотреть устройство таких диаграмм, остановимся на том, какие конструктивные элементы характеризуют работу гребного колеса и те безразмерные величины, которые используются в расчетах их действия.

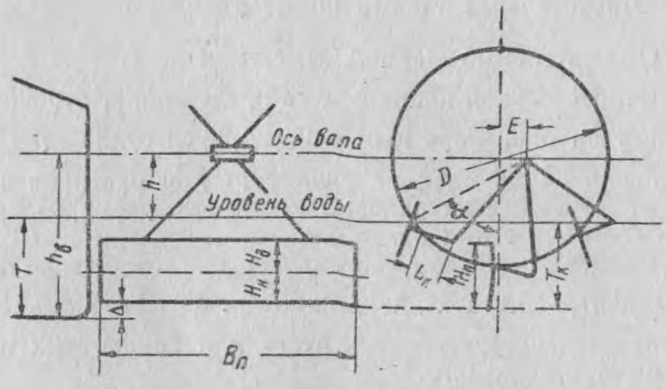


Рис. 80. Основные элементы гребного колеса

Основными конструктивными элементами гребных колес с поворотными плицами являются (рис. 80): D — диаметр гребных колес по окружности осей вращения плиц (по валикам); длина плицы на один борт $B_п$; число плиц z; высота плицы $H_п$ (если плица изогнута, то за высоту ее принимается хорда дуги плицы); $H_в$ — высота плицы от валика внутрь колеса; $H_н$ — высота плицы от валика наружу колеса, обычно $H_н = 0{,}53$; $h_п$ отстояние оси вала от днища $h_в$; осадка колеса $T_к = T - \Delta$, где T — осадка судна; Δ — зазор между линией днища и нижней кромкой плицы в ее нижнем положении, принимается обычно 50—100 *мм*; расстояние оси вала от уровня воды $h = h_в - T$, где $h_в$ — высота линии вала от основной плоскости; T — осадка судна; линейная величина эксцентриситета E; длина костыля плицы $L_к$, гидравлическое сечение обоих гребных колес в $м^2$ — $F_р = 2 B_п T_к$.

При определении подобия конструктивных элементов гребных колес используются следующие относительные характеристики.

1) Относительная осадка колеса $\tau = \frac{T_к}{D}$.

В практике значения $\frac{T_к}{D}$ для разных судов составляют от 0,2 до 0,4.

Часто для характеристик погружения применяется другая величина, а именно:

$$\Theta = \frac{2(h_в - T)}{D} = \frac{2h}{D} = \cos \alpha_0.$$

Половина полного угла погружения гребного колеса $2\alpha_0$ (который называют углом погружения α_0) имеет значение 45—55° для грузо-пассажирских судов, при полной осадке он достигает иногда 60° и для мелкосидящих судов снижается до 37°.

Наивыгоднейшее значение угла погружения — 45—48°.

2) Относительная высота плиц $\beta = \frac{H_п}{D}$.

3) Относительный шаг плицы $t = \frac{\pi}{\beta z}$.

4) Относительная длина колеса представляет отношение длины плицы на один борт к ширине корпуса судна $\gamma = \frac{B_п}{B}$. Относительная длина плиц на один борт для буксиров в зависимости от мощности их силовых установок, размеров корпуса и осадки составляет от 0,55 до 0,65.

5) Относительный эксцентриситет или отношение абсолютного эксцентриситета к длине костыля, $e = \frac{E}{L_к}$. Обычное значение относительного эксцентриситета для поворотных плиц составляет от 0,65 до 0,70.

Безразмерные расчетные характеристики гребных колес. Критериями гидродинамического подобия для гребных колес, определяющими возможность пересчета на натуру модельных испытаний, являются:

1) числа Фруда

$$n\sqrt{D}; \quad \frac{v_e}{\sqrt{D}},$$

где:

$v_e = 1{,}03\ v$ — скорость поступательного движения колес относительно воды (v — скорость судна; коэффициент 1,03 учитывает наличие встречного потока воды при обтекании корпуса судна);

n — число оборотов колеса;

2) относительная поступь гребного колеса

$$\lambda_e = \frac{v_e}{\pi D n};$$

3) безразмерные коэффициенты упора гребного колеса и крутящего момента на его валу:

$$c_p = \frac{P}{\rho F_p n^2 D^2};$$

$$c_m = \frac{M}{\rho F_p n^2 D^3},$$

где M — вращающий момент на гребном валу $\frac{75N_p}{2\pi n} = 11{,}93\,\frac{N_p}{n}$;

4) коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{\lambda_e}{2}.$$

На рис. 81 приведен образец диаграммы для расчета гребного колеса со следующими элементами: $\beta = 0{,}25$; $\Theta = 0{,}6$; $z = 7$; $e = 0{,}7$.

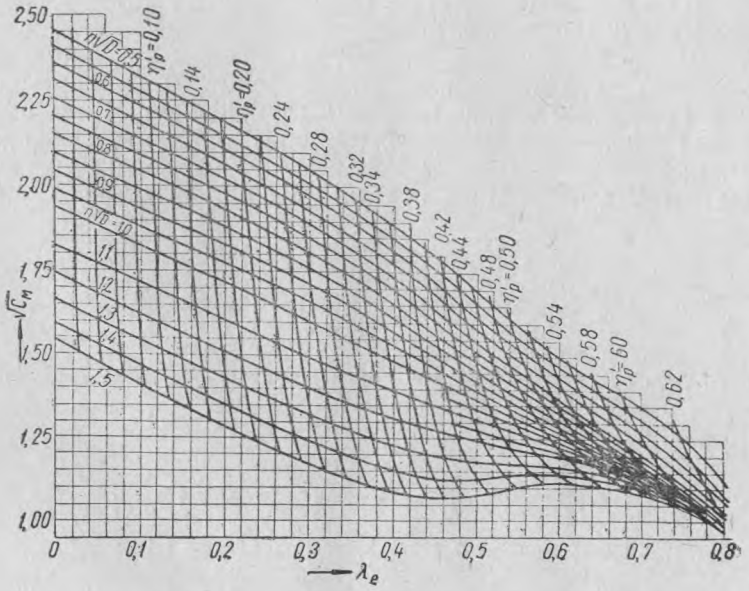


Рис. 81. Диаграмма ЦНИИРФа для расчета тяговых характеристик гребных колес

По горизонтальной оси диаграммы отложены значения относительной поступи λ_e, а по вертикальной — корень квадратный из коэффициента момента $\sqrt{c_m}$. На плоскости диаграммы нанесены линии — постоянных значений числа Фруда $n\sqrt{D}$ и постоянных значений к. п. д. колеса η_p. Этой диаграммой можно воспользо-

ваться для расчетов гребных колес, элементы которых отличаются от указанных, но в этом случае необходимо внести поправки в значения коэффициента момента и к. п. д. колеса. Так, например, вместо действительного значения c_m нужно вести расчет по приведенному значению $\bar{c}_m$; связь между этими коэффициентами

$$\bar{c}_m = \frac{c_m}{a_m\, a_z\, a_\Theta\, a_\beta\, a_e},$$

где $a_m, a_z, a_\Theta, a_\beta, a_e$ – поправочные коэффициенты, учитывающие соответственно: масштабный эффект, число плиц, погружение колеса, относительную высоту плиц и относительный эксцентриситет колеса. Значения этих коэффициентов даны на рис. 82. В получаемое по диаграмме значение к. п. д. колеса $\bar{\eta}_p$ точно так же нужно внести соответствующие поправки. Действительное значение к. п. д. колеса определяется по выражению

$$\eta_p = \bar{\eta}_p b_p b_\Theta b_\beta b_e,$$

где $b_p, b_\Theta, b_\beta, b_e$ – коэффициенты, определяемые так же, как и коэффициенты a (по рис. 82).

Пример использования диаграммы. Пусть требуется определить тягу гребных колес и потребную мощность для буксира при скорости хода v=9 *км/час*=2,5 *м/сек*. Число оборотов n=32 *об/мин* = 0,53 *об/сек*. Размеры и элементы колеса: D=3,9 *м*; B_n =6,8 *м*; z=8; F_p =19,2 *м*^{2}; e=0,7; β=0,22; Θ =0,5.

Рассчитываем: v_e =1,03; v=1,03 · 2,50=2,58 *м/сек*.

$$\lambda_e = \frac{v_e}{\pi D n} = \frac{2{,}58}{3{,}14 \cdot 3{,}9 \cdot 0{,}53} = 0{,}40;$$

$$n\sqrt{D} = 0{,}53 \quad \sqrt{3{,}9} = 1{,}05$$

По графику, приведенному на рис. 81, находим $\sqrt{\bar{c}_m}$ = 1,45; $\bar{\eta}_p$ – 0,34; $\bar{c}_m$=2,10.

По рис. 82:

a_m = 0,95,	a_e = 1;	b_Θ = 0,99;
a_Θ = 1,04;	a_z = 1,1.	b_β = 1,02;
a_β = 0,925;	b_p = 1,03;	b_e = 1.

Исправленные значения коэффициента момента и к. п. д. будут:

$$c_m = \bar{c}_m a_m a_\Theta a_\beta a_e a_z = 2{,}10 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}04 \cdot 0{,}925 \cdot 1{,}1 = 1{,}92;$$

$$\eta_p = \bar{\eta}_p b_p b_\Theta b_\beta b_e = 0{,}34 \cdot 1{,}03 \cdot 0{,}99 \cdot 1{,}02 \cdot 1 = 0{,}35.$$

Потребная мощность

$$N_p = \frac{\overline{c_{m^2}} F_p D^3 n^3}{11{,}93} = \frac{1{,}92 \cdot 1{,}02 \cdot 19{,}2 \cdot 3{,}9^3 \cdot 0{,}53^3}{11{,}93} = 285 \text{ л. с.}$$

Развиваемая тяга колес

$$P = \frac{75 N_p \eta_p}{v_e} = \frac{75 \cdot 285 \cdot 0{,}35}{2{,}58} = 2900 \text{ кг.}$$

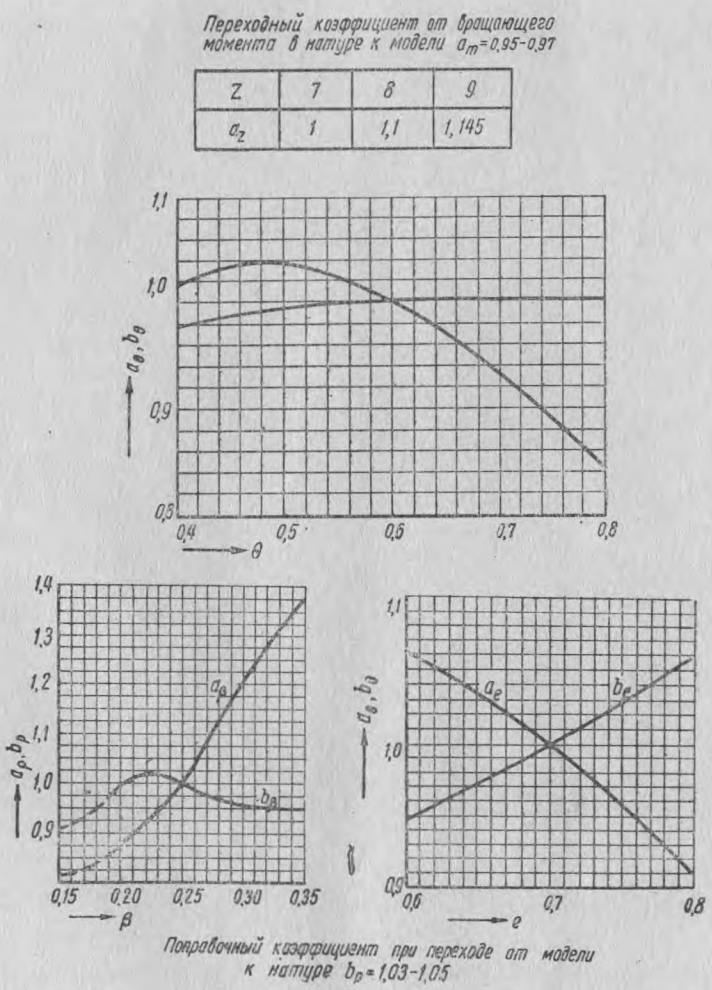


Рис. 82. Поправочные коэффициенты для расчета гребных колес

Основными гидродинамическими характеристиками гребных колес являются полезная тяга гребного колеса, мощность, подводимая к гребному валу, коэффициент полезного действия ко-

леса и число оборотов гребного вала. На основе обобщения результатов испытаний моделей гребных колес, получены следующие приближенные зависимости, пригодные для скоростей в пределах 1,7—3,2 *м/сек*:

1) Полезная тяга гребного колеса

$$P = 628 \frac{F_p D^2 n^2}{e^{1/3} t \frac{v_e}{\sqrt{D}}} \text{ кг}.$$

2) Мощность, подводимая к гребному валу

$$N_p = 26{,}3 \frac{F_p D^3 n^3}{e^{1/2} t \frac{v_e}{\sqrt{D}}} \text{ л. с.}$$

В приведенных выше выражениях число оборотов n принимается в секунду.

3) Коэффициент полезного действия гребных колес

$$\eta = \frac{Pv}{75 N_p} = \lambda_e e^{1/6}.$$

4) Соотношение числа оборотов гребного вала:
при одинаковой осадке и скорости

$$n_2 = n_1 \sqrt[3]{\frac{N_{p_2}}{N_{p_1}}};$$

при одинаковой мощности

$$n_2 = n_1 \sqrt[3]{\frac{T_{к_1}}{T_{к2}}},$$

где $T_{к_1}$ и $T_{к_2}$ —соответствующие значения погружений гребного колеса. Эти зависимости могут быть использованы в приближенных расчетах тяги гребных колес.

ГЛАВА VII

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГРЕБНОГО ВИНТА С КОРПУСОМ СУДНА

§ 37. СУЩНОСТЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ С КОРПУСОМ СУДНА

До сих пор рассматривалось действие изолированных гребных винтов, т. е. винтов, работающих в свободной воде, независимо от корпуса судна. Действительные гребные винты располагаются в кормовой оконечности судна и, следовательно, они засасывают воду из потока, искаженного обтеканием корпуса судна.

Изменения скоростей вызывают изменение сил, действующих на винт и судно. Задача обтекания системы судно—гребной винт очень сложна; строгое решение ее еще не найдено.

При проектировании гребных винтов, для учета взаимодействия гребного винта с корпусом судна, применяют упрощенное решение задачи, основанное на том, что винт рассматривается как изолированный, но работающий в потоке, измененном корпусом. Корпус же судна рассматривается как буксируемый в потоке, измененном действием гребного винта. Этим методом удается получить необходимую для практических расчетов приближенную оценку взаимодействия между корпусом и винтом судна.

При движении судна за его корпусом возникает попутный поток, движущийся в направлении движения судна со скоростью, меньшей скорости судна. Поэтому скорость винта относительно попутной струи будет меньше, чем относительно невозмущенного потока. В этом состоит действие корпуса на гребной винт.

Таким образом, осевая скорость в диске винта v_p будет меньше скорости судна v на величину скорости попутного потока.

Отношение скорости попутного потока к скорости судна

$$\psi = \frac{v - v_p}{v} \tag{75}$$

называется *коэффициентом попутного потока*. Этот коэффициент характеризует относительное уменьшение скорости потока в диске винта, вызванное влиянием корпуса.

Из выражения (75) можно получить, что скорость воды в диске винта связана со скоростью невозмущенного потока следующей зависимостью:

$$v_p = v(1 - \psi). \tag{76}$$

Влияние попутного потока на работу гребного винта проявляется в уменьшении осевой скорости потока в диске винта на величину, пропорциональную коэффициенту попутного потока и является одним из оснований для оценки взаимодействия системы корпус—движитель при использовании расчетных диаграмм, построенных для изолированных винтов и служащих для определения элементов и действия гребного винта, работающего за корпусом судна. Величину попутного потока можно найти экспериментально, сняв с судна винт и измерив действительные скорости воды в кормовой части корпуса, при буксировке его другим судном.

Для приближенной оценки коэффициента попутного потока может быть рекомендована формула, предложенная ЦНИИРФом

$$\psi = 0{,}11 + \frac{0{,}16}{\iota}\delta^{1/3}\sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D}}, \tag{77}$$

где:

δ — коэффициент полноты водоизмещения судна;

ι — показатель степени для бортовых винтов $\iota=2$; для среднего винта, установленного в диаметральной плоскости, $\iota=1$;

V — водоизмещение судна, $м^3$;

D — диаметр гребного винта, выбранный из условий размещения в кормовой части, $м$; если диаметр не известен, то в первом приближении он может быть принят равным (0,6—0,8) $T_к$, где $T_к$ — осадка судна кормой.

Примерные значения коэффициентов попутного потока для некоторых типов судов следующие:

Типы судов	Пределы изменения коэффициента попутного потока ψ
Быстроходные суда	0,10—0,18
Коммерческие »	0,08—0,20
Быстроходные катера	0,00—0,04

Работа гребного винта в кормовой оконечности судна вызывает увеличение скоростей движения жидкости, связанное с засасывающим действием винта. Это влечет за собой падение давлений, а следовательно, и увеличение сопротивления судна. Величину дополнительного сопротивления называют силой засасывания.

Таким образом, как бы получается, что винт передает на упорный подшипник большее усилие (упор) P, чем развиваемая им полезная тяга P_e, на величину силы засасывания $\Delta P=P-P_e$. Отношение силы засасывания к упору винта называется коэффициентом засасывания

$$t=\frac{\Delta P}{1-t}=\frac{P-P_e}{1-t}=1-\frac{P_e}{P}.$$

Из последнего выражения можно получить связь между упором винта и его тягой через коэффициент засасывания

$$P=\frac{P_e}{1-t}. \qquad (78)$$

В системе корпус—движитель засасывание является внутренней уравновешенной силой. Внешнее же силовое воздействие винта на судно, приводящее последнее в движение и преодолевающее силу сопротивления воды, определяется полезной тягой. Отсюда видно, что чем меньше засасывание, тем большая часть упора винта идет на сообщение судну движения.

Опытами установлено, что величина коэффициента засасывания t зависит от формы кормовой оконечности судна, размеров гребного винта и его расположения относительно корпуса и выступающих частей.

Примерные значения коэффициентов засасывания для различных типов судов:

Типы судов	Пределы измерения коэффициента засасывания t
Быстроходные суда	0,06—0,15
Коммерческие „	0,10—0,28
Быстроходные катера	0,00—0,04

В отличие от коэффициента попутного потока, который мало зависит от режима работы винта, коэффициент засасывания сильно изменяется в зависимости от поступи и скольжения винта.

Из анализа многочисленных исследований работы гребного винта за корпусом судна при различных скольжениях выведена приближенная зависимость коэффициента засасывания t от его относительной поступи:

$$t = \frac{t_0}{1-\frac{\lambda_p}{H/D}}, \qquad (79)$$

где t_0 — коэффициент засасывания на швартовах, т. е. при работе винта на месте.

Приближенно коэффициент засасывания на расчетных значениях поступи можно определить по формулам:

для винтов в диаметральной плоскости

$$t = 0{,}6\psi(1+0{,}67\psi); \qquad (80)$$

для бортовых винтов

$$t = 0{,}80\psi(1+0{,}25\psi). \qquad (81)$$

Для винтов, расположенных в тоннелях и полностью погруженных под ватерлинию, коэффициент засасывания приближенно может быть принят равным:

$$t \approx \psi. \qquad (82)$$

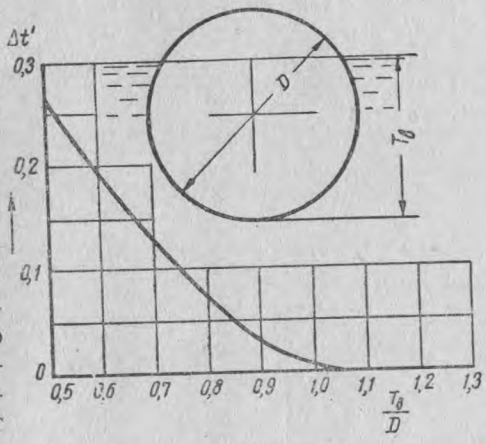


Рис. 83. Надбавка к коэффициенту засасывания для винтов в туннеле

В случае неполного погружения винта под ватерлинию у тунельных судов, следует учитывать еще дополнительную надбавку к коэффициенту засасывания $\Delta t'$. Этот коэффициент может быть определен по графику, приведенному на рис. 83, в зависимости от относительного погружения винта $\frac{T_в}{D}$, где $T_в$ — погружение винта; D — диаметр винта.

Так как коэффициент засасывания зависит от режима работы винта, то сначала следует определять коэффициент засасывания при основном режиме работы винта t_1. После этого нужно вычислить величину коэффициента засасывания на швартовах:

$$t_0 = t_1(1 - \lambda_{p_1} : \frac{H}{D}). \tag{83}$$

Зная величину t_0, можно рассчитывать коэффициенты засасывания по формуле (79) при любой поступи винта, начиная от швартовного режима до поступи, соответствующей максимальному ходу судна.

§ 38. ВЛИЯНИЕ ПОПУТНОГО ПОТОКА И ЗАСАСЫВАНИЯ НА КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГРЕБНОГО ВИНТА

Для винта, работающего в свободной воде, величина коэффициента полезного действия η_p определяется отношением его полезной мощности Pv_p к затрачиваемой мощности N_p, т. е.

$$\eta_p = \frac{P v_p}{N_p}.$$

При работе гребного винта за корпусом судна упор винта, ранее затрачиваемый только на продвижение судна, теперь расходуется еще и на преодоление силы засасывания, так что $P = P_e + tP$.

Пропульсивный коэффициент полезного действия судна определяется отношением мощности тяги $P_e v$ к затрачиваемой мощности N_p:

$$\eta = \frac{P_e v}{N_p}. \tag{84}$$

Подставляя сюда значение $P_e = P\ (1-t)$ и $v = \frac{v_p}{1-\psi}$, получим

$$\eta = \frac{1-t}{1-\psi} \cdot \frac{P v_p}{M 2\pi n} = \frac{1-t}{1-\psi}\eta_p. \tag{85}$$

Величину $\frac{1-t}{1-\psi} = \eta_к$ называют коэффициентом влияния корпуса.

Следовательно, $\eta = \eta_p \eta_к$. При определении влияния корпуса на работу движителя нельзя ограничиваться введением коэффициента влияния корпуса $\eta_к$, так как наличие попутного потока и засасывания влияет и на величину η_p.

При работе гребного винта за корпусом коэффициент нагрузки σ_p будет больше, чем в случае его работы в свободной воде без попутного потока и засасывания.

Из теории идеального движителя известно, что при увеличе-

нии коэффициента нагрузки, коэффициент полезного действия винта уменьшается. Следовательно, наличие попутного потока и засасывания уменьшает коэффициент полезного действия гребного винта, причем при увеличении попутного потока он уменьшается быстрее, чем при увеличении засасывания.

Несмотря на отрицательное влияние попутного потока на коэффициент полезного действия гребного винта η_p, с повышением попутного потока при неизменном коэффициенте засасывания t общий пропульсивный коэффициент η возрастает, так как увеличивается коэффициент влияния корпуса $\eta_к$, т. е. $\eta = \eta_p\ \eta_к$.

Увеличение $\eta_к$ вследствие увеличения коэффициента попутного потока можно объяснить следующим. При увеличении ψ осевая скорость в диске винта v_p уменьшается (при заданной скорости судна). Это приводит к увеличению угла атаки α и упора P. Таким образом, энергия, затраченная на создание попутного потока, как бы частично возвращается, что видно из выражения $\eta_к = \frac{1-t}{1-\psi}$.

Из этого не следует, что нужно проектировать суда с тупыми кормовыми обводами, дающими большой попутный поток, ибо вызываемое им падение η_p больше вызываемого им возрастания $\eta_к$.

§ 39. РАСПОЛОЖЕНИЕ ДВИЖИТЕЛЕЙ ОТНОСИТЕЛЬНО КОРПУСА СУДНА И ВЫСТУПАЮЩИХ ЧАСТЕЙ

Важным вопросом проектирования и конструирования комплекса гребной винт—корпус судна является правильное размещение винта относительно корпуса судна и его выступающих частей. Необходимо обеспечить хороший подток воды к гребному винту, что должно быть проверено при испытаниях самоходных моделей.

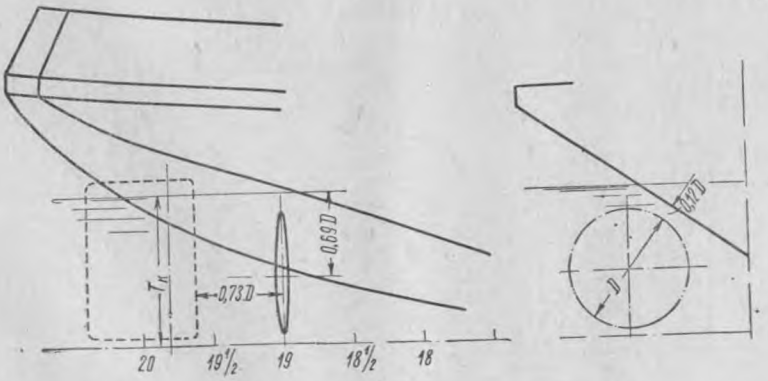


Рис. 84. Расположение гребного винта и руля у двухвинтового судна

Чтобы избежать вибрации корпуса, гребной винт следует размещать на некотором удалении от корпуса. В то же время винту необходимо обеспечить сохранность в процессе эксплуатации, что может быть достигнуто приближением его к корпусу судна. Указанные требования противоречивы и требуют правильного решения.

Кронштейны, мортиры, ступицы винтов и обтекатели должны иметь хорошо обтекаемую форму. Необходимо гребной винт размещать на достаточном удалении от выступающих частей (лап, кронштейнов и мортир) и по возможности приближать его к рулю.

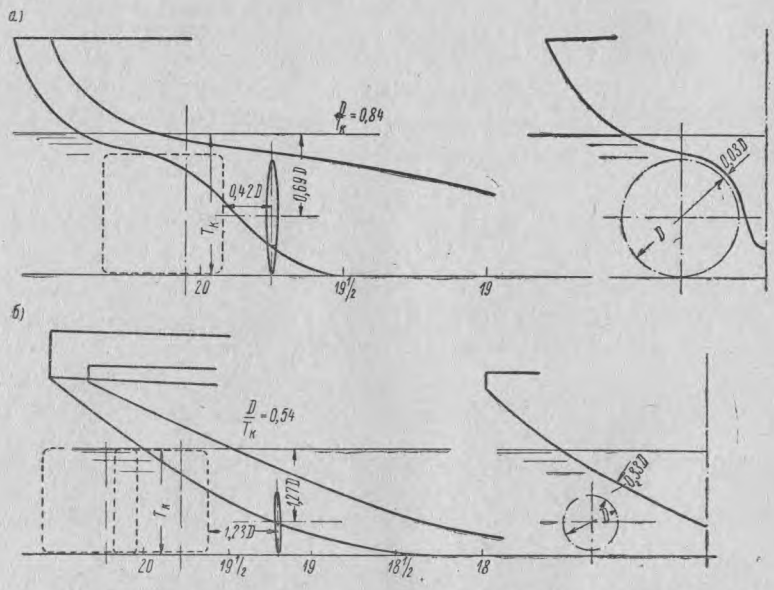


Рис. 85. Расположение гребного винта и руля у двухвинтового судна

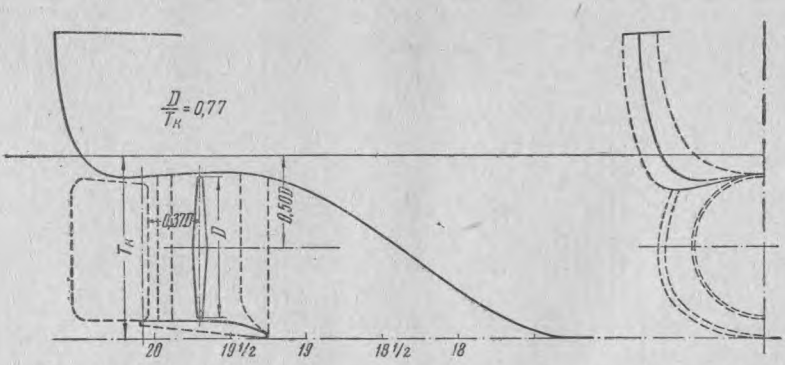


Рис. 86. Расположение комплекса винт — насадка одновинтового судна

На рис. 84—87 показаны примеры расположений движителей относительно корпусов судов, при которых обеспечивается хорошее взаимодействие между винтом, рулем и корпусом судна.

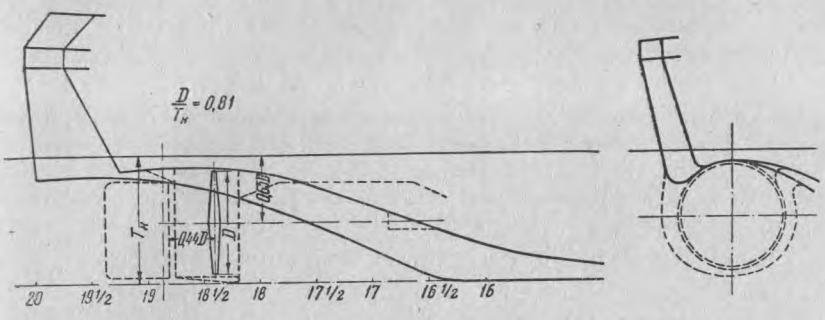


Рис. 87. Расположение комплекса винт — насадка двухвинтового судна

§ 40. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ГРЕБНОГО ВИНТА В КОСОМ ПОТОКЕ

У многих судов гребной винт работает в потоке, не совпадающем с его осью. Это происходит от наклона линии вала по отношению к направлению движения гребного винта или вследствие особенностей образований кормовой оконечности судна, когда при горизонтальном расположении оси гребного винта вода, слеДуя вдоль кормы, встречает ось гребного винта под некоторым углом.

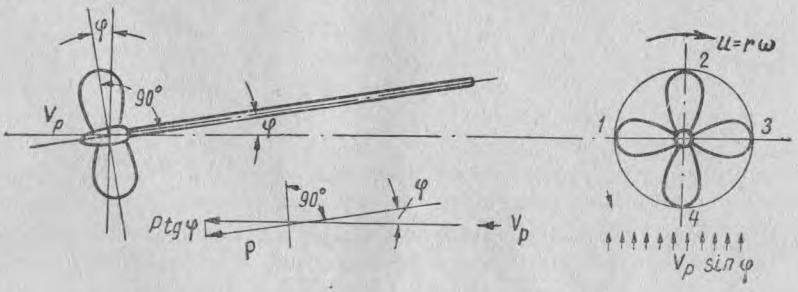


Рис. 88. Гребной винт в косом потоке

Из рис. 88 можно видеть, что скорость v_p может быть разложена на две составляющие: одну, направленную по оси гребного винта, равную $v_p \cos\varphi$, и вторую, перпендикулярную к оси гребного винта, равную $v_p \sin\varphi$.

В точке *1* диска гребного винта действительная окружная скорость элемента лопасти будет равна $u - v_p \sin\varphi$. В точках *2* и

4 эта скорость практически имеет величину $u=r\omega$ и в точке *3* эта окружная скорость имеет величину, равную $u+v_p \sin\varphi$.

План скоростей элемента лопасти винта, работающего в косом потоке, представлен на рис. 89. Наличие вертикальной составляющей скорости в диске гребного винта приводит к изменению условия его работы.

В положении *1* (см. рис. 88 и 89) угол атаки лопасти оказывается минимальным, в дальнейшем его величина возрастает и в точке *2* он достигает величины α, с которой гребной винт работает без скоса потока. В положении *3* значение угла α_3 достигает максимума, а в положении *4* оно снова оказывается равным α_1. В соответствии с изложенным изменяет свое значение и результирующая w натекания воды на элемент лопасти.

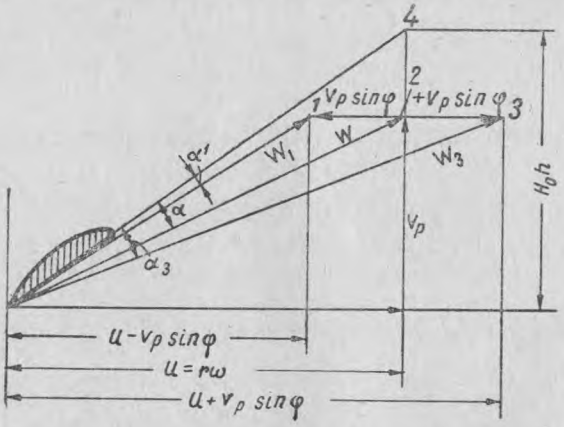


Рис. 89. План скоростей элемента лопасти винта, работающего в косом потоке

Минимальному углу атаки в положении *1* соответствует минимальное значение скорости w_1 и, наоборот, максимальному значению угла атаки в положении *3* — максимальное значение скорости. Изменение скорости w приводит к изменениям мгновенных значений подъемной силы лопасти и, следовательно, упора и момента гребного винта при неизменных средних их величинах за один оборот.

Упор гребного винта, работающего в косом потоке, раскладывается на две силы: одну, идущую на преодоление сопротивления судна, и направленную по движению его, и вторую, лежащую на линии пересечения плоскости диска гребного винта (см. рис. 88) и вертикальной плоскости, проходящей через ось вала.

[1] Фактически действительная окружная скорость u оказывается равной $r\omega$ в точках, близких к точкам *2* и *4*, и вследствие этого максимум и минимум угла атаки лежат в точках *1* и *3*.

Эта сила, равная $P\mathrm{tg}\varphi$, являющаяся силой поддержания, передается на корпус судна через кронштейн гребного вала. Поскольку упор гребного винта в связи со скосом потока пульсирует, то, следовательно, пульсирует и сила $P\mathrm{tg}\varphi$.

В условиях значительного скоса потока эта пульсация может привести к тряске кормы, разрушению набора корпуса и др. При углах скоса в 12—15° необходимо предусмотреть дополнительное подкрепление набора корпуса и усилить амортизацию механизмов, расположенных в кормовой части судна.

Большие углы скоса потока вызывают преждевременное возникновение кавитации гребного винта. При расчетах ходкости и элементов гребных винтов необходимо иметь в виду возможность возникновения этих явлений и в тех случаях, когда скос потока превышает 8—10°.

§ 41. ФИЗИЧЕСКАЯ СУЩНОСТЬ КАВИТАЦИИ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Подъемная сила на профиле лопасти движителя создается главным образом вследствие разрежения на засасывающей стороне лопасти.

Рассмотрим, какое влияние на работу движителей оказывает значительное разрежение на их лопастях. Из физики известно, что температура кипения воды зависит от давления. Так например, на горе, где давление ниже атмосферного, вода кипит при температуре меньше 100° С. Если значительно понизить давление, то вода может закипеть при обычной температуре воды в реке или море.

На современных судах движители работают при столь значительных скоростях обтекания, что на их лопастях образуется разрежение, при котором вода вскипает при нормальной температуре. Это явление носит название кавитации[1]. Появление кавитации на лопастях вызывает падение коэффициента полезного действия движителей, а в некоторых случаях разрушение лопастей — их эрозию.

Явление кавитации и связанная с ним эрозия судовых движителей обнаружены в конце прошлого столетия при переходе на более высокие числа оборотов в главных двигателях. Кавитация и вызываемое ею падение коэффициента полезного действия и их эрозия или разрушение представляют сложное явление.

Рассмотрим условия, при которых на лопасти движителя, обтекаемого потоком воды, возникает кавитация. Пусть рассматриваемый элемент лопасти находится на глубине h_s под свободной поверхностью воды. Поток жидкости образует с элементом лопа-

[1] Слово кавитация происходит от латинского cavitas, что в переводе означает «пустота», в действительности кавитационная полость заполнена насыщенными парами воды.

сти угол атаки α (рис. 90). На верхней засасывающей стороне лопасти скорость обтекания будет больше, на нижней нагнетающей — меньше скорости невозмущенного потока. Согласно уравнению Бернулли увеличение скорости обтекания на верхней сто

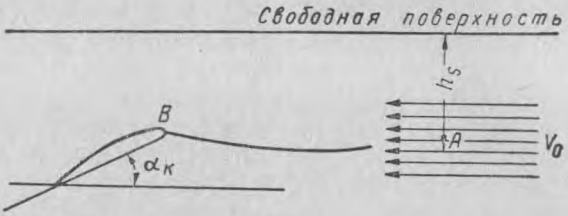


Рис. 90. Обтекание профиля, помещенного под свободной поверхностью воды

роне элемента приведет к уменьшению давления. Если давление упадет до давления насыщенных паров воды, то на лопасти образуется газовый пузырь, т. е. возникнет кавитация.

§ 42. ВЛИЯНИЕ КАВИТАЦИИ НА РАБОТУ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Различают две стадии кавитации движителей. В первой стадии кавитацией охвачена только часть засасывающей стороны лопасти. Кривые действия движителя K_1, K_2 и η_p (см. рис. 69) в этой стадии кавитации не изменяются, так как потерянная часть эпюры давления (область *a*) компенсируется перераспределением его по длине профиля, как показано на рис. 91 пунктиром.

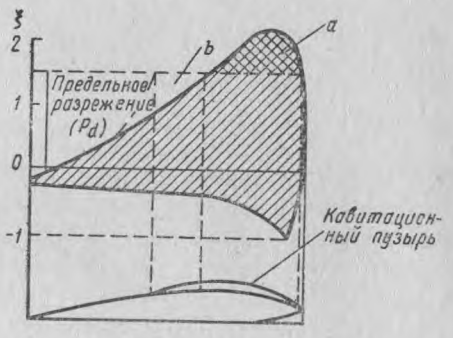


Рис. 91. Перераспределение давления при кавитации

Перераспределение давления по длине профиля объясняется тем, что из области *a* кавитационные пузырьки потоком воды переносятся в область *b*, где вследствие этого устанавливается более пониженное давление.

Первая стадия кавитации сопровождается эрозионным разрушением поверхности лопастей. Во второй стадии кавитации кавитационная полость захватывает всю засасывающую поверхность лопасти, а иногда при малых положительных углах атаки и часть нагнетательной стороны лопасти. Во второй стадии кавитации коэффициенты упора K_1 и момента K_2 падают. При этом

коэффициент упора K_1 падает быстрее, чем коэффициент момента K_2, поэтому снижается коэффициент полезного действия движителя $\eta_д$. Эрозия лопастей на засасывающей стенке во второй стадии кавитации не наблюдается, так как замыкание кавитационной полости происходит за пределами лопасти. Для определения влияния кавитации на кривые действия гребного винта проводят испытания моделей гребных винтов в кавитационных трубах, представляющих замкнутые каналы, в которых можно создавать пониженное давление.

§ 43. МЕРЫ БОРЬБЫ С КАВИТАЦИЕЙ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Чтобы избежать работы гребного винта на кавитационном режиме, нужно уменьшать удельное давление на лопастях гребного винта $P_у = \frac{P}{A_d}$ путем увеличения дискового отношения A/A_d. Увеличение дискового отношения при неизменном упорном давлении понижает удельное давление. При этом вследствие увеличения поверхности лопастей винт будет иметь повышенное сопротивление трения, и коэффициент его полезного действия несколько уменьшится.

Можно также увеличить глубину погружения оси гребного винта. Это приведет к увеличению статического давления p, а следовательно, уменьшится возможность возникновения кавитации.

Другими мерами борьбы с кавитацией являются: обеспечение безударного входа лопасти, что направляет набегающий поток по касательной к средней линии кривизны профиля на входящей кромке; уменьшение скоса потока в месте расположения гребного винта; применение рационального профилирования сечений лопасти.

В практике могут быть случаи, когда применением перечисленых мер не удается предотвратить кавитацию и эрозию гребных винтов. Тогда для уменьшения вредного действия эрозии прибегают к сверлению отверстий у края лопасти. Этим достигается уменьшение разрежения на засасывающей поверхности лопасти. Это мероприятие хорошо известно работникам речных пароходств.

Если невозможно избежать первой стадии кавитации гребного винта, его расчет ведут так, чтобы обеспечить режим работы на начале второй стадии кавитации. При этом гребной винт не будет подвержен эрозионным разрушениям и лишь незначительно изменит кривые действия.

Можно получить даже некоторое увеличение коэффициента полезного действия винта путем уменьшения дискового отношения.

ГЛАВА VIII

РАСЧЕТЫ ДВИЖИТЕЛЕЙ

§ 44. ВЫБОР ТИПА ДВИЖИТЕЛЯ

Выбор типа движителя является ответственным вопросом проектирования судна. При его решении необходимо учитывать многочисленные требования эксплуатационного и экономического характера, но во всех случаях, по возможности, нужно стремиться к получению наиболее высоких значений коэффициентов полезного действия.

Ориентировочное представление о величинах к. п. д. η_p, к. п. д. валопроводов $\eta_в$, общих пропульсивных к. п. д. η и весе движителей на 1 *л. с.* мощности для различных движителей можно составить по данным табл. 12.

Таблица 12

Тип движителя	η_p	$\eta_в$	$\eta=\eta_p\ \eta_в\ \eta_к$	Вес движителя в *кг* на 1 *л.с.*
Гребные винты	0,60–0,75	0,95–0,98	0,50–0,70	0,5–2,0
„ колеса . . .	0,40–0,60	0,70–0,85	0,30–0,50	15–30
Крыльчатые движители	0,55–0,70	0,85–0,95	0,45–0,60	4–8
Водометные движители	0,40–0,60	0,90–0,95	0,35–0,50	—

Из этой таблицы видно, что наибольшие пропульсивные коэффициенты имеют суда, оборудованные гребными винтами. Винтовые суда позволяют использовать легкие быстроходные двигатели, поэтому при заданной грузоподъемности они имеют минимальное водоизмещение.

Гребные винты имеют широкое распространение на морских и речных судах. Вес гребных винтов намного меньше веса гребных колес и крыльчатых движителей.

Строительная стоимость, отнесенная к 1 *кГ* развиваемой тяги, для винтовых буксиров меньше, чем для колесных, а расход металла на винтовой буксир составляет всего лишь около половины расхода на колесный.

На первый взгляд может показаться, что во всех случаях следует отдавать предпочтение гребным винтам. В действительности же при проектировании судов часто существенную роль играют особые условия, заставляющие заменять гребные винты другими движителями. Если проектируемое судно должно иметь повышенные маневренные качества, предпочтение следует отдать крыльчатому движителю. Для судов, плавающих в засоренных водоемах и на мелководье, целесообразно использовать водометные движители. В случае плавания в мелководных реках и озерах колесные движители часто оказываются выгоднее винтовых.

§ 45. ВЫБОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Выбор числа винтов. Число гребных винтов выбирается в зависимости от типа и назначения судна и его главных двигателей. Для буксиров и толкачей выбор числа винтов должен производиться вариантным способом, так как при больших нагрузках на винт величина его диаметра существенно влияет на тяговые показатели судна. Для пассажирских судов число винтов сравнительно мало влияет на показатели ходкости судна, и поэтому число винтов можно выбирать из условий удовлетворения другим качествам, например маневренности судна.

На речных судах, имеющих ограниченную осадку, для получения наибольшего гидравлического сечения движителей выгодно устанавливать два или даже три винта. При выборе числа винтов необходимо также учитывать возможность получения от промышленности судовых двигателей, имеющих необходимые мощность и число оборотов.

Выбор числа лопастей гребного винта. За редкими исключениями применяют гребные винты с тремя и четырьмя лопастями. В тех случаях, когда винты работают с большими нагрузками, т. е. когда коэффициенты $K_d' < 2$ или $K_n' < 1$, рекомендуется применять четырехлопастные винты. Для слабонагруженных винтов целесообразнее применять три лопасти, так как коэффициент полезного действия получается выше, чем при четырех лопастях. Одновинтовые суда преимущественно снабжаются четырехлопастными винтами. Пятилопастные винты применяются в тех случаях, когда при трех или четырех лопастях не удается избежать вибрации.

Выбор дискового отношения. С уменьшением дискового отношения, до определенного предела, коэффициент полезного действия гребного винта несколько возрастает. Поэтому предельную величину дискового отношения следует устанавливать из условий обеспечения прочности, гидромеханических характеристик и отсутствия кавитации. По условиям прочности дисковое отношение должно быть не менее получаемого по формуле

$$A/A_{d_{1\min}} \geqslant \frac{m'P}{\frac{\pi D^2}{4} P_{\max}},$$

где:

P — упор винта при расчетном режиме его работы, *кГ*;

D — диаметр гребного винта, определяемый в первом приближении из условий размещения в кормовом подзоре;

$D_{\max} \leqslant (0{,}80—0{,}85)\ T_к$ — для одновинтовых;

$D_{\max} \leqslant (0{,}70—0{,}75)\ T_к$ — для двухвинтовых;

$D_{\max} \leqslant (1{,}15—1{,}20)\ T_к$ — для тоннельных судов.

$T_к$ — осадка судна кормой;

$P_{\max}$ — предельная нагрузка на 1 $м^2$ поверхности, *кГ*/$м^2$;

m' — коэффициент, характеризующий возможную максимальную нагрузку на лопасть, выбирается в зависимости от условий работы гребных винтов для судов различных типов и принимаются равными:

$m' = 2{,}00$ — для ледоколов;

$m' = 1{,}75$ — для судов, работающих в битом льду;

$m' = 1{,}50$ — для буксирных судов;

$m' = 1{,}115$ — для всех прочих судов (грузовые, пассажирские и т. п.).

Значения коэффициента a', характеризующего прочность лопасти, выбираются в зависимости от материала, из которого предполагается изготовить гребной винт, и принимаются равными:

$a' = 0{,}115$ — для серого чугуна;

$a' = 0{,}100$ — для модифицированного чугуна;

$a' = 0{,}065$ — для углеродистой стали и высокопрочного чугуна;

$a' = 0{,}060$ — для латуни;

$a' = 0{,}055$ — для легированной стали.

Таблица 13

Материал лопасти	Число лопастей			
	2	3	4	6
Чугун . . .	3 300	2 700	2 300	1 900
Сталь . . .	7 800	6 400	5 500	4 500
Обыкновенная бронза	4 400	3 600	3 100	2 500
Специальная бронза	15 000	12 000	10 000	7 000

Предельная нагрузка p $кГ/м^2$ определяется по табл. 13.

Для того чтобы относительная толщина лопасти, имеющей достаточную прочность, не превосходила предельного значения, при котором заметно снижается эффективность работы гребного винта, дисковое отношение должно быть не менее полученного по формуле

$$A/A_{d_{2\min}} \geqslant 0{,}375 \left(\frac{a'z}{D\delta_{r_{\max}}}\right)^{2/3} \sqrt[3]{\frac{m'P}{10000}},$$

где:

D — диаметр гребного винта;

z — число лопастей винта;

$\delta_{r_{max}} = 0{,}08$—$0{,}10$ — предельное значение относительной толщины лопасти на радиусе $R_0 = (0{,}6$—$0{,}7)\ R$;

P — упор гребного винта при расчетном режиме его работы;

a' и m' — эмпирические коэффициенты, значение которых рекомендуется принимать в соответствии с приведенными выше указаниями.

Для того чтобы при работе гребного винта отсутствовала кавитация, дисковое отношение должно быть не менее вычисленного по формуле

$$A/A_{d_{3\min}} \geqslant 130\frac{K_c}{P_s}(nD)^2,$$

где:

P_s — абсолютное гидравлическое давление ($кГ/м^2$) на уровне оси винта, вычисляемое как указано ниже;

K_c — кавитационная характеристика;

ξ — эмпирический коэффициент.

Величина давления P_s может быть определена по формуле

$$P_s = P_0 - P_d = 10330 + \gamma h_в - P_d,$$

здесь 10 330 — давление атмосферы, $кГ/м^2$;

P_0 — гидростатическое давление ($кГ/м^2$), соответствующее глубине погружения $h_в$ оси гребного вала под ватерлинию;

γ — объемный вес воды, $кГ/м^3$;

P_d — давление насыщенных паров воды ($кГ/м^2$), принимаемое, в зависимости от ее температуры, по данным табл. 14.

Таблица 14

$t°C$	10	15	20
P_d ($кГ/м^2$)	125	174	238

Значение кавитационной характеристики K_c определяется по рис. 92, относящимся к гребным винтам с тремя (*а*) и четырьмя (*б*) лопастями. На этих рисунках даны кривые изменения величины K_c в зависимости от относительной поступи винта $\lambda_p = \frac{v_p}{nD}$ для расчетного режима его работы при постоянных значениях шагового отношения $\frac{H}{D}$.

Величину эмпирического коэффициента следует принимать в пределах от 1,3 до 1,6. В целях гарантирования отсутствия кавитации рекомендуется принимать более высокие значения этого коэффициента.

Дисковое отношение, принятое для последующего расчета гребного винта, должно быть не менее наибольшего из значений $A/A_{d_3\min}$, $A/A_{d_1\min}$, или $A/A_{d_2\min}$, которые определяются согласно приведенным выше указаниям. Окончательное расчетное дисковое отношение рекомендуется округлять до ближайшего из значений, соответствующих одной из расчетных диаграмм.

§ 46. ТИПЫ РАСЧЕТОВ ДВИЖИТЕЛЕЙ СУДОВ

Расчеты движительного комплекса винтовых судов могут быть разделены на проектировочные и поверочные.

Целью проектировочного расчета является определение основных элементов гребных винтов, обеспечивающих наиболее высокие скоростные или тяговые показатели судна при основном режиме его работы, а также исследование влияния различных

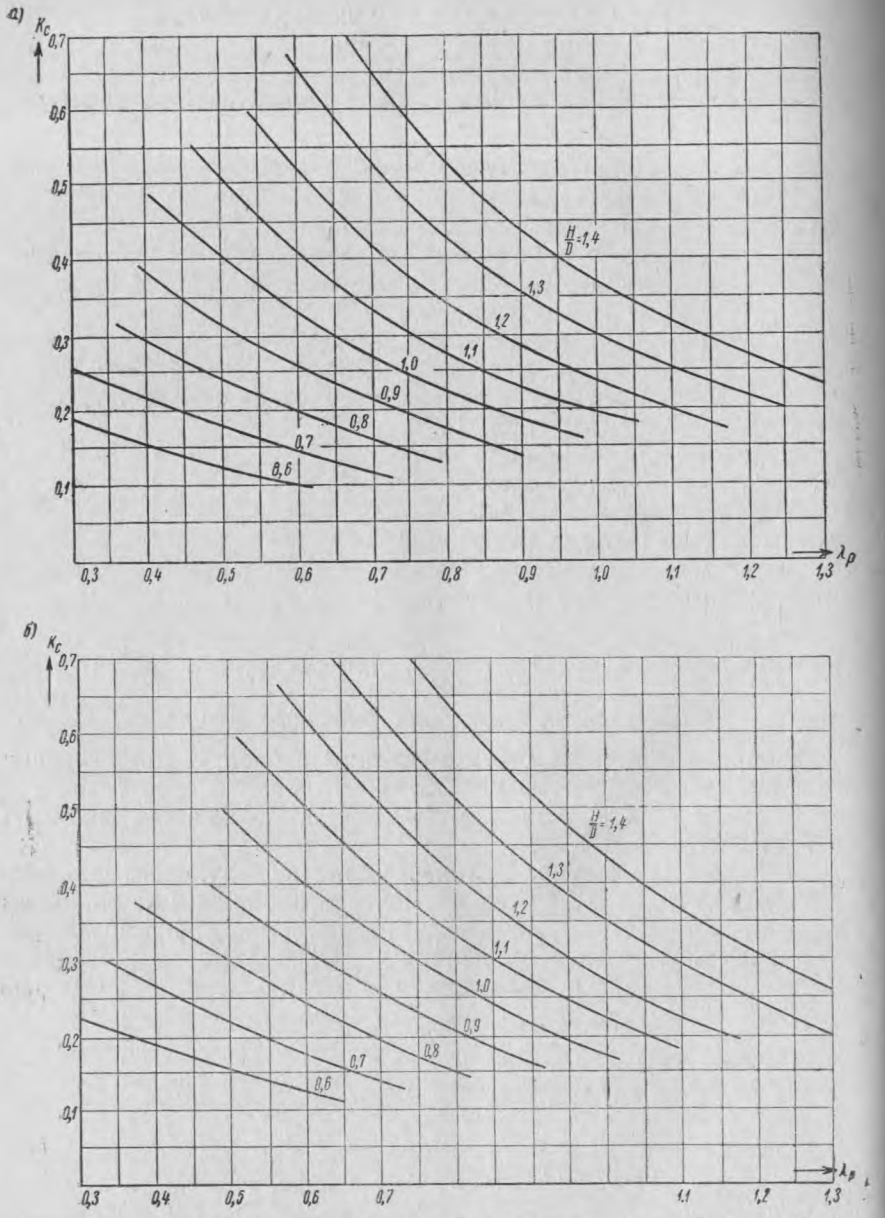


Рис. 92. График для определения кавитационной характеристики K_c:
а — для трехлопастных винтов; *б* — для четырехлопастных винтов

условий задания на указанные показатели судна. Проектировочные расчеты обычно выполняются в двух стадиях:

1) предварительный расчет элементов гребного винта при выборе главного двигателя и определение его основных характеристик;

2) окончательный расчет гребного винта, обеспечивающего наиболее эффективное использование мощности выбранного двигателя.

В первой стадии расчета определяются необходимая мощность и число оборотов главного двигателя, что позволяет выбрать конкретный двигатель, обеспечивающий заданные условия при удовлетворяющих проектировщика весах и габаритах. На этой стадии расчета также решается вопрос о целесообразности установки редуктора.

Во второй стадии расчета мощность и число оборотов двигателя считаются известными на основании результатов предварительного расчета винта. Задачей второй стадии расчета является определение наивыгоднейших элементов гребного винта, обеспечивающего при полном использовании мощности главного двигателя, наивысшую скорость хода небуксирного судна или наибольшую тягу на гаке буксирного судна. Конечной целью второй стадии проектировочного расчета является составление проекта гребного винта.

При поверочных расчетах основные конструктивные элементы гребных винтов задаются. Целью расчета является проверка соответствия установленного на судне гребного винта главному двигателю при основном режиме его работы при заданных условиях плавания судна.

Заключительным этапом поверочного расчета является построение ходовых или тяговых характеристик судна при заданных элементах гребных винтов, главных двигателей и корпуса судна. Расчет и построение ходовых характеристик производится обычно для различных режимов работы главных двигателей и различных условий эксплуатации судна (при разных осадках, при заданном состоянии фарватера и погоды, при буксировке или толкании различных составов барж и т. д.).

Если ходовые характеристики судна определяются не в результате расчета, а строятся на основании материалов натурных испытаний, то одновременно производится проверка соответствия существующего гребного винта главному двигателю, а также намечаются практические мероприятия по повышению скоростных или тяговых качеств испытанного судна.

В практике проектирования и эксплуатации судов встречается большое количество задач, которые могут быть решены по диаграммам для расчета гребных винтов. Ниже рассмотрены примеры наиболее характерных расчетов.

§ 47. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Пример 1. Расчет гребного винта при выборе главной силовой установки пассажирского судна.

Требуется определить необходимую мощность главной силовой установки и выбрать ее тип, если известны следующие данные.

Основные элементы корпуса судна

Длина по ватерлинии	$L=62{,}0$ *м*
Ширина корпуса	$B=9{,}40$ „
Осадка кормой	$T=1{,}90$ „
Водоизмещение	$V=635$ *м*^{3}
Коэффициент полноты водоизмещения	$\delta=0{,}573$
Число гребных валов	$\iota=2$

Расчетная скорость хода судна на глубокой воде должна быть не менее $v_к=21{,}5$ *км/час* ($v\approx 6{,}0$ *м/сек*). Полезная тяга на один винт будет

$$P_e=\frac{R}{\iota}=2650 \text{ кг},$$

где $R=5300$ *кг*—сопротивление корпуса при заданной скорости.

Расчет производим в такой последовательности.

По формуле (77) вычисляем коэффициент попутного потока

$$\psi=0{,}11+\frac{0{,}16}{\iota}\delta\iota\sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D}}=0{,}11+\frac{0{,}16}{2}\cdot 0{,}573^2\sqrt{\frac{\sqrt[3]{635}}{1{,}24}}=0{,}18.$$

При расчете ориентировочно принимаем диаметр винта $D=0{,}65\ T_к=1{,}24$ *м*.

Коэффициент засасывания вычисляем по формуле (81):

$$t=0{,}80\psi(1+0{,}25\psi)=0{,}80\cdot 0{,}18(1+0{,}25\cdot 0{,}18)=0{,}15.$$

Вычисляем расчетные значения скорости и упора гребного винта

$$v_p=v(1-\psi)=6{,}0(1-0{,}18)=4{,}92 \text{ м/сек};$$

$$P=\frac{P_e}{1-t}=\frac{2650}{1-0{,}15}=3120 \text{ кг}.$$

Выбираем диаграмму для последующего предварительного расчета гребного винта. На начальной стадии расчета можно не уточнять число лопастей и величину дискового отношения. Рекомендуется пользоваться диаграммой для винтов с $z=4$ и $A/A_d=0{,}55$ (см. рис. 75).

Дальнейший расчет гребного винта производится в табл. 15 для выбранного значения числа оборотов. Принимаем $n_м=480$ *об/мин*$=8$ *об/сек*.

Таблица 15

Строка	$v=6{,}0$ *м/сек*; $P_e=2650$ *кг*; $\psi=0{,}18$; $t=0{,}15$; $v_p=v(1-\psi)=4{,}92$ *м/сек*; $P=\frac{P_e}{1-t}=3120$ *кг*; $\frac{1-t}{1-\psi}=1{,}036$; $z=4$; $A/A_d=0{,}55$		
1	n (задаемся)	*об/сек*	8
2	$K_n'=\frac{v_p}{\sqrt{n}}\cdot\sqrt[4]{\frac{\rho}{P}}$	—	0,741
3	$\lambda_p=f(K_n')$	—	0,479
4	$\lambda'_p=a'\lambda_p=1{,}03\lambda_p$	—	0,494
5	$D=\frac{v_p}{n\lambda_p'}$	*м*	1,24
6	$K_1=\frac{P}{\rho n^2D^4}$	—	0,202
7	$H/D=f(\lambda_p';\ K_1)$	—	0,850
8	$\eta_p=f(\lambda_p';\ K_1)$	—	0,550
9	$\eta_1=\frac{1-t}{1-\psi}\eta_p$	—	0,570
10	$N_p=\frac{P_e v}{75\eta_1}$	*л. с.*	372
11	$N_e=\frac{N_p}{\eta_в\eta_r}$	*л. с.*	384

Примечание. Коэффициент a (строка 4) берется:
$a=1{,}05$ — для винтов, расположенных в диаметральной плоскости;
$a=1{,}03$ — для бортовых винтов.

При определении необходимой мощности главного двигателя приняты следующие значения коэффициента полезного действия валопровода $\eta_в=0{,}97$ и редуктора $\eta_r=1$, так как установка редуктора не предполагается.

В результате расчета устанавливаем, что условия задания могут быть выполнены при установке двигателей мощностью 384 *л. с.* при 480 *об/мин*. Диаметр винта при этом должен быть 1,24 *м*, шаговое отношение $H/D=0{,}85$.

В ходе расчета может оказаться, что кормовые обводы судна при ограниченной осадке не позволяют разместить наивыгоднейший гребной винт, диаметр которого определяется при данном числе оборотов.

В таких случаях приходится отказываться от установки наивыгоднейшего винта и устанавливать винт с предельно допусти-

мым диаметром. Предельный диаметр наиболее точно можно определить по теоретическому чертежу судна с учетом соблюдения минимально необходимых зазоров между корпусом и винтом, а также обеспечения достаточной глубины погружения винта под поверхностью воды.

По принятому предельному диаметру винта подсчитываем характеристики взаимодействия ψ и t, а также расчетные значения скорости и упора.

Дальнейший расчет производится по схеме расчета винта табл. 16.

Таблица 16

Строка	P_e= . . . кг; v= . . . м/сек; D= . . . м; ψ= . . .; $v_p=v(1-\psi)$= . . .; t= . . .; $P=\frac{P_e}{1-t}$= . . . кг; z= . . .; A/A_d= . . .	
1	n (задаемся)	об/сек
2	$\lambda_p=\frac{v_p}{nD}$	—
3	$K_1=\frac{P}{\rho n^2 D^4}$	—
4	$H/D=f(\lambda_p;\ K_1)$ по диаграмме	—
5	$\eta_p=f(\lambda_p;\ K_1)$ по диаграмме	—
6	$\eta=\frac{1-t}{1-\psi}\eta_p$	—
7	$N_p=\frac{P_e v}{75\eta}$	л. с.
8	$N_e=\frac{N_p}{\eta_в \eta_r}$	л. с.

Результаты расчетов по таблице представляются в виде графика, на котором в зависимости от числа оборотов наносятся кривые необходимой мощности главной силовой установки судна и соответствующие диаметры винта.

Пользуясь графиком, можно выбрать наиболее подходящий главный двигатель, характеристика которого удовлетворяет условиям задания.

Если точка, соответствующая характеристикам выбранного двигателя, располагается выше кривой необходимой мощности, то двигатель может обеспечить заданную скорость хода судна или заданную тягу буксира.

Из числа различных двигателей удовлетворяющих условиям задания по мощности, а также по эксплуатационно-техническим и экономическим показателям (вес, габариты, расход топлива и т. д.) выбирают наиболее подходящий, что и является целью первой стадии проектировочного расчета гребного винта.

Расчеты гребных винтов в том случае, когда известны элементы силовой установки судна, удобно производить по вспомогательным диаграммам, приведенным на рис. 76 и 77 для винтов без насадок и на рис. 78 и рис. 79 для винтов, работающих в насадках.

Диаграммы дают возможность быстро определить оптимальный диаметр гребного винта, а также выяснить, насколько ухудшаются его характеристики в случае уменьшения диаметра по сравнению с оптимальным.

Пример 2. Расчет гребного винта для заданной силовой установки судна.

Рассмотрим те же данные, что и в примере 1: $L=62{,}0$ *м*; $B=9{,}4$ *м*; $T_к=1{,}90$ *м*; $V=635$ *м*^{3}; $\delta=0{,}573$; $t=2$. Предположим, что на основании результатов расчета (пример 1) для установки на судно выбраны четырехтактные восьмицилиндровые двигатели внутреннего сгорания мощностью $N_e=400$ *л. с.*, при числе оборотов $n_м=500$ *об/мин*. Принимая к. п. д. валопровода $\eta_в=0{,}96$, получим $N_p=\eta_в N_e=384$ *л. с.*

Требуется определить диаметр и шаг гребных винтов, обеспечивающих наибольшую скорость хода судна при полном использовании мощности силовой установки.

Последовательность расчета следующая. Определяем характеристики взаимодействия винта с корпусом судна коэффициент попутного потока и коэффициент засасывания.

Дальнейший расчет производим в табл. 17, по вспомогательной диаграмме рис. 77, используя кривые для винтов с оптимальным диаметром.

Таблица 17

Строка	$N_p=384$ *л. с.*; $n=8{,}33$ *об/сек*; $\psi=0{,}18$; $t=0{,}15$; $z=4$; $A/A_d=0{,}55$			
1	v (задаемся)	*м/сек*	6,0	6,1
2	$v_p=v(1-\psi)$	„	4,92	5,02
3	$K_n''=\dfrac{v_p}{\sqrt{n}}\sqrt[4]{\dfrac{\rho v_p}{N_p}}$	—	1,82	1,87
4	$\lambda_p=f(K_n'')$ по диаграмме	—	0,45	0,46
5	$\eta_p=f(K_n'')$ по диаграмме	—	0,56	0,57
6	$H/D=f(K_n')$ по диаграмме	—	0,72	0,72
7	$D=\dfrac{v_p}{n\lambda_p}$	*м*	1,30	1,31

Строка	N_p=384 *л. с.*; n=8,33 *об/сек*; ψ=0,18; t=0,15; z=4; A/A_d=0,55			
8	$\eta=\frac{1-t}{1-\psi}\eta_p$	—	0,58	0,59
9	$P_e=\frac{75N_p\eta}{v}$	*кг*	2780	2800
10	R/ι (по кривой сопротивления)	»	2650	2800

В 1-й строке таблицы вписываем ожидаемое значение скорости $v = 6{,}0$ *м/сек*. Получаемая (в 9-й строке) тяга винта 2780 *кг* оказывается больше, чем тяга по кривой сопротивления R: ι=2650 (10-я строка). Во второй строке вписываем ожидаемую скорость второго приближения:

$$v' = v\sqrt{\frac{P_e}{R:\iota}} = 6{,}0\sqrt{\frac{2780}{2650}} = 6{,}1 \text{ м/сек};$$

Так как во второй строке цифры 9-й и 10-й строк совпадают, то достижимая скорость судна будет v=6,1 *м/сек*=22 *км/час*.

Пример 3. Ориентировочный расчет гребного винта, работающего в насадке для буксирного судна.

Основные элементы корпуса буксира:
- длина между перпендикулярами . . . $L = 37{,}2$ *м*
- ширина . . . $B = 7{,}40$ *м*
- осадка кормой . . . $T_к = 1{,}80$ *м*
- водоизмещение . . . $V = 320$ *м*^{3}
- число гребных валов . . . $\iota = 2$

Коэффициент полноты водоизмещения . . . $\delta = 0{,}646$

Скорость буксировки $v_к$ = 9 *км/час* . . . $v = 2{,}50$ *м/сек*

Мощность на гребном валу . . . $N_p = 291$ *л. с.*

Число оборотов винта . . . $n = 5$ *об/сек*

Сопротивление корпуса при расчетной скорости . . . $R = 500$ *кг*

Требуется определить оптимальный диаметр, шаг винта, а также полезную тягу комплекса винт — насадка P_n и тягу на гаке Z.

Расчет производим с помощью вспомогательной диаграммы для винта, работающего в насадке (рис. 79), где в зависимости от расчетного коэффициента

$$K_n = \frac{v_e}{\sqrt{n}}\sqrt[4]{\frac{\rho v_e}{N_p}},$$

нанесены кривые расчетной поступи, к. п. д. комплекса и шагового отношения винта:

$$\lambda_e = \frac{v_e}{nD}; \qquad \eta_{1к} = f(K_n) \text{ и } \frac{H}{D} = f(K_n).$$

Величина расчетной скорости комплекса винт — насадка, входящей в выражения K_n и λ_e, определяется по формуле

$$v_e = v(1 - 0{,}6\psi).$$

Следовательно, при расчете винта в насадке учитывается не полный попутный поток, а только часть его, обусловленная трением. Полезная тяга комплекса рассчитывается по формуле

$$P_n = \frac{75 N_p \eta_к}{v_e}.$$

Тяга на гаке

$$Z = \iota P_e - R,$$

где:

R — сопротивление корпуса буксира;

ι — число винтов.

Последовательностью расчета определяем коэффициенты взаимодействия винта с корпусом судна.

Коэффициент попутного потока находим в формуле (77):

$$\psi = 0{,}11 + \frac{0{,}16}{\iota}\delta^2\sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D}} = 0{,}11 + \frac{0{,}16}{2}\cdot 0{,}646^2\sqrt{\frac{\sqrt[3]{320}}{1{,}26}} = 0{,}19$$

(диаметр винта ориентировочно принимаем $D = 1{,}26$ *м*).

Коэффициент засасывания по формуле (81):

$$t = 0{,}8\psi(1 + 0{,}25) = 0{,}8\cdot 0{,}19(1 + 0{,}25\cdot 0{,}19) = 0{,}16.$$

Дальнейший расчет производим в табл. 18 по вспомогательной диаграмме (см. рис. 79), используя кривые для винтов с оптимальным диаметром.

Таблица 18

Строка	$N_p = 291$ *л. с.*; $n = 5$ *об/сек*; $\psi = 0{,}18$; $t = 0{,}15$; $v_б = 2{,}5$ *м/сек*; $R = 500$ *кг*; $z = 4$; $A/A_d = 0{,}55$		
1	v (задаемся)	*м/сек*	2,50
2	$v_e v(1 - 0{,}6\psi)$	»	2,21
3	$K_n = \frac{v_e}{\sqrt{n}}\sqrt[4]{\frac{\rho v_e}{N_p}}$	—	0,93
4	$\lambda = f(K_n)$ по диаграмме	—	0,29
5	$\eta_к = f(K_n)$ по диаграмме	—	0,42
6	$\frac{H}{D} = f(K_n)$ по диаграмме	—	0,83
7	$D_{opt} = \frac{v_e}{n\lambda_p}$	*м*	1,53
8	$P_n = \frac{75 N_p \eta_к}{v_e}$	*кг*	4150
9	$Z = \iota P_e - R$	»	7800

§ 48. МЕТОДЫ ПРИБЛИЖЕННЫХ РАСЧЕТОВ ХОДКОСТИ СУДНА

Точные расчеты ходкости судна, связанные с необходимостью вычисления величины сопротивления воды движению судна, определением характеристик движителя и его взаимодействия с корпусом, отличаются значительной сложностью и могут выполняться лишь в условиях проектного или конструкторского бюро.

Для быстрого приближенного решения практических задач по ходкости судна можно пользоваться упрощенными расчетами, в основе которых лежит формула адмиралтейских коэффициентов. Эта формула имеет следующий вид

$$N_p = \frac{Д_1^{2/3} v^3}{C},$$

где:

N_p — суммарная мощность главных двигателей судна на валу, *л. с.*;

$Д$ — водоизмещение судна, *т*;

v — скорость хода в узлах (1 узел = 1,83 *км/час*);

C — адмиралтейский коэффициент по суммарной мощности на валах двигателей.

Следует иметь в виду, что адмиралтейские коэффициенты для различных судов не одинаковы и они изменяются в зависимости от скорости хода. Однако для данного судна или для близких по типу и размерам различных судов адмиралтейские коэффициенты можно считать одинаковыми. Это позволяет применять формулу адмиралтейских коэффициентов следующим образом.

1. Мощность главных механизмов судна при неизменной скорости пропорциональна водоизмещению в степени $^2/_3$. Это положение практически оправдывается при изменениях осадки не свыше чем на 10—20% исходной.

2. Мощность главных механизмов при неизменном водоизмещении пропорциональна кубу скорости судна. Это положение с известным приближением может быть использовано только при небольших изменениях скорости.

3. Скорость судна при неизменной мощности механизмов обратно пропорциональна водоизмещению в степени $^2/_9$.

Пример 1. Мелкосидящий танкер смешанного плавания типа «Олег Кошевой» рассчитан на два режима нагрузки. В морских условиях он имеет водоизмещение 5960 *т* и развивает скорость 9,7 узла при мощности механизмов 1520 *л. с.* Какова будет скорость хода танкера при нагрузке, соответствующей речным условиям, если водоизмещение 4670 *т* и мощность механизмов 1600 *л. с.* (влияние мелководья в расчете не учитывается)?

Вычисляем адмиралтейский коэффициент для первого режима движения:

$$C = \frac{Д_1^{2/3} v^3}{N_p} = \frac{5960^{2/3} \cdot 9{,}7}{1520} = \frac{330 \cdot 910}{1520} = 198.$$

Для второго режима будем иметь

$$v^3_2 = \frac{C N_{p_2}}{Д_2^{2/3}} = \frac{198 \cdot 1600}{(4670)^{2/3}} = \frac{198 \cdot 1600}{276} = 115$$

$$v_2 = 10{,}5 \text{ узла.}$$

Пример 2. Какая потребовалась бы мощность главных механизмов, чтобы танкер смешанного плавания (как в примере 1) развивал скорость 15 узлов?

Используя значение адмиралтейского коэффициента, найденного в примере 1, получим

$$N_p = \frac{Д_1^{2/3} v^3}{C} = \frac{5960^{2/3} \cdot 15^3}{198} = \frac{330 \cdot 3400}{198} = 5650 \text{ л. с.}$$

ГЛАВА IX

ИСПЫТАНИЯ ДВИЖИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ СУДНА

§ 49. НАЗНАЧЕНИЕ ПРОПУЛЬСИВНЫХ ИСПЫТАНИЙ СУДОВ

Ходовые и буксировочные испытания служат для контроля расчетов ходкости, проведение их необходимо при сдаче нового или капитально отремонтированного судна. Целью этих испытаний является: для пассажирских и грузовых судов — определение максимально достижимой скорости хода, а для буксиров — максимально достижимой силы тяги на гаке. Во всех случаях производится измерение мощности и числа оборотов главных механизмов на полном и экономичном ходу, а также проверка качества монтажа главных и вспомогательных механизмов.

Подчеркивая важность проведения ходовых испытаний, академик А. Н. Крылов говорил, что точное изучение судов, уже построенных, дает надежный материал не только для объективной оценки их качеств, но и для проектирования новых судов.

Ходовые испытания судов должны проводиться не только с тем, чтобы выявить ходовые и буксировочные качества судна, но и с тем, чтобы их повысить, как у построенных судов, так и у вновь проектируемых. Достоверность предварительных расчетов о ходкости судна зависит от правильности выбора следующих данных: буксировочной мощности, величин коэффициента попутного потока, коэффициента засасывания. Поэтому в задачу ходовых испытаний входит определение вышеперечисленных величин. Обычно в программу ходовых испытаний включают: испытания на швартовах; буксировочные испытания и ходовые испытания.

Швартовные испытания судов. При швартовных испытаниях производится опробование главных и вспомогательных механизмов судна у стенки завода, т. е. на месте. Недостаток швартовных испытаний судна заключается в том, что главные механизмы, если они работают на гребные винты, могут развивать только 60—80% своей мощности. Это происходит потому, что при работе на месте происходит значительное увеличение упора и вращающего момента винта и винт становится «тяжелым», а главный двигатель при этом не может развивать полную мощность и полные обороты.

Кроме того, гребной винт, работая на швартовах, вызывает сильное течение, размывает дно бассейна и стенки набережной. Загрязненная вода засоряет конденсаторы, их трубопроводы и из-за этого приходится прекращать испытания.

Для устранения этих недостатков в последние годы, при проведении швартовных испытаний, на гребном валу устанавливают вместо гребного винта гидротормоз. В объем швартовных испытаний входит также измерение мощности (или крутящего момента) и числа оборотов главных двигателей, измерение тяги и упора гребных винтов в диапазоне, допускаемом условиями испытания.

Эти измерения служат для проверки в натурных условиях полученных расчетом тяги, упора и момента гребного винта и характеристики засасывания «на месте» t_0.

Буксировочные испытания. Целью пропульсивных буксировочных испытаний является выявить работоспособность буксира, для чего в процессе испытаний измеряются следующие величины: силу тяги на буксирном гаке Z *кГ*; мощность главных двигателей N_e; скорость буксировки относительно спокойной воды v_m; число оборотов гребных винтов; силу сопротивления воды движению самого буксира $R_б$.

По данным пропульсивных буксировочных испытаний определяют буксировочный коэффициент полезного действия по формуле

$$\eta_Z = \frac{Zv}{75N_e},$$

где:

Z — сила тяги на буксирном гаке, *кГ*;

v — скорость буксировки, *м/сек*;

N_e — мощность главных двигателей, *л. с.*

Вместо буксировочного коэффициента полезного действия иногда определяют удельную силу тяги на гаке, представляющую отношение тягового усилия на буксирном гаке, к эффективной мощности машины, т. е.

$$P = \frac{Z}{N_e} \ кГ/л.\ с.$$

Буксировочный коэффициент и удельная сила тяги на гаке являются наиболее удачными характеристиками работоспособности буксира.

Ходовые испытания. Самоходными испытаниями судна определяют наибольшую скорость судна или зависимость скорости его от мощности и числа оборотов главных двигателей. Мощность двигателей иногда оценивается по расходу топлива, сопоставленному с данными стендовых испытаний. Данные о мощности главных двигателей необходимы для проверки расчетов ходкости и для определения коэффициента попутного потока.

Величины упора необходимы для сопоставления их с расчетными данными, а также для сравнения натурных и модельных величин остаточного сопротивления (через величину упора, исправленную на коэффициент засасывания) либо для сравнения натурного и модельного коэффициента засасывания или оценки величины надбавки на шероховатость.

Скорость, основной параметр ходкости, всегда определяется в процессе натурных испытаний. Знание ее необходимо для проверки расчетных данных, полученных в процессе натурных испытаний судна.

Число оборотов служит критерием для оценки соответствия гребного винта его механической установке. Если число оборотов мало, а мощность использована полностью, это означает, что винт тяжел и, наоборот, если при полной мощности число оборотов велико, винт легок. Кроме того, числом оборотов и скоростью определяется относительная поступь гребного винта, величину которой необходимо знать при анализе натурных испытаний.

У быстроходных судов на испытаниях определяется дифферент на ходу.

§ 50. УСЛОВИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЯ

При проведении натурных испытаний судов необходимо выполнять следующие требования.

Перед началом каждого испытания и по окончании его должны быть измерены осадка носом, кормой и посередине судна, по которым определяется среднее водоизмещение на испытаниях. Во время испытания судна крен недопустим. Статический дифферент судна должен быть минимальным и не превышать 0,2—0,5°.

Подводная поверхность судна должна быть совершенно чистой.

Волнение при испытаниях не должно превосходить 2 баллов, а сила ветра 2—3 баллов.

Минимальная глубина на мерной линии должна быть такой, чтобы исключалось влияние мелководья на скорость судна. Испытания рекомендуется проводить при нормальном водоизмещении.

Диапазон скоростей на натурных испытаниях определяется возможностями главных двигателей и обычно находится в пределах от 80% скорости экономического хода до максимальной. Желательно, чтобы испытания проводились непрерывно. Если произойдет перерыв испытания более чем на 24 *час,* то продолжать испытания следует, начиная со скорости последнего пробега предыдущих испытаний.

Число скоростных режимов составляет обычно 5—7, причем из испытаний необходимо исключить диапазоны чисел оборотов, вызывающих вибрацию корпуса судна.

Для получения точных результатов необходимо, чтобы числа оборотов каждого вала не изменялись более чем на $\pm 0{,}5\%$ на средних и максимальных скоростях и на $\pm 1{,}5\%$ — на малых. Течение в районе мерной линии должно быть незначительным и постоянным.

§ 51. СПОСОБЫ ИЗМЕРЕНИЯ СКОРОСТИ СУДНА

Наиболее распространенным является способ определения скорости судна на мерной линии по времени пробега мерного участка. Мерная линия для тихоходных судов должна иметь длину около одной морской мили. Для скоростных судов длина мерной линии должна быть больше — две или три морские мили. Для подхода судна на мерную линию должны быть обеспечены участки длиной около двух-трех миль с каждого конца линии. Вдоль мерной линии на берегу устанавливают створы, состоящие из двух щитов, фиксирующих строго перпендикулярное направление к мерной линии.

Длительность пробегов судна между створами определяется при помощи секундомеров. Чтобы исключить влияние течения и ветра на скорость судна, на каждом режиме проводят три пробега — два в одном направлении и один в обратном, сохраняя постоянным число оборотов винтов испытуемого судна.

Если расхождения в значениях скорости на первом и третьем пробеге составляет более 5%, испытания продолжают и делают на том же режиме один или два дополнительных пробега. Режимы, вызывающие сомнения, следует исключать. Измерения скорости на тихоходных судах должны производить два человека, а на быстроходных — три-четыре человека, находящиеся в двух постах наблюдения.

Недостатками способа измерения скорости судна на мерной линии являются: длительность испытания, исключающая возможность определения мгновенного значения скорости, и допущение о постоянстве скорости течения на протяжении каждых трех пробегов. Кроме указанного, существуют и другие способы измерения скорости судна, основанные на применении гидрометрических вертушек, лагов, скоростных трубок и динамометрических лагов. Все эти приборы обладают рядом недостатков. Наи-

более существенным из них являются инерционность, не дающая возможности измерить величины мгновенных скоростей. Показания приборов часто зависят от их положения относительно поверхности корабля.

В последнее время применяется способ измерения скорости судна, лишенный перечисленных недостатков. Он основан на использовании радиобуев, отражающих сигналы судовой радиостанции. Для измерения скорости судна могут быть использованы судовые или береговые радарные установки, дающие возможность весьма точного измерения как средних, так и мгновенных значений скорости судна.

§ 52. СПОСОБЫ ИЗМЕРЕНИЯ УПОРА, МОМЕНТА, ЧИСЛА ОБОРОТОВ И ТЯГИ НА ГАКЕ

Измерение упора гребного винта издавна привлекало внимание исследователей, проектировщиков и конструкторов, поскольку упор винта является одной из основных величин в расчетах ходкости судна. Довольно большое применение на судах речного флота получили упорные подшипники с мембранными измерителями упора. В последнее время получили распространение упоромеры с индукционным и емкостным измерением сил.

Для измерения момента, развиваемого гребным винтом или двигателем, работающим на гребной винт, применяются моментомеры, или, как их еще называют, торсиометры.

Эти приборы построены по одному принципу. В них визуально отсчитываются, а во многих системах и записываются на ленту в виде осциллограмм углы закручивания гребного или промежуточного вала. После того, как отсчитан или записан угол закручивания, крутящий момент может быть вычислен по формулам, известным из курса сопротивления материалов. Моментомеры бывают механические, оптические, электрические (индукционные и емкостные), струнные и др. Несмотря на простоту принципа измерения момента, конструкции современных торсиометров достаточно сложны, и поэтому для их использования необходимо иметь опыт в обращении с приборами этого типа. Число оборотов гребных винтов надо измерять с большой тщательностью.

Для измерения числа оборотов применяют тахометры, тахоскопы, суммирующие счетчики, частотомеры и др. Большинство этих приборов визуального типа, но многие имеют и регистрирующие устройства. Это позволяет вести запись числа оборотов на ленту, где одновременно может быть записан упор и момент гребного винта. При анализе данных испытаний одновременная запись играет важную роль, так как она позволяет критически подойти к каждой экспериментальной точке и оценить ее достоверность.

Наиболее точно число оборотов можно измерить при помощи контактных колец, установленных на каждом гребном валу. Разрыв тока в цепи за каждый оборот гребного вала регистрируется на общей ленте вместе с отметками времени.

Этот способ дает большую точность измерения, но неудобен тем, что не дает возможности определить обороты в процессе испытания, поскольку число оборотов может быть получено только после обработки записи.

Для определения воздушного сопротивления надводной части судна необходимо знать скорость и направление ветра. Скорость ветра определяется ветромером или анемометром.

Тяга на гаке определяется при помощи специальных динамометров.

ГЛАВА X

АНАЛИЗ РАБОТЫ ДВИЖИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ СУДНА

§ 53. ЗАДАЧИ АНАЛИЗА. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Материалы пропульсивных испытаний судов позволяют установить согласованность движительной установки с главной машиной и корпусом судна, проверить сходимость запроектированных и действительно достигнутых тяговых и пропульсивных показателей судна, оценить эффективность работы движительной установки и наметить пути повышения тяговых и пропульсивных показателей судна.

Установление всех этих данных называют анализом работы движительных установок судна.

Для анализа результатов экспериментальных исследований должны быть известны следующие исходные данные.

По корпусу судна. Главные элементы: L — длина по ГВЛ, *м*; B — ширина по ГВЛ, *м*; T — осадка средняя, *м*; β — коэффициент полноты миделя; δ — коэффициент полноты водоизмещения; теоретический чертеж судна; чертежи подводных выступающих частей; чертеж расположения гребных винтов относительно корпуса и выступающих частей.

По гребному винту. Кривые действия гребного винта; чертежи гребного винта; таблица элементов гребного винта: D — диаметр винта, *м*; H/D — шаговое отношение; z — число лопастей; A/A_d — дисковое отношение; δ — относительная толщина лопасти; $\frac{d}{D}$ — относительный диаметр ступицы.

По условиям испытания. Район или наименование мерной линии и ее длина; глубина фарватера на мерной линии; сила и направление ветра; сила и направление волнения; сила и направление течения в районе мерной линии; водоизмещение на

испытании, измеренное по маркам углубления; дифферент и крен судна.

По испытаниям. Зависимость скорости хода от мощности и режима работы силовой установки для направления пробега вверх или вниз приведена в табл. 19.

Таблица 19

Скорость, *м/сек*	Число оборотов, *мин*	Мощность, *л. с.*
v_1	n_1	N_1
v_2	n_2	N_2
v_3	n_3	N_3

Средняя скорость на заданном режиме в *м/сек*

$$v = \frac{v_1+2v_2+v_3}{4}.$$

Средние обороты в минуту на заданном режиме

$$n = \frac{n_1+2n_2+n_3}{4}.$$

Средняя мощность на заданном режиме

$$N = \frac{N_1+2N_2+N_3}{4}.$$

Величины n и N определяются для каждого гребного вала в отдельности.

§ 54. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДВИЖИТЕЛЯ С КОРПУСОМ

Величины коэффициентов взаимодействия винта с корпусом, установленные по результатам самоходных испытаний модели судна и использованные в расчетах ходкости, могут быть проверены анализом натурных испытаний судна.

Сопротивление судна определяется натурными буксировочными испытаниями. Если проведение этих испытаний не представляется возможным, сопротивление судна определяется пересчетом результатов модельных буксировочных испытаний на глубокой воде «на натуру». Зная глубину фарватера на мерной линии, определяют влияние мелководья и, учтя поправку на волнение моря, получают фактическую кривую сопротивления судна от его скорости хода.

Коэффициент тяги определится по формуле

$$K_e = \frac{R \cdot 3600}{\rho n_m^2 D^4}.$$

Кажущаяся относительная поступь подсчитывается по выражению

$$\lambda = \frac{v \cdot 60}{n_m D},$$

причем n_m и λ подсчитывают отдельно для каждого винта.

Коэффициент момента для натуры определяется формулой

$$K_2 = \frac{\eta_в \cdot 716{,}2 N_e \cdot 3600}{\rho n_m^2 D^5} = \frac{25300 N_p}{n_m^3 D^5},$$

где:

$\eta_в$ — к. п. д. валопровода;

N_e — мощность на валу двигателя, *л. с.*;

N_p — мощность, подводимая к винту, *л. с.*

Для двухвальной установки K_2 определяется раздельно (т. е. для каждого вала); значение его принимается среднее.

Для определения коэффициента попутного потока по экспериментальным или, в случае их отсутствия, расчетным кривым действия винта устанавливается величина λ_p действительной относительной поступи для подсчитанных выше значений.

После этого попутный поток определится по формуле

$$\psi = 1 - \frac{\lambda_p}{\lambda}.$$

Коэффициент упора винта в свободной воде

$$K_1 = f(\lambda_p)$$

должен быть взят с кривых действия гребного винта в свободной воде.

Коэффициент засасывания определяется по следующей зависимости

$$t = 1 - \frac{K_e}{K_1}.$$

Коэффициент полезного действия винта

$$\eta_p = f(\lambda_p)$$

принимается по кривым действия винта в свободной воде.

Общий пропульсивный коэффициент определяется по данным натурных испытаний зависимостью

$$\eta = \frac{Rv}{75 \eta_в \Sigma N_e}.$$

Следовательно, анализом пропульсивных испытаний судна можно определить коэффициенты взаимодействия движителя с корпусом судна и пропульсивный коэффициент полезного действия.

§ 55. СООТВЕТСТВИЕ ДВИЖИТЕЛЯ МАШИННОЙ УСТАНОВКЕ И КОРПУСУ СУДНА

Движительная установка на судне должна полностью соответствовать корпусу и машинной установке. Это значит, что проектная скорость судна (или тяга на гаке для буксиров) дол-

жна достигаться при полном использовании мощности машинной установки и нормальном (проектном) числе оборотов. В этом случае пропульсивный комплекс судна будет эксплуатироваться с наибольшим коэффициентом полезного действия. Несоответствие движителя машинной установке ведет к перегрузке и быстрому износу машин, перерасходу топлива и т. д.

Гребной винт может оказаться «тяжелым» или «легким». Для того чтобы ответить на этот вопрос, необходимо установить, с каким числом оборотов винт будет работать при предельном вращающем моменте двигателя M_m, соответствующем заданному значению нормальной марочной мощности двигателем N_{e_0} и нормальному числу оборотов вала n_0.

Марочная мощность, подведенная к винту, будет

$$N_{p_0} = \eta_{м_0}\eta_{в_0}\eta_{г_0}N_{e_0}, \qquad (86)$$

где:

$\eta_{м_0}$ — механический коэффициент полезного действия;

$\eta_{в_0}$ — коэффициент полезного действия валопровода;

$\eta_{г_0}$ — коэффициент полезного действия редуктора, соответствующий нормальному режиму работы главной силовой установки.

Предельный вращающий момент двигателя

$$M_m = \frac{75N_{p_0}}{2\pi n_0}. \qquad (87)$$

Если число оборотов винта при предельном вращающем моменте будет меньше, чем n_0, то винт, тяжел, если же больше n_0, то винт легок.

Расчет удобно производить по схеме, представленной в табл. 20, где приводится согласованность движительной установки с главным двигателем.

Таблица 20

Строка	N_{p_0}=...*л.с.*; $\eta_{м_0}$=...; $\eta_{в_0}$=...; n...=....*об/сек*; M_m=...*кгм*		
1	Скорость судна (по испытаниям)	*м/сек*	
2	N_p (по испытанию)	*л. с.*	
3	n (по испытанию)	*об/сек*	
4	$M = \frac{75N_p}{2\pi n} = 11{,}93\frac{N_p}{n}$	*кгм*	
5	$n_m = n\sqrt{\frac{M_m}{M}}$	*об/сек*	

При $n_m > n_0$ винт «легок»; при $n_m < n_0$ винт «тяжел». В каждом отдельном случае вопрос о способе устранения несоответствия винта машинной установке должен решаться на основании спе-

циальных расчетов и анализа испытаний движительной установки судна.

Согласование винта с двигателем осуществляется чаще всего путем изменения диаметра и, если это возможно, шага винта (для винтов со съемными лопастями). Если винт «легкий», то необходимо увеличить шаг или диаметр винта. При «тяжелом» винте соответствие будет достигнуто при уменьшении шага или диаметра винта.

Диаметр винта можно изменить обрезкой (если винт «тяжелый») или наплавкой (если винт «легкий») концов лопастей. Шаг винтов со съемными лопастями может быть изменен соответствующей установкой лопастей. При этом величина изменения шага ограничена наибольшим размером эллиптических отверстий во фланцах съемных лопастей. Установку съемных лопастей на новый шаг производят исходя из того, что изменение шага примерно пропорционально отношению полученного и нормального чисел оборотов, при условии, если изменение чисел оборотов в небольших пределах от нормального. Например, если нормальное число оборотов $n_{норм} = 120$ *об/мин*, а достигнуто число оборотов $n_1 = 100$ *об/мин* при шаге винта $H = 4{,}0$ *м* (винт «тяжелый»), то съемные лопасти следует установить на шаг H_2, равный

$$H_2 = H_1 \frac{n_1}{n_{норм}} = 4{,}0 \cdot \frac{110}{120} = 3{,}68 \text{ м}.$$

Если винт «тяжелый», с цельными лопастями, то обрезку диаметра гребного винта следует произвести на основе следующего равенства:

$$n_1^2 D_1^2 H_1^3 = n_2^2 D_2^2 H_2^3 = \text{const}.$$

Отсюда необходимый диаметр винта будет

$$D_2 = \sqrt{\frac{n_1}{n_2} D_1}.$$

Величина, на которую следует обрезать гребной винт, будет

$$\Delta D = D_1 - D_2.$$

Для небуксирных судов и при скорости порожнего хода буксирного судна, принимая квадратичный закон изменения сопротивления со скоростью, мы получим попутно максимально достижимую скорость и мощность N_p при установке винта, согласованного с двигателем, по формулам:

$$v_m = v \frac{n_m}{n};$$

$$N_{p_m} = N_p \left(\frac{n_m}{n} \right)^3.$$

Необходимо отметить, что судить о соответствии винта машинной установке и корпусу следует только при таких условиях плавания, которые встречаются при эксплуатации наиболее часто и соответствует назначениям судна. Действительно, гребные винты, за исключением винтов регулируемого шага, проектируют таким образом, чтобы обеспечить наибольшие величины коэффициентов полезного действия при каком-либо одном режиме работы, являющемся основным. Для грузовых судов таким режимом является плавание при полной нагрузке, для буксиров—буксировка состава и т. д.

Всякое отступление от основного режима неизбежно приводит к несоответствию винта машинной установке. Так, например, если буксир работает без состава, то его винт, предназначенный для буксировки (тяговый винт), окажется легким, винт транспортного судна, рассчитанный на режим свободного хода, при буксировке становится тяжелым, а в случае уменьшения осадки, например при балластных пробегах, — легким. Наиболее полный анализ работы движителя может быть произведен с помощью ходовых характеристик судна.

§ 56. ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА РАЗЛИЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ПОНЯТИЕ О ВНЕШНЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ ДВИГАТЕЛЯ

В период эксплуатации движитель работает при различных режимах, обусловленных условиями плавания (разгон судна, изменение скорости, маневрирование, реверсы, движение на мелководье и др.). Изменение режима работы движителя вызывает изменение режима работы главного двигателя. При этом маневренные и ходовые качества судна в значительной степени зависят от того, насколько главный двигатель приспособлен к изменениям нагрузки, или, как говорят, от тяговых свойств двигателя. Необходимо сопоставить характеристики двигателя и связанного с ним движителя.

Работа двигателя определяется его внешней характеристикой. *Внешней характеристикой главного двигателя называется зависимость между развиваемой им мощностью и числом оборотов.* Для паровых машин внешняя характеристика связывает индикаторную мощность с числом оборотов при постоянном наполнении цилиндров (или постоянной отсечке пара) и при постоянном давлении пара в котле и вакууме в конденсаторе. Для двигателей внутреннего сгорания внешняя характеристика связывает эффективную мощность с числом оборотов при наивыгоднейшей установке топливного насоса, обеспечивающей полное сгорание топлива. Для дизель-электрических установок внешнюю характеристику обычно относят к постоянной мощности гребного электромотора.

При расчете ходовых характеристик судна рекомендуется ис-

пользовать реальные внешние характеристики главных двигателей, полученные в результате их стендовых испытаний.

Для примера на рис. 93 приведена внешняя характеристика шестицилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания при наивыгоднейшей установке топливного насоса. Если такие данные отсутствуют, можно воспользоваться приближенным способом расчета внешней характеристики главного двигателя.

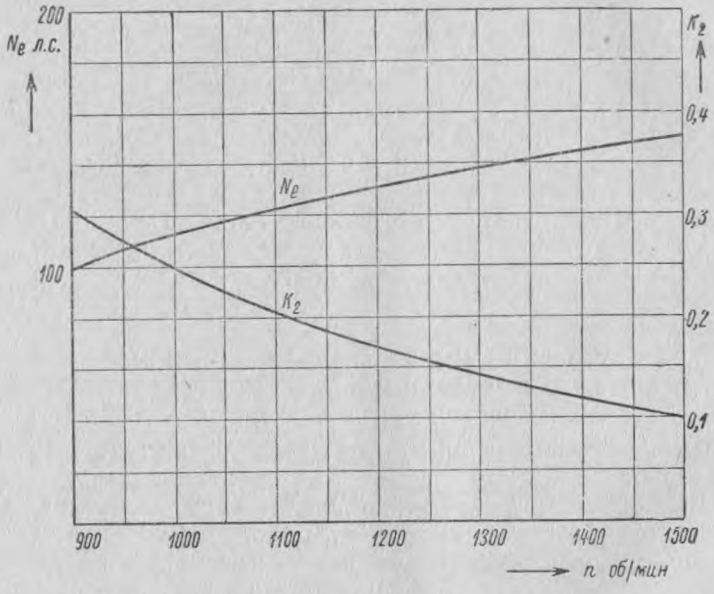


Рис. 93. Внешняя характеристика шестицилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания

Для двигателей внутреннего сгорания в диапазоне изменения чисел оборотов, имеющих место при нормальных условиях эксплуатации судна, можно пользоваться следующей формулой для определения эффективной мощности N_e:

$$N_e = C_p m P_e n_m, \tag{88}$$

где:

n_m — число оборотов коленчатого вала, *мин*;

P_e — среднее эффективное давление, *кГ/см²*;

m — число тактов;

C_p — постоянная двигателя, зависящая от его типа и размеров.

Постоянная C_p может быть определена из формулы (88), если известна мощность двигателя N_e при каких-либо значениях P_e и n_m (например, при нормальном режиме работы).

Внешнюю характеристику главной силовой установки целесообразно связать с моментом или мощностью, подведенными к гребному винту, и представить в форме зависимости коэффициента момента

$$K_2 = \frac{M}{\rho n^3 D^5} = \frac{11{,}93 N_p}{\rho n^3 D^5}. \qquad (89)$$

Расчет ведется от числа оборотов гребного вала n_m при указанных выше постоянных механико-теплотехнических параметрах двигателя (см. рис. 93). Безразмерная форма характеристики $K_2 = f(n_m)$ наиболее удобна при расчете ходовых характеристик судна.

Эксплуатация двигателя при мощностях, превышающих мощности, определяемые внешней характеристикой $N_e = f(n_m)$, в практике не допускается, так как дальнейшее увеличение числа оборотов сопровождается понижением мощности двигателя и возрастанием динамической нагрузки на подвижные детали.

Работа движителя на различных режимах характеризуется кривыми действия гребного винта (рис. 94), представляющими собой зависимости безразмерных (коэффициентов упора K_1 момента K_2) и коэффициента полезного действия η_p от относительной поступи λ_p. Для выяснения тяговых свойств двигателя до-

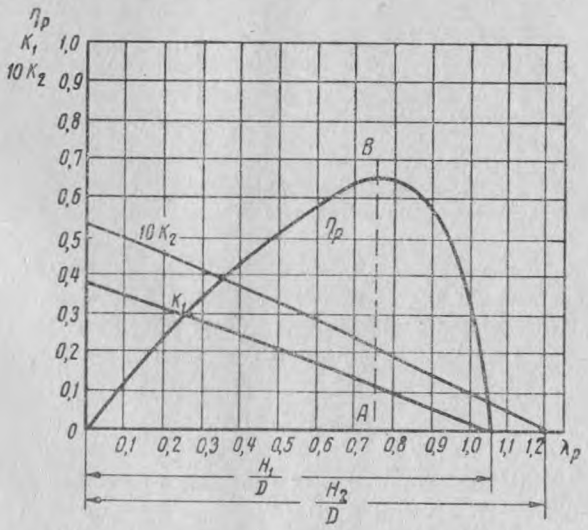


Рис. 94. Кривые действия гребного винта

статочно воспользоваться одной из этих зависимостей—момента K_2. Допустим, что кривые действия винта относятся к конкретному винту диаметром D=5,25 *м*, работающему на ходовом режиме при λ_p=0,75 с числом оборотов n=2 *об/сек* (120 *об/мин*).

Для сопоставления характеристик двигателя и винта их нужно построить в одних и тех же координатах.

Поэтому кривую коэффициента момента K_2 (см. рис. 94) перестроим в график зависимости вращающего момента винта M от числа оборотов винта n при различных значениях поступи λ_p (рис. 95).

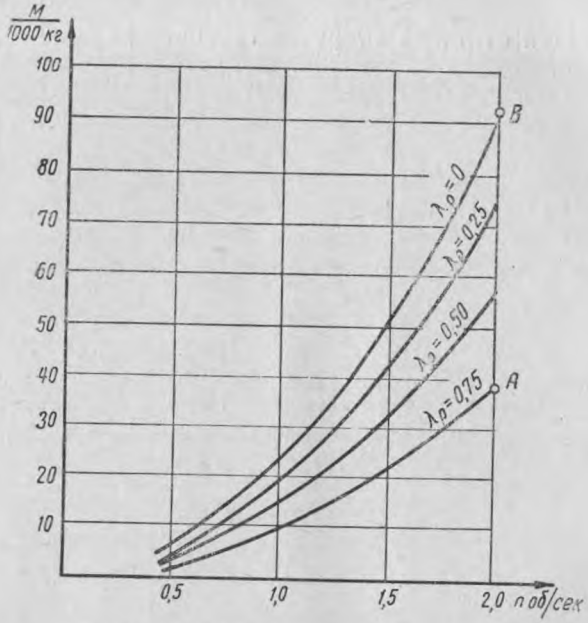


Рис. 95. Характеристика винта

Для этого при каждом значении поступи (λ_p =0,75; 0,5; 0,25) снимают с кривой K_2 (см. рис. 94) величины коэффициента K_2 и, задаваясь различными величинами чисел оборотов n=0,2 *об/сек*, вычисляют для каждого λ_p значения момента винта M по формуле

$$M = K_2 \rho n^2 D^5. \qquad (90)$$

Из формулы (90) видно, что при каждом значении поступи λ_p кривая зависимости момента M от числа оборотов n представляет собой параболу второй степени. Кривые рис. 95 определяют величину вращающего момента, которую должен обеспечить двигатель при различных режимах работы винта. Например, ходовому режиму λ_p =0,75, n=2 *об/сек* соответствует M=39 000 *кгм* (точка A); при режиме на швартовах (λ_p =0) и при том же числе оборотов n=2 *об/сек* для вращения винта требуется максимальный момент M_{max} =92 000 *кгм* (точка B). Нетрудно под-

считать по формуле, что при ходовом режиме (λ_p =0,75, n= =2 *об/сек*) винт потребляет мощность

$$N_p = \frac{Mn_m}{716{,}2} = \frac{3900 \cdot 120}{716{,}2} = 6500 \text{ л. с.}$$

Разные типы двигателей обладают различными тяговыми свойствами. Рассмотрим последовательно работу паровой машины, паровой турбины, двигателя внутреннего сгорания, приводящих в движение один и тот же винт, характеристика которого приведена выше (см. рис. 94). При этом будем считать, что двигатели всех типов при ходовом режиме (λ_p =0,75) развивают мощность $N_p = 6500$ *л. с.* и число оборотов $n = 2$ *об/сек.*

На рис. 96 в одних и тех же координатах вычерчены характеристики гребного винта паровой машины (для $\lambda_p = 0{,}75$ и λ_p=0 промежуточные кривые не приведены) и внешняя характеристика машины — зависимость момента машины от числа оборотов при разных отсечках (E=0,3; 0,4; 0,5). Из этого ри-

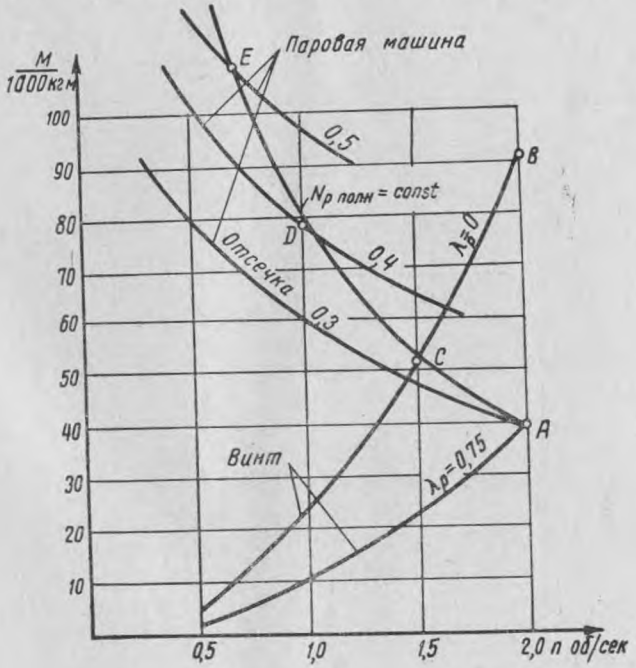


Рис. 96. Тяговая характеристика паровой машины

сунка видно, что при n=2 *об/сек* кривые λ_p =0,75 и характеристика машины при отсечке 0,3 пересекаются (точка A); это значит, что машина развивает на винте вращающий момент M= =39 000 *кгм* (N_p=6500 *л. с.*), обеспечивая судну достижение полной скорости (ходовой режим). Для выявления тяговых

свойств двигателя необходимо установить, в какой степени используется полная мощность двигателя при различных режимах работы винта. Для этого на рис. 95 построена кривая зависимости вращающего момента от числа оборотов при полной мощности (кривая N_p=const). Ординаты этой кривой легко вычислить по формуле

$$M = 716{,}2\frac{N_{p\,полн}}{n_m}.$$

Из рис. 96 видно, что паровая машина при изменении отсечки пара дает возможность на всех режимах работы винта (λ_p = =0,75—0) использовать полностью ее мощность. Действительно, при режиме на швартовах (λ_p =0) для работы винта при полном использовании мощности необходимо подвести момент, величина которого определяется точкой пересечения (точка C) кривых $N_{p\,полн}$=const и λ_p=0. Этот момент примерно в 1,25 раза превышает момент винта при ходовом режиме (точка A). В то же время видно, что постоянная полная мощность может поддерживаться паровой машиной в пределах 3,0—3,5-кратного повышения момента (точки D и E) по сравнению с ходовым режимом.

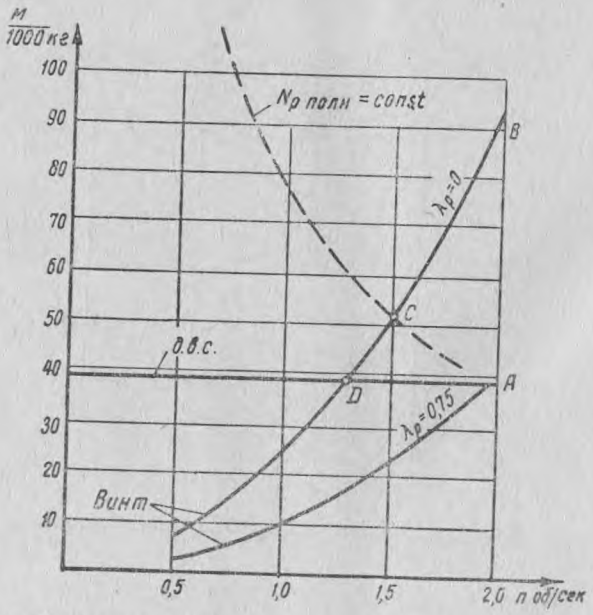


Рис. 97. Тяговая характеристика двигателя внутреннего сгорания

Двигатель внутреннего сгорания работает с характеристикой, соответствующей приблизительно постоянному значению вращающего момента (рис. 97). Такая характеристика, называемая

заградительной, диктуется условиями безопасной работы двигателя и обеспечивается ограничением подачи топлива в цилиндр двигателя.

Тяговые свойства двигателя внутреннего сгорания хуже, чем у паровой машины, турбины и электродвигателя. Величина момента при режиме на швартовах (точка *D*) составляет всего около 70% вращающего момента паровой машины (точка *C*), так как падение мощности при увеличении нагрузки происходит более интенсивно.

Наилучшими тяговыми свойствами обладает паровая машина, которая обеспечивает при полном использовании мощности наибольшие тяговые усилия. Разгон судна с места, реверс, освобождение винта от заклинивания и другие режимы, требующие повышенных значений момента на винте, выполняются успешнее всего с помощью паровой машины.

Тяговые свойства двигателей внутреннего сгорания (и паровых турбин) можно улучшить, приблизив их к тяговым свойствам паровых машин, установкой гидромуфты или гидравлической турбопередачи.

§ 57. ХОДОВЫЕ И ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВ (ПАСПОРТНЫЕ ДИАГРАММЫ) И ИХ ПРАКТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ

Ходовые или тяговые характеристики судна представляются в виде графиков, с помощью которых можно определить скорость судна (а для буксиров — также и тягу на гаке), мощность и число оборотов главных двигателей в зависимости от условий эксплуатации судна и режима работы его силовой установки. Ходовые характеристики судна (иногда их называют паспортными диаграммами) должны быть составлены проектными организациями для каждого судна и служат для решения ряда практических задач.

Изменение условий эксплуатации судна проявляется в изменении кривой сопротивления корпуса (в зависимости от осадки судна, состояния погоды, глубины фарватера и т. п.). Изменение режима работы главной силовой установки характеризуется изменением ее механико-теплотехнических параметров (давление пара, степень наполнения цилиндров, подача топлива). Ходовые характеристики позволяют согласовать работу двигателя, движителя и корпуса и дают возможность решить практические задачи, возникающие при эксплуатации судна.

С помощью ходовых характеристик можно оценить тяговые свойства буксира или толкача, определить потребную мощность и эффективность комплекса винт—насадка при любом режиме работы буксира-толкача.

В условиях эксплуатации судна или во время ремонта техническое состояние отдельных звеньев пропульсивного комплек-

са может изменяться. Это, естественно, отразится на работе всего пропульсивного комплекса в целом и приведет к несоответствию между винтом, машиной и корпусом.

С помощью ходовых характеристик можно установить степень этого несоответствия и указать, что особенно важно, его причину. Для этой цели необходимо произвести испытания, во время которых измеряют мощность машины и числа оборотов при различных осадках и скоростях движения судна.

Указанные выше измерения при разных скоростях судна можно производить с помощью имеющихся на судне средств: индикаторов, лага, счетчика оборотов. Желательно проделать при данной осадке и разных скоростях возможно большее число измерений. По результатам испытаний строится кривая зависимости скорости от мощности судна. Если кривая, полученная экспериментально, совпадает с кривой потребной мощности, относящейся к той же осадке, и наибольшая скорость, мощность и число оборотов соответствуют их значениям по ходовым характеристикам, то это значит, что техническое состояние пропульсивного комплекса соответствует нормальным условиям, принятым при составлении характеристик.

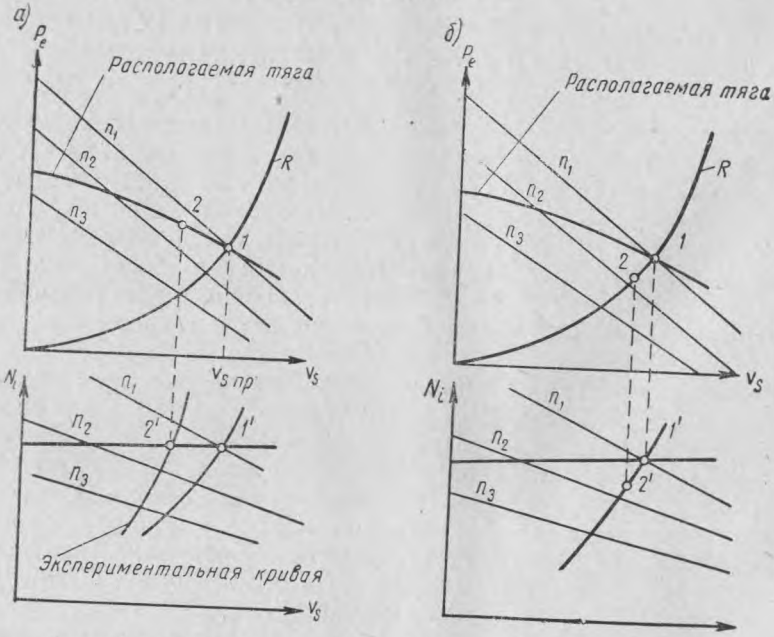


Рис. 98. Сопоставление результатов испытаний с проектными характеристиками

Экспериментальная кривая может расположиться так, как показано на рис. 98,а. При полном использовании располагаемой мощности (точка *2* лежит на этой кривой) двигатель развивает

мощность и число оборотов меньше, чем их нормальное значение (точка *1*), а скорость судна меньше, чем проектная скорость.

Такой случай возможен только при увеличении сопротивления воды движению судна за счет обрастания или других причин.

Возможен и такой случай, показанный на рис. 98,б, когда экспериментальная кривая совпадает с кривой потребной мощности и числом оборотов (точка *2*) располагается ниже точки *1*, относящейся к нормальной мощности и оборотам.

Это значит, что сопротивление корпуса нормальное, а двигатель не в состоянии развить необходимую мощность и число оборотов. В этом случае причину несоответствия нужно искать в состоянии двигателя или винта.

С помощью ходовых характеристик буксира можно также решать следующие задачи: определять скорость свободного хода буксира без состава и соответствующие этому режиму мощность машины и число оборотов; устанавливать наивыгоднейший режим буксировки для данного буксира; определять скорость с составом, мощность машины и число оборотов при условии получения заданной тяги на гаке.

ГЛАВА XI

КОНСТРУКЦИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ

§ 58. КОНСТРУКЦИЯ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Судовые гребные винты в конструктивном отношении могут быть разделены на: цельнолитые, винты со съемными лопастями и винты регулируемого шага. Наибольшее распространение получили цельнолитые гребные винты. Они просты в изготовлении и надежны в эксплуатации. Наиболее сложную конструкцию имеют гребные винты регулируемого шага.

Цельнолитые гребные винты быстроходных судов имеют широкие лопасти и большое дисковое отношение. Относительная толщина лопастей этих винтов мала. Гребные винты коммерческих судов со средними скоростями хода имеют более узкие лопасти.

Гребные винты тихоходных коммерческих судов имеют, как правило, самые узкие лопасти. Цельнолитые гребные винты изготовляются из чугуна или стали. Для гребных винтов быстроходных коммерческих судов и военных кораблей применяется марганцовисто-железистая латунь. Стальные гребные винты трудно поддаются механической обработке, необходимой для придания гладкости поверхностям лопастей и для получения заданных чертежом размеров гребного винта. Лопасти стальных гребных винтов при отливке сильно деформируются под влия-

нием внутренних напряжений, что приводит к искажению их формы и размеров.

В последнее время на некоторых судах применяются гребные винты, из высокопрочной нержавеющей стали, а также из бронзы, хорошо сохраняющих качество обработки поверхности лопастей. Гребные винты со съемными лопастями проще в изготовлении, поскольку вес отдельно отливаемых ступиц и лопастей в 3—4 раза меньше веса целого винта. Эти винты позволяют устанавливать съемные лопасти на заданный шаг, что особенно важно при изготовлении стальных гребных винтов, у которых лопасти при отливке деформируются. Корректировка шага у винта со съемными лопастями может быть произведена поворотом лопасти в эллиптических отверстиях ее фланца. Благодаря этому можно добиться полного соответствия гребного винта его механической установке. Гребные винты со съемными лопастями рекомендуется применять в тех случаях, когда по условиям эксплуатации возможны частые поломки лопастей.

Поломка одной съемной лопасти не приводит к необходимости смены винта. Сломанная лопасть может быть заменена без ввода судна в док, что экономически выгодно.

Балансировка гребного винта со съемными лопастями может быть осуществлена подбором веса лопастей. Транспортировка и хранение таких винтов значительно проще, чем цельнолитых. Винты со съемными лопастями применяются для буксиров, ледоколов, траулеров, грузовых судов.

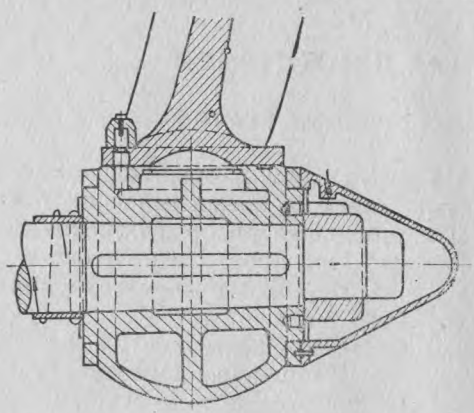


Рис. 99. Гребной винт со съемными лопастями

Винты со съемными лопастями (рис. 99) и эллиптическими отверстиями во фланцах лопастей удобны при длительных режимах работы судна, различных по назначению. Так, например, у ледоколов режим форсировки льда чередуется с длительными переходами по свободной воде. Перед переходами лопасти винта могут быть установлены на больший шаг, что увеличивает скорость ледокола.

Ступицы винтов со съемными лопастями отливают из стали или чугуна. Недостаток гребных винтов со съемными лопастями — это большой диаметр ступицы, равный 28—30% диаметра винта, и большой вес винта. Однако при рациональном проектировании фланцевого соединения значение d/D может быть доведено до 0,23—0,25.

При разработке конструкции гребного винта должны быть известны следующие данные: диаметр гребного винта; шаговое отношение; дисковое отношение; число лопастей; распределение ширин лопастей вдоль радиуса; распределение расстояний от выходных кромок до образующей линии.

Гребной винт должен быть правильно рассчитан, и хорошо сконструирован. Кромки его лопастей должны быть достаточно прочными и устойчивыми при гидродинамических нагрузках. Следует предусмотреть возможность съема гребного винта с конуса вала. Винт должен иметь отверстия для рымов, при помощи которых его удобно кантовать или ставить на конус вала в доке и даже на плаву судна. С носового торца гребного винта (для средних и больших гребных винтов) должно быть предусмотрено уплотнительное устройство.

Гайка, крепящая гребной винт на валу, должна иметь простой и надежный стопор; обтекатель гребного винта должен быть также основательно застопорен. Этому должно быть уделено особое внимание, поскольку гребной винт работает в условиях сильной вибрации. Концевую резьбу гребных валов следует делать одного вращения — правого. Крепление винта от этого не ухудшается, а измерительно-калибровое хозяйство завода существенно упрощается.

Внутренний конус ступицы на $^1/_3$ его длины должен иметь так называемое «обнижение» на 1—2 *мм*, служащее для уменьшения величины пригоняемых друг к другу поверхностей конуса вала и конуса ступицы. В самой ступице для уменьшения ее веса должны быть устроены карманы. При незначительном весе гребного винта устройство этих карманов не обязательно.

§ 59. КРЕПЛЕНИЕ ГРЕБНОГО ВИНТА НА ВАЛУ

Конец гребного вала для укрепления на нем ступицы винта делается в виде конуса. Конусность вала колеблется в пределах от $^1/_{10}$ до $^1/_{15}$.

Для передачи вращающего момента от вала к винту через его ступицу она крепится на конусе при помощи одной или двух шпонок (рис. 100), укрепленных на валу во фрезерованных для

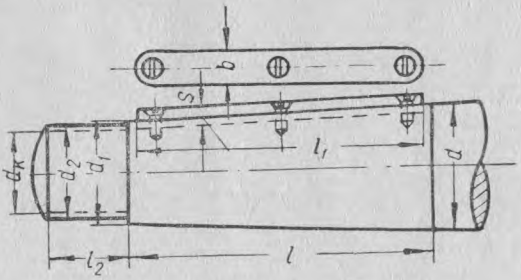


Рис. 100. Крепление шпонки к гребному валу

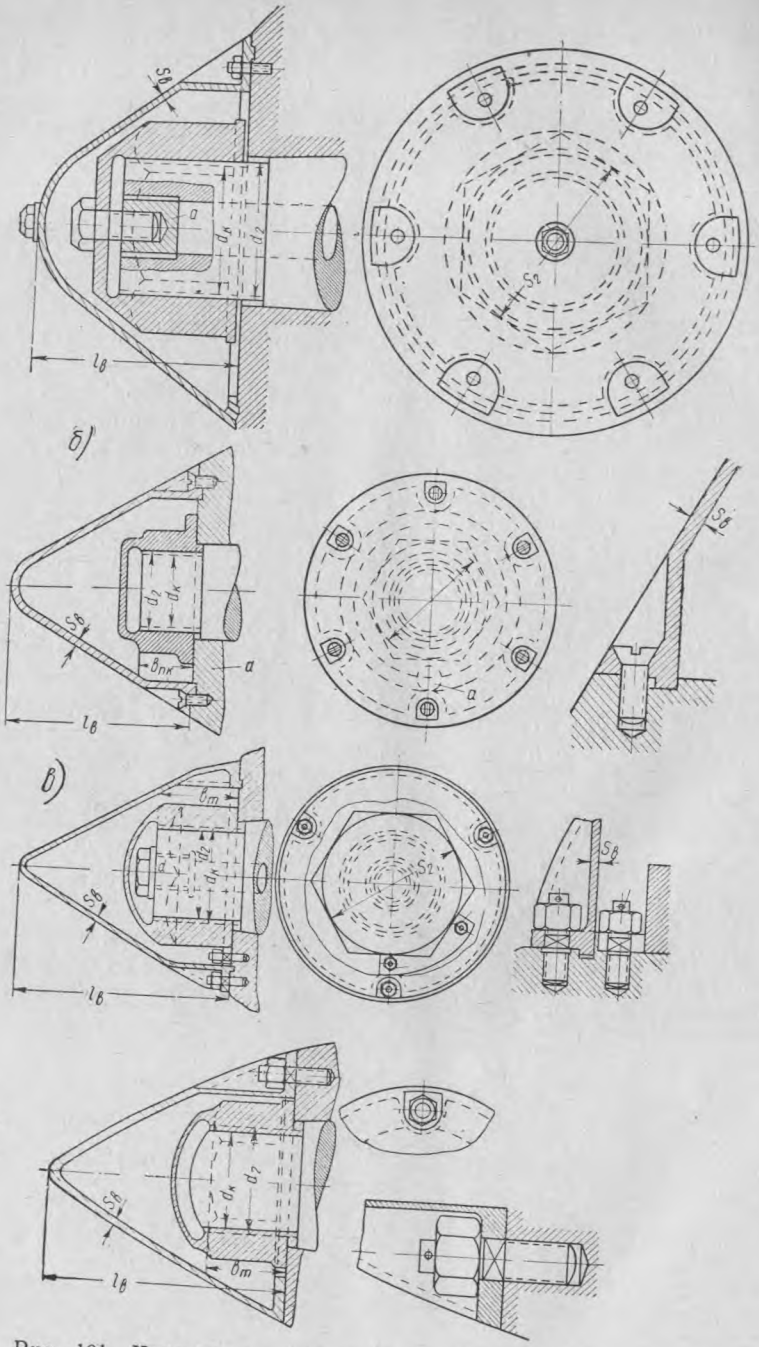


Рис. 101. Конструкции крепительной гайки и обтекателя

них канавках винтами с потайными головками. Длина шпонки обычно составляет 90—98% длины конусной части вала. Упор гребного винта при переднем ходе воспринимается конусом вала, а при работе на задний ход — крепительной гайкой, навинчиваемой на нарезной конец вала. Диаметр нарезной части вала d_2 принимается из конструктивных соображений от 0,55 до 0,80 диаметра вала.

Проверка на прочность производится по формуле

$$d_2 \geqslant 0{,}06\sqrt{P_{max}},$$

где P_{max} — наибольший упор в *кг*, а d_2 — в *см*.

На рис. 101 изображены конструкции крепительной гайки с устройством ее законтривания. Последнее может быть осуществлено или путем ввертывания в ее глухой конец шпильки с резьбой, обратной резьбе крепительной гайки (рис. 101, *а*) или путем ввинчивания стопорной шпильки *а* (рис. 101, *б*).

Для уменьшения потерь на вихреобразование за ступицей, а также для предохранения гайки у конца вала от воды к кормовой части ступицы прикрепляется обтекатель, имеющий форму тела вращения. Меридиальному сечению контура обтекателя придается форма, обеспечивающая хорошую обтекаемость всему комплексу: ступица—рудерпост—руль. Обтекатель крепится на ступице при помощи шпилек гайками.

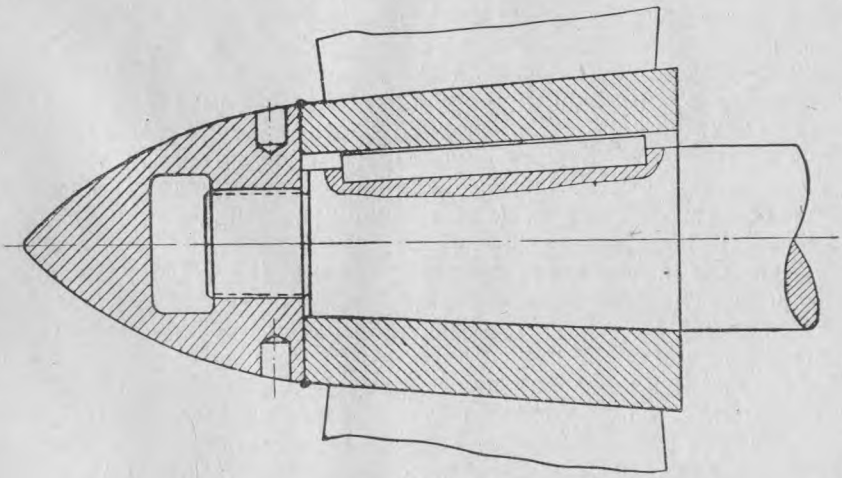


Рис. 102. Крепление гребного винта на валу

Законтривание шпилек в теле ступицы осуществляется тем, что в обтекателе делается квадратное отверстие, а шпилька на соответствующей части своей длины имеет квадратное сечение.

Крепительная гайка законтривается разводной шпилькой, продетой в конце болта. Для размещения гаек в обтекателе предусматриваются специальные ниши таких размеров, чтобы гайки не выступали за контур обтекателя. Обычно для крепления обтекателя достаточно 3—6 шпилек или болтов. Соединение обтекателя со ступицей должно быть герметическим. Для этой цели часто на обтекателе делается буртик, входящий в кольцевое углубление на ступице (рис. 101, *в*).

Конструкция крепительной гайки может быть выполнена так, что она одновременно будет служить и обтекателем (рис. 102).

Внутреннее пространство между обтекателем, ступицей и крепительной гайкой заполняется тавотовой или сальной набивкой. Такое заполнение является обязательным, так как оно предохраняет конец вала и гайку от соприкосновения с водой в случае течи обтекателя и предотвращает разрыв обтекателя при замерзании воды, проникающей иногда внутрь обтекателя. Для заполнения обтекателя набивкой в нем делаются отверстия, закрываемые винтовыми пробками (одно — для заливания набивки, а другое — для выхода воздуха).

§ 60. КОНСТРУКЦИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ НАСАДОК

Направляющие насадки в конструктивном отношении могут быть разделены на неподвижные и поворотные. Конструктивное оформление насадок может быть весьма различно в зависимости от обводов корпуса в кормовой оконечности и от числа валов. Насадка неподвижная жестко скрепляется с корпусом судна и составляет с ним единый удобообтекаемый комплекс. В месте примыкания к корпусу в верхней части насадки устраивается удобообтекаемый козырек, простирающийся на некоторое расстояние в нос судна. Обычно направляющие насадки свариваются из листовой стали, (как обшивка насадки, так и ее продольный и поперечный набор).

Поворотная насадка буксира-толкача (рис. 103), подобно обычному судовому рулю, крепится на баллере.

Особенностью поворотной насадки, по сравнению с обычным судовым рулем, является наличие постоянно действующего момента гидромеханических сил, стремящихся повернуть насадку на больший угол по отношению к обтекающему потоку. Для компенсации этого момента в диаметральной плоскости хвостовой части насадки за винтом устанавливают стабилизатор в виде вертикального крыла с симметричным аэродинамическим профилем и с размахом, равным диаметру выходного сечения насадки. Подвесная конструкция поворотной насадки требует, чтобы баллер имел большой запас прочности, так как только в этом случае все устройство может противостоять случайным повреждениям.

Крепление насадки к баллеру может быть осуществлено посредством конусного соединения. На основании имеющегося опыта эксплуатации судов с поворотными насадками установлено, что этот тип соединения является наиболее конструктивным и удобным для разъема. Если корма имеет высокий подзор, то возникает необходимость устройства специального кронштейна, который позволяет вынести гельмпортову трубу с подшипниками баллера за пределы основного корпуса и, таким образом, укоротить консольную часть баллера до минимума.

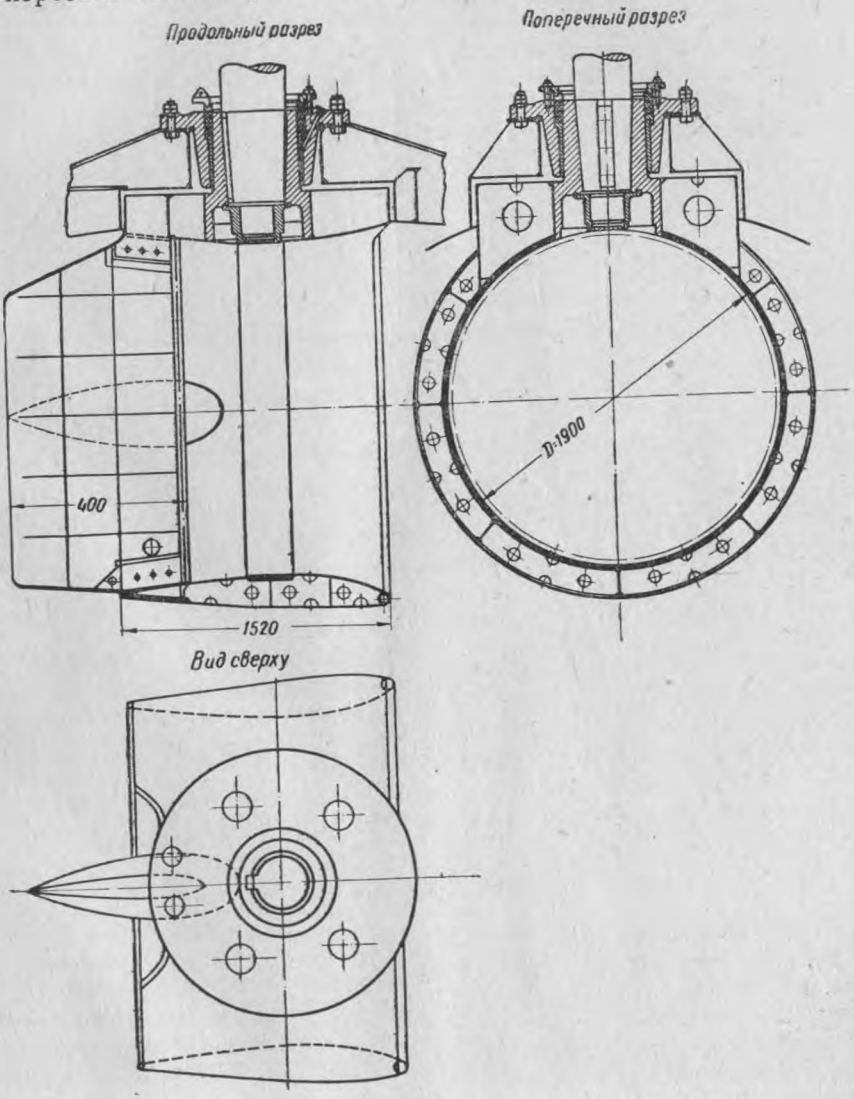


Рис. 103. Конструкция поворотной насадки буксира-толкача

Существенное усложнение конструкции приобретает устройство поворотной насадки на мелкосидящих туннельных судах, когда недостаток в осадке не позволяет выполнить насадку в виде полноценного кольца.

При установке поворотной насадки на туннельном судне участок свода тоннеля, к которому примыкает насадка своей верхней частью, выполняется в форме поворотной головки насадки.

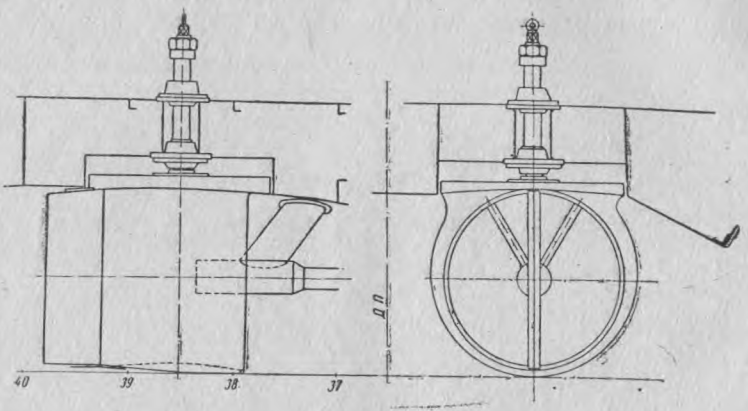


Рис. 104. Эскиз установки поворотной насадки

Осуществляется это следующим образом (рис. 104). В своде туннеля, на обшивке днища, из точки пересечения плоскости диска винта и плоскости батокса по оси гребного винта описывается и вырезается круг достаточного диаметра, на котором затем монтируется вся конструкция руля-насадки. Сверху этот круг подкрепляется коробкой жесткости, служащей одновременно основанием для крепления баллера.

Изнутри вырез в днище корпуса обделывается круглой выгородкой, к которой сверху прикрепляется гельмпортова труба с подшипниками для баллера. Баллер в трубе проходит через сальник для предотвращения просасывания воздуха к гребному винту. Устройство баллера руля-насадки и кронштейна гребного вала должно предусматривать возможность снятия руля-насадки без каких-либо затруднений.

§ 61. КОНСТРУКЦИЯ ГРЕБНЫХ КОЛЕС

Гребное колесо представляет собою довольно сложную конструкцию. Разработка стандартного типа колеса затруднительна, так как при его конструировании необходимо учитывать специфические особенности судна, на котором колесо устанавливается. Это обусловливает наблюдаемое в настоящее время разнообразие в конструкциях колес.

Гребные колеса по числу вынесенных за борт судна опорных подшипников можно разбить на две основные группы: одноопорные и двухопорные.

Одноопорное гребное колесо, конструкция которого изображена на рис. 105, применяется главным образом на пассажирских судах. У них длина лопасти по отношению к диаметру колеса невелика. Гребной вал колеса установлен на подшипниках, вынесенных по возможности дальше за борт (по одному с каждого борта) на бортовом кронштейне. Конструкция, несущая лопасти, в этом случае состоит из одной широкой звездочки с двумя рядами спиц, соединенных диагональными связями. У колес с поворотными лопастями эксцентрик поворотного механизма монтируется на обносе колеса. В изображенной конструкции эксцентрик не охватывает вала, размеры его небольшие, вследствие чего достигается совершенство работы всех лопастей гребного колеса.

Когда длина лопасти превосходит диаметр колеса, как это обычно наблюдается у буксирных судов, тогда применяются двухопорные колеса (рис. 106). Вал колеса в этом случае лежит в двухопорных подшипниках, из которых один располагается на обносе колеса. Несущая лопасти конструкция колеса состоит из трех звездочек с тремя рядами спиц, соединенных перекрестными

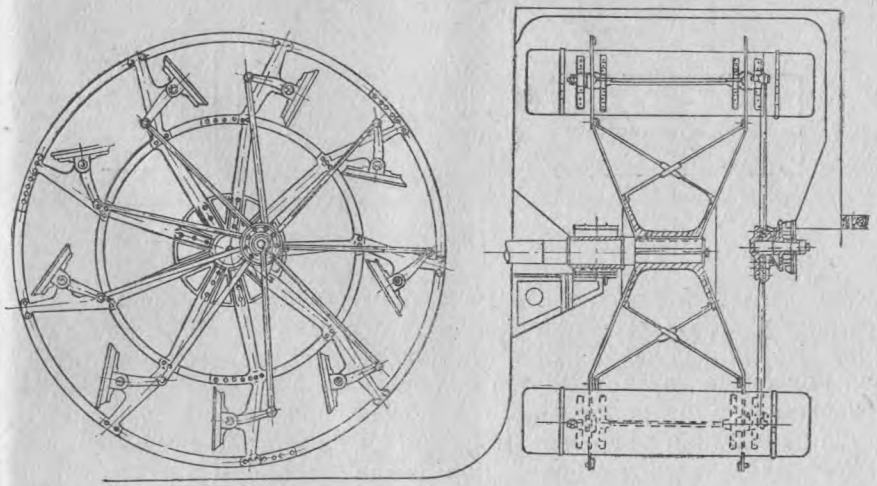


Рис. 105. Одноопорное гребное колесо

связями. Эксцентрик поворотного механизма устанавливается в непосредственной близости от борта судна и его бугель достигает значительных размеров, что обусловливает различие в работе отдельных лопастей. Разница в их работе объясняется тем, что тяга одной из лопастей жестко связана с бугелем и шарнирно с костылем лопасти, в то время как все остальные лопасти

имеют все шарнирные связи. Без жесткой связи одной из лопастей с бугелем, работа гребного колеса неосуществима, так как потребуется сложный дополнительный механизм для вращения бугеля синхронно с колесом, что усложняет кинематику и вызывает конструктивные затруднения.

Колеса большой длины делают сдвоенными с лопастями, сдвинутыми на полшага, что приводит к большей равномерности работы колеса. Каждое из сдвинутых, таким образом, колес

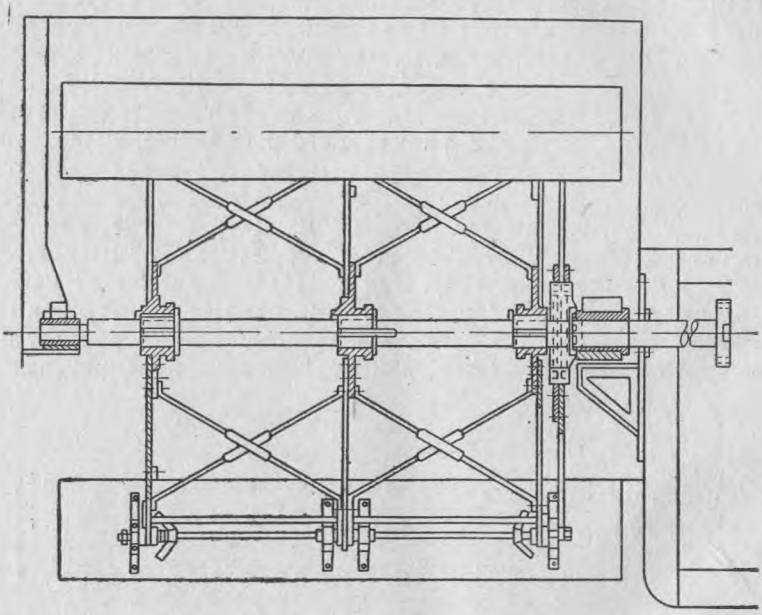


Рис. 106. Двухопорное гребное колесо

имеет отдельный поводковый механизм. При двухопорной конструкции разгружается свисающая за борт судна часть гребных валов. Но, как показала практика эксплуатации, жесткость обноса колеса часто оказывается недостаточной и вследствие этого у внешнего, расположенного в обносе подшипника изнашивается не нижний, а верхний вкладыш. Из-за этого, а также из-за технологических затруднений при создании опоры на обносе проектировщики предпочитают одноопорные колеса. Если же имеется необходимость в длинных лопастях, несущую конструкцию делают из двух ступиц, соединенных жестким барабаном. Вследствие этого конструкция становится более жесткой и лучше воспринимает усилия, передаваемые колесами.

По способу поддержания лопастей гребные колеса разделяются на две конструктивные группы: гребные колеса с наружным ободом (см. рис. 105) и без наружного обода (см. рис. 106).

У гребных колес с наружным ободом лопасти крепятся на спицах, имеющих две опоры: одну на внутреннем, а другую на внешнем ободе. Этим достигается некоторое уменьшение сечения спиц. У гребных колес без наружного обода лопасти укреплены на спицах, выступающих в виде консолей, укрепленных на внутреннем ободе.

Преимущества колеса с наружным ободом заключается в том, что размеры спиц такого колеса, при одинаковой прочности колес обоих типов, получаются меньшими. Лопасти его лучше защищены от ударов о плавучие тела. Наружный обод распределяет нагрузку одной лопасти на спицы соседних лопастей так, что усилие, приходящееся на одну лопасть, передается на три-четыре спицы, что делает работу колеса более спокойной и надежной. Но такое распределение нагрузки является и недостатком конструкции, ибо при ударе о камни или стенку причала возникает нагрузка, превосходящая в несколько раз допустимую. Так как она передается на несколько спиц, может произойти поломка колеса или даже гребного вала, что опаснее, чем поломка одной лопасти и спицы у колеса без наружного обода.

Практика эксплуатации показала, что изгибы и поломки гребных валов наиболее часто происходят у колес с наружным ободом. Эти колеса, особенно у мелкосидящих судов, не позволяют в достаточной мере увеличить высоту лопасти. Ее приходится уменьшать на высоту обода. В связи с этим уменьшается гидродинамическое сечение гребного колеса, а следовательно, и его к. п. д. Поэтому у буксирных судов, работающих в условиях мелководья, применение колес с наружным ободом не рекомендуется. На быстроходных пассажирских судах, имеющих большую осадку, возможно применение обоих типов колес. Колеса обеих конструкций имеют практически одинаковый вес. Гребные колеса имеют от 7 до 11 лопастей.

Наиболее распространены колеса с 8 или 9 лопастями. Лопасти являются главными частями колеса, так как именно они создают движущую силу и выполняют действие движителя. Их изготовляют из листовой стали или дерева. Применение ели для лопастей не рекомендуется из-за недостаточной стойкости ее в воде.

Относительная толщина стальных лопастей находится в пределах 2,5—3,0% хорды сечения лопасти. Относительная толщина деревянных лопастей составляет 8—12% хорды сечения.

В условиях засоренного фарватера или плавания на порожистых реках предпочтительнее применение деревянных лопастей, так как при ударах от них легко откалываются куски, что не ведет к изгибу или поломке вала. Удар стальной лопасти почти всегда влечет существенное повреждение несущей конструкции, а иногда и гребного вала. Это обусловило повсеместное применение деревянных лопастей на судах с высоким числом оборотов гребных колес.

ГЛАВА XII

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОИЗВОДСТВЕ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

§ 62. МАТЕРИАЛ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Для изготовления гребных винтов применяют бронзу, латунь, чугун, углеродистую, легированную, нержавеющую сталь и пластмассы. Лучшими материалами для изготовления гребных винтов считаются бронза и латунь, так как эти материалы обеспечивают высокую прочность гребных винтов, имеют хорошие литейные качества и устойчивы против коррозии.

В отечественном судостроении для отливки гребных винтов применяется марганцовисто-железистая латунь с пределом прочности при растяжении $\sigma \geqslant 48$ *кг/мм*^{2} при относительном удлинении $\delta \geqslant 20\%$ и угле загиба $\geqslant 30°$.

Чугунные гребные винты, из-за низкой прочности материала приходится делать с утолщенными лопастями, в результате чего понижается к. п. д. и создается опасность возникновения кавитации. Лопасти чугунных винтов при ударе легко обламываются, а гребной вал при этом не повреждается. Это является достоинством чугунных гребных винтов для судов, плавающих на мелководье. Чугун обладает хорошими литейными качествами и является сравнительно недорогим материалом.

Вместо обычного серого чугуна рекомендуется использовать более прочный и стойкий против коррозии модифицированный чугун, хорошо поддающийся шлифовке. Коррозийная стойкость этого чугуна выше, чем у углеродистой стали. Механические свойства серого чугуна следующие: предел прочности при растяжении не менее 18 *кг/мм*^{2}, а при изгибе не менее 36 *кг/мм*^{2}. Механические свойства модифицированных чугунов значительно выше: предел прочности при растяжении 28—38 *кг/мм*^{2}, при изгибе 48—60 *кг/мм*^{2}.

Гребные винты ледоколов и буксиров изготовляются из углеродистой или легированной стали с содержанием никеля. Высокая прочность стали позволяет изготовить лопасти винта более тонкими, благодаря чему к. п. д. их повышается. Отливка стального гребного винта подвержена значительным деформациям при остывании. Поэтому лопасти литых стальных винтов после отливки необходимо подвергать правке.

Поверхности лопастей и ступиц винтов, отлитых из таких сталей, механической обработке не подвергаются вследствие быстрой коррозии этих винтов, а зачищаются только наждачным кругом для удаления нагара и мелких литейных пороков. Основной недостаток гребных винтов из углеродистой и легированной стали—это низкая коррозийная стойкость. В этом отношении стальные винты уступают даже чугунным. В течение полутора-двух

лет гребной винт из углеродистой стали может прийти в негодность.

В настоящее время для изготовления гребных винтов применяют нержавеющую сталь. Основным ее преимуществом является высокая коррозийная стойкость, превышающая стойкость обычной углеродистой и легированной стали в 25—30 раз, хотя нержавеющая сталь на 20—25% дороже углеродистой. Винты из нержавеющей стали оказываются более экономичными, чем винты из углеродистой стали.

Применение пластмасс для изготовления гребных винтов позволяет устранить обработку поверхностей, уменьшить вес, обходиться без балансировки. Все это сокращает сроки изготовления винтов. Кроме того винты из пластмасс стойки против коррозии.

Новыми материалами, применяющимися для изготовления гребных винтов, являются текстолит и нейлон.

§ 63. ИЗГОТОВЛЕНИЕ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Гребные винты изготовляются литьем, сваркой и штамповкой. Наиболее распространены литые гребные винты. Технологический процесс изготовления гребных винтов состоит: из формовки и заливки металла; ручной или механической обработки лопастей и ступицы; проверки соответствия отливки гребного винта его теоретическому чертежу—его балансировки.

На рис. 107 показан формовочный угольник гребного винта, изготовляемый из листовой стали.

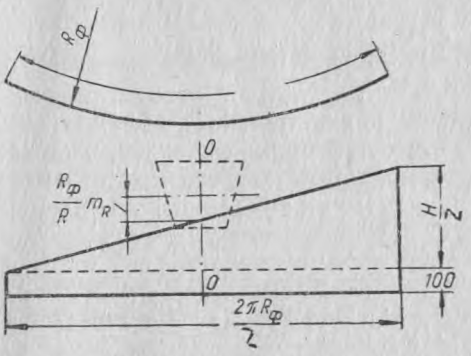


Рис. 107. Формовочный угольник гребного винта:
R_{ϕ} — радиус установки формовочного угольника;
m_R — наклон образующей лопасти на радиусе

Угол формовочного угольника находят по формуле

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{H}{2\pi R_{\phi}}.$$

Высота угольника должна быть $h = \frac{H}{z}$, а длина его $L = \frac{2\pi R_{\phi}}{z}$, где H — шаг винта, z — число лопастей.

Формовочный угольник изгибается по радиусу R_{ϕ} вокруг оси OO выпуклостью к себе, смотря на чертеж — для винта правого вращения и выпуклостью от себя — для винта левого вращения.

Формовка винтов производится при помощи формовочных угольников (рис. 108). Если винт малых размеров, то формовочный угольник *А* устанавливают на специальной плите, а если винт больших размеров — непосредственно на полу литейной.

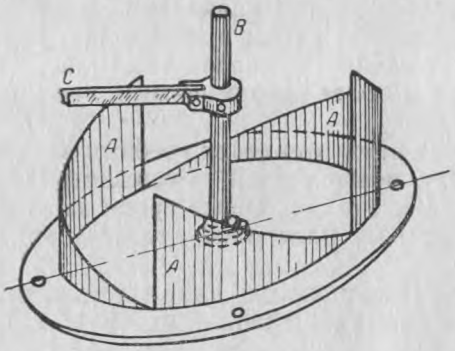


Рис. 108. Установка формовочных угольников

Число формовочных угольников равно числу лопастей; можно обходиться и одним угольником, переставляя его с лопасти на лопасть. Формовочная рейка *С*, скользя по гипотенузе формовочного угольника и одновременно перемещаясь по вертикальной оси, описывает правильную винтовую поверхность. Пространство между угольниками заполняется формовочной землей и рейка, снимая лишнюю землю, постепенно образует для каждой лопасти участки винтовых поверхностей, так называемые *нижние горки.*

После просушки горок на них устанавливаются шаблоны сечений лопасти, называемые скельтонами, по которым из мягкой формовочной земли формуется тело лопасти.

В центре формы устанавливается деревянная модель ступицы, которая сопрягается с лопастями посредством галтелей. После этого на нижние горки, с выложенными на них из земли лопастями набрасывается новая земля, которая образует *верхние горки,* на них отформовывают засасывающую поверхность лопасти.

Для того чтобы после просушки верхние горки можно было снять, их формуют на специальной арматуре из металлических сеток.

После окончательной просушки верхних и нижних горок удаляют модель ступицы и земляные лопасти, а горки реставрируют и тщательно устанавливают на свои места. Вся форма заключается в специальный металлический бандаж, который плотно забивается формовочной землей. Этим процесс формовки заканчивается и производится заливка металла в форму.

Отливку небольших винтов, диаметром до 1,5 *м*, из латуни и бронзы производят иногда в металлические формы — кокили (рис. 109). Отливка в кокили применяется при серийном производстве винтов. Кокили обычно делают из чугуна. Если лопасти винта не предполагается обрабатывать, то внутреннюю

поверхность кокиля подвергают механической обработке, что обеспечивает хорошее качество поверхности отливки.

Применение кокилей значительно сокращает срок изготовления винта и упрощает технологию производства.

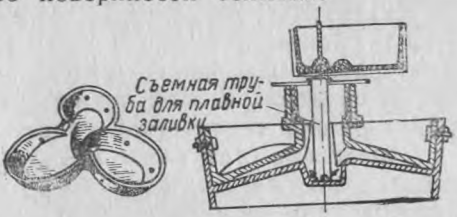


Рис. 109. Кокиль для отливки гребных винтов:

Формовка гребного винта по модели оказывается выгодной только при серийном производстве гребных винтов. Для изготовления небольших винтов часто применяют чугунные модели. Модели крупных винтов делают из дерева. Металлические модели изготовляют способом формовки по шаблону. Применяются также модели из цемента и гипса.

Иногда гребные винты делают сварными. Ступица винта отковывается из стали и обрабатывается на токарном станке до приварки лопастей. Лопасти винта делаются пустотелыми и они свариваются из двух штампованных листов каждая. Для увеличения жесткости внутри лопастей привариваются ребра жесткости, остальное пространство заполняется цементным раствором. Сварные винты приблизительно на 50% дешевле литых, имеют хорошее качество поверхности и меньший вес. Мелкие гребные винты диаметром 0,4—0,5 *м*, иногда изготовляют цельноштампованными.

Обработка отливки. Формовочные угольники и скельтоны изготовляют с учетом припусков на обработку. Перед обработкой винта необходимо проверить размеры отливки для определения истинных припусков и произвести разметку. Работу начинают с расточки и обработки торцов ступицы на специальных или токарно-карусельных станках.

Шпоночные канавки прорезают на долбежных станках. Обработку лопастей производят вручную с помощью пневматического зубила и напильников. Эта работа представляет собой наиболее трудоемкую часть всего технологического процесса. Окончательную обрубку и опиловку контура лопасти производят после обработки поверхностей винта. В настоящее время на судостроительных заводах внедряются копировально-гидравлические и электрические фрезерные станки отечественной постройки, которые обрабатывают обе стороны лопасти, причем электрокопировальные станки делают это одновременно.

Станочная обработка ликвидирует тяжелый труд рубщика, обеспечивает более высокую точность изготовления гребных винтов и повышает производительность труда.

После окончания обработки винт подвергают балансировке. У гребных винтов встречаются два вида неуравновешенности — статическая и динамическая. Статическая балансировка имеет целью устранить несовпадение центра тя-

жести винта с осью его вращения. Для этого винт насаживают на вал, который устанавливают на горизонтальные ножи. Отбалансированный винт при этом должен находиться в безразличном равновесии. Если одна из лопастей будет перетягивать, то винт начнет поворачиваться так, что более тяжелая лопасть будет опускаться. С этой лопасти снимают лишний металл, добиваясь полной статической уравновешенности.

Тщательно статически отбалансированный винт может оказаться динамически неуравновешенным, т. е. ось его вращения не является главной осью инерции. Это происходит в результате сдвига вдоль оси центра тяжести одной из лопастей за счет аксиального смещения или различия в углах наклона или центральных углах образующих и пр. Для динамической балансировки служат специальные станки; гребной винт устанавливают на валу станка, расположенном на упругих подшипниках. При вращении винта с определенным числом оборотов степень его не уравновешенности определяется по амплитуде колебания подшипников.

Если на полном ходу судна гребной винт вращается с числом оборотов менее 200 в минуту, то можно ограничиться статической балансировкой гребного винта. Динамическую балансировку производят для винтов, рассчитанных на 200 оборотов в минуту и более.

§ 64. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ ПРИ ПРИЕМКЕ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

При приемке винта проверяют соответствие его формы и размеров чертежу, контролируют качество поверхности и вес.

Контроль формы и размеров гребного винта производят измерением радиуса винта, его шага, размеров поперечных сечений лопастей, угла наклона лопастей и углов между осями лопастей.

Расхождения между измеренными и заданными чертежом размерами должны находиться в пределах допусков, приведенных в табл. 21.

Таблица 21

Основные элементы винта	Винты	
	полностью обработанные	без обработки
По диаметру гребного винта	±0,2%	±(0,2% + +1 *мм*)
По конструктивному шагу (указанный допуск относится к кромочному шагу в измеряемом сечении)	±1%	±2%
По ширине лопасти (указанный допуск относится к ширине в измеряемом сечении) . .	±0,5%	±1,5%
По толщине лопасти:		
а) для толщин свыше 25 *мм*	±4%	+ (6% + +1 *мм*)

Продолжение табл. 21

Основные элементы винта	Винты	
	полностью обработанные	без обработки
б) для толщин 25 *мм* и менее	±1%	—(3%—0,5 *мм*)
По величине центрального угла (угол между центровыми линиями двух соседних лопастей)	±0,5°	±1°
По отклонению образующей лопасти гребного винта от ее положения, заданного чертежом	±0,5°	±1°
На размер (по оси винта) между центровой линией лопасти и торцом ступицы	±2% от длины ступицы	±(0,4%+ +3 *мм*) от диаметра винта
По взаимному смещению вдоль ступицы центровых лопастей друг относительно друга	0,5% от длины ступицы	(0,4%+ +2*мм*) от диаметра винта
По весу обработанного винта без обтекателя крепительной гайки, шпонки и других деталей	±3%	±5%

Примечание. Во всех случаях должна быть соблюдена плавность профиля сечения лопасти. Указанные отклонения должны происходить плавно на длине, не менее чем в 80—100 раз превосходящей их величину.

Проверку внутреннего отверстия ступицы и шпоночных пазов производят по калибру. Пятна краски должны располагаться равномерно по всей поверхности и иметь не менее 2—3 пятен на площади 625 $мм^2$ (25×25).

Вес гребного винта приближенно может быть определен по формулам. Вес одной лопасти гребного винта можно подсчитать по формуле

$$G = \frac{38\,000}{\gamma_м z} \cdot \frac{A}{A_d} D^2 e_0 \, кГ,$$

где:

e_0 — наибольшая толщина лопасти на радиусе (около 0,62 R);

$\gamma_м$ — объемный вес материала винта, $т/м^3$.

Вес ступицы гребного винта

$$G_{ст} = 600 \gamma_м l_{ст} d_{ст}^2 \, кГ,$$

где:

$d_{ст}$ — диаметр ступицы, *м*;

$l_{ст}$ — длина ступицы, *м*.

Общий вес винта можно определить по следующей формуле:

$$G = G_{гл} + G_{ст} = 100 \left(\frac{380}{\gamma_м} \cdot \frac{A}{A_d} D^2 e_0 + 6 \gamma_м l_{ст} d_{ст}^2 \right) кГ.$$

§ 65. ИЗМЕРЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Обмер гребных винтов производят во время приемки изготовленных винтов, а также в период эксплуатации судна, после исправления поврежденных гребных винтов.

Измерение шага гребного винта производят с помощью шагомера. Принципиальная схема шагомера и установка его на измеряемом винте показаны на рис. 110.

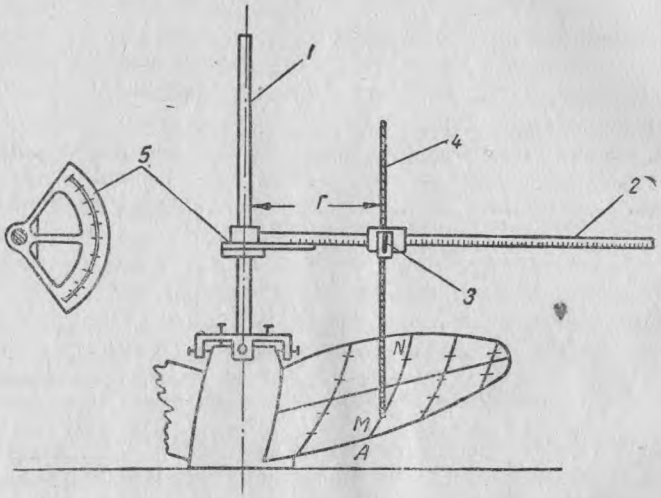


Рис. 110. Измерение шага винта с помощью шагомера

На шпинделе *1*, ось которого должна совпадать с осью винта, укреплена горизонтальная линейка *2* с делениями. Линейка может вращаться вокруг шпинделя. Вдоль линейки перемещается каретка *3*. В ее направляющих параллельно оси шпинделя свободно перемещается вертикальная линейка *4* с делениями и острием на конце. Угол поворота горизонтальной линейки может быть измерен по лимбу *5*, неподвижно укрепленному на шпинделе.

Для измерения шага на участке винтовой линии *MN* необходимо каретку установить на соответствующем радиусе *r* и закрепить с помощью зажима. После этого острие вертикальной линейки устанавливают в точку *M* и снимают отсчеты по лимбу и делениям линейки. Далее поворотом горизонтальной линейки острие вертикальной линейки переносится в точку *N* и опять снимают отсчеты по лимбу и делениям линейки.

Разность показаний по лимбу и делениями линейки дает угол α, а разность отсчетов по вертикальной линейке — подъем винтовой линии *h*.

Шаг на участке MN определяется по формуле

$$H_{MN}=\frac{360^\circ}{\alpha}h. \qquad (91)$$

Если на шагомере нет лимба, то гибкой линейкой измеряют длину винтовой линии и шаг подсчитывают по формуле

$$H_{MN}=\frac{2\pi rh}{\sqrt{S^2-h^2}}, \qquad (92)$$

где S^2 — длина винтовой линии на участке MN.

При отсутствии шагомера измерения, необходимые для расчетов шага по формулам (91) и (92), можно производить на разметочной плите с помощью угольника и рейсмуса.

Измерение шага винта, установленного на судне, можно производить шагомером конструкции А. Куницкого (рис. 111), который состоит из корпуса *1*, шкалы с противовесом *2*, смотровой линзы с визиром *3*, тормозного устройства *4*, неподвижной ножки *5*, подвижной рейки с миллиметровой шкалой *6* и микрометрическим винтом *7*, направляющей с нониусом *8*.

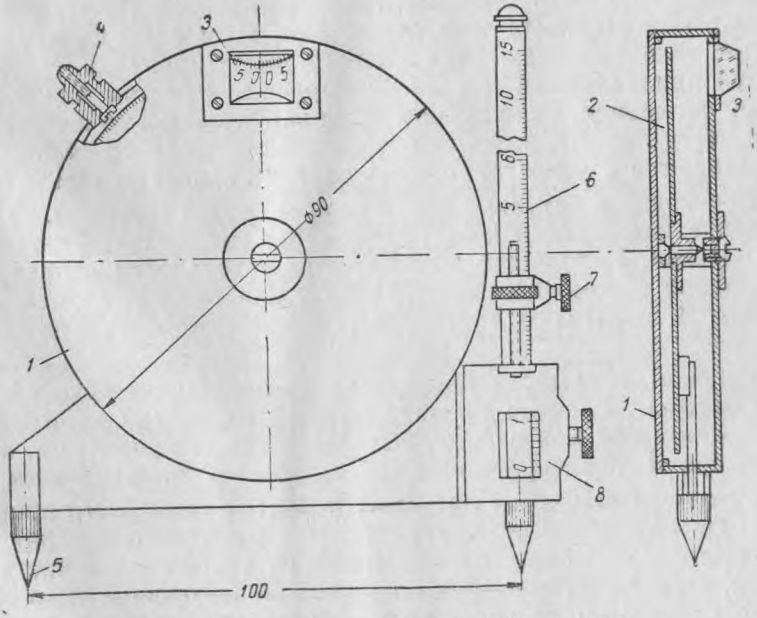


Рис. 111. Шагомер конструкции А. Куницкого

Шагомер обеспечивает измерение шага с достаточной для практики точностью.

§ 66. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕМОНТЕ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

При ремонте гребных винтов приходится встречаться с повреждениями винтов от разъедания поверхностей лопастей под действием коррозии и кавитационной эрозии, а также с деформациями или поломками лопастей от ударов о различные твердые предметы.

Способ ремонта винтов зависит от материала, из которого они изготовлены, а также от характера повреждения. Ремонт стальных винтов, получивших разрушения от действия коррозии и эрозии, занимающей небольшую площадь поверхности лопасти, производят наплавкой металла на поврежденную поверхность после ее зачистки. Наплавку производят стальными электродами или цветным металлом при помощи газовой горелки.

Загибы стальных лопастей исправляют правкой с предварительным нагревом. Небольшие загибы правят вручную ударами кувалды, причем под лопасть винта устанавливают деревянные подкладки. Большие загибы правят под прессом. При поломке взамен обломанной части лопасти отливают или отковывают соответствующий сектор и приваривают его электросваркой.

У чугунных винтов небольшие повреждения поверхности исправляют электродуговой или газовой заваркой с помощью чугунных или стальных электродов. При этом большое значение имеют условия охлаждения лопасти после наплавки. Рекомендуется наплавленный металл изолировать асбестом для замедления остывания. Если повреждения значительны, то поврежденную часть лопасти заменяют наделкой из листовой стали, приклепываемой к лопасти. Полость наделки заливают цементом.

Бронзовые и латунные винты стойки против коррозии, но разрушение поверхности может произойти в результате кавитационной эрозии. Небольшие повреждения поверхности исправляют наплавкой с помощью электрической или газовой сварки. Для наплавки применяют тот же металл, из которого изготовлена лопасть.

Правку деформированных лопастей производят вручную или под прессом. Горячая правка лопастей из латуни не рекомендуется, так как при нагреве выгорает цинк и, кроме того, материал при температуре около 500° становится красноломким.

Ремонт поломанных латунных лопастей чаще всего производят путем приварки отлитой части. При ремонте небольших винтов применяют иногда способ приливки недостающей части лопасти. При ремонте винтов возможны значительные искажения шага, получающиеся вследствие деформации лопастей при сварке, нагревании, неточности обработки.

Поэтому отремонтированный винт необходимо подвергнуть тщательной проверке, все отклонения геометрических характеристик от нормы устранить и винт подвергнуть балансировке.

Съемка гребного винта для его замены является довольно сложной операцией. Перед съемкой винта необходимо разъединить гребной вал от промежуточного и установить металлические или деревянные упоры между фланцем гребного вала и переборкой ахтерпика. Это делают для того, чтобы избежать повреждений упорного подшипника при съемке винта.

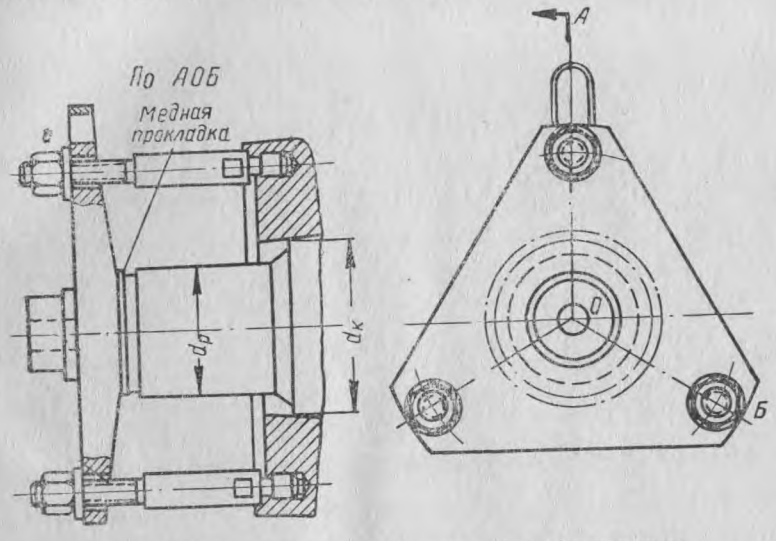


Рис. 112. Приспособление для снятия гребных винтов

Отдачу концевой гайки производят специальным ключом, который поворачивается с помощью талей или кувалды. Иногда гайку приходится предварительно нагревать. Стягивание винта с конуса вала удобнее всего производить посредством приспособления (рис. 112), состоящего из двух длинных стальных болтов, ввинчивающихся в торец ступицы и проходящих другими концами через поперечину, упирающуюся в конец вала. Сдвиг винта с конуса вала производят завинчиванием гаек или с помощью гидравлического домкрата.

ЛИТЕРАТУРА

Алферьев М. Я., Судовые движители, Речиздат, 1947.

Апухтин П. А., Войткунский Я. И., Сопротивление воды движению судов, Машгиз, 1953.

Басин А. М., Основы теории и расчета судовых гребных колес, Речиздат, 1948.

Басин А. М. и др. Расчеты гидромеханического комплекса судов внутреннего плавания, Труды ЦНИИРФа, вып. XXXVII, изд-во «Речной транспорт», 1958.

Богданов Б. В., Толкачи и баржи для толкания, изд-во «Речной транспорт», 1959.

Гулиев Ю. М., Гребные винты, изд-во «Морской транспорт», 1956.

Жученко М. М. и Иванов В. М., Судовые движители, Судпромгиз, 1956.

Звонков В. В., Судовые тяговые расчеты, изд-во «Речной транспорт», 1956.

Лаврентьев В. М., Судовые движители, изд-во «Морской транспорт», 1949.

Павленко Г. Е., Сопротивление воды движению судов, изд-во «Морской транспорт», 1956.

Соловьев В. И. и Чумак Д. А., Корабельные движители, Воениздат, 1948.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Раздел первый. **Общие понятия из гидромеханики и сопротивление воды движению судна**

Глава I. **Общие понятия из гидромеханики**

§ 1. Некоторые понятия и определения из гидромеханики . . . 5
§ 2. Физические свойства жидкостей 6
§ 3. Характеристика движения жидкости 9
§ 4. Уравнение неразрывности движения жидкости 10
§ 5. Уравнения Д. Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости 11
§ 6. Ламинарный и турбулентный характер движения жидкости . 14
§ 7. Некоторые сведения из теории крыла 16
§ 8. Опытовые бассейны для испытания моделей судов . . . 19

Глава II. **Сопротивление воды движению судов**

§ 9. Общее представление о сопротивлении воды движению судна 21
§ 10. Пограничный слой вблизи корпуса движущегося судна . . 23
§ 11. Расчет сопротивления трения 24
§ 12. Остаточное сопротивление 27
§ 13. Определение остаточного сопротивления судна по результатам испытания моделей 29
§ 14. Вычисление остаточного сопротивления по формулам и графикам 34
§ 15. Влияние мелководья, канала и уклона водного пути на сопротивление воды движению судов 39
§ 16. Дополнительные составляющие сопротивления 46
§ 17. Влияние главных размерений и формы обводов судна на сопротивление воды его движению 52
§ 18. Способы практического увеличения скоростей судов и уменьшения сопротивления воды 55
§ 19. Примеры расчетов сопротивления воды движению судов на глубокой воде, мелководье и в канале по приближенным формулам и графикам 59

Раздел второй. **Судовые движители**

Глава III. **Общее представление о судовых движителях**

§ 20. Назначение и роль движителей 64
§ 21. Классификация и типы судовых движителей 66
§ 22. Методы улучшения работы движителей 72

Глава IV. **Геометрия движителей**

§ 23. Геометрия гребного винта 76
§ 24. Построение чертежа гребного винта 81
§ 25. Геометрия направляющих насадок 90

Глава V. **Кинематические и гидродинамические характеристики движителей**

§ 26. Принцип действия гидравлического движителя 93
§ 27. Теория идеального движителя 95
§ 28. Кинематические и гидродинамические характеристики гребного винта 99
§ 29. Режимы работы гребного винта и кривые действия винта в свободной воде 104
§ 30. Кинематические и гидродинамические характеристики гребного колеса 109

Глава VI. **Экспериментальное изучение работы гребного винта в свободной воде**

§ 31. Законы подобия для гребных винтов 111
§ 32. Серийные испытания моделей гребных винтов 114
§ 33. Диаграммы для расчета гребных винтов 116
§ 34. Вспомогательные диаграммы ЦНИИРФа для расчетов открытых гребных винтов 122
§ 35. Вспомогательные диаграммы ЦНИИРФа для расчетов гребных винтов в насадках 122
§ 36. Диаграммы для расчета гребных колес 127

Глава VII. **Взаимодействие гребного винта с корпусом судна**

§ 37. Сущность взаимодействия движителей с корпусом судна . . 132
§ 38. Влияние попутного потока и засасывания на коэффициент полезного действия гребного винта 136
§ 39. Расположение движителей относительно корпуса судна и выступающих частей 137
§ 40. Особенности работы гребного винта в косом потоке . . . 139
§ 41. Физическая сущность кавитации движителей 141
§ 42. Влияние кавитации на работу движителей 142
§ 43. Меры борьбы с кавитацией гребных винтов 143

Глава VIII. **Расчеты движителей**

§ 44. Выбор типа движителя 144
§ 45. Выбор основных конструктивных элементов гребных винтов 145
§ 46. Типы расчетов движителей судов 147
§ 47. Примеры расчетов гребных винтов 150
§ 48. Методы приближенных расчетов ходкости судна 156

Глава IX. **Испытания движительной установки судна**

§ 49. Назначение пропульсивных испытаний судов 157
§ 50. Условия проведения испытания 159
§ 51. Способы измерения скорости судна 160
§ 52. Способы измерения упора, момента, числа оборотов и тяги на гаке 161

Глава X. **Анализ работы движительной установки судна**

§ 53. Задачи анализа. Исходные данные 162
§ 54. Определение коэффициентов взаимодействия движителей с корпусом 163
§ 55. Соответствие движителя машинной установке и корпусу судна 164
§ 56. Тяговые свойства различных двигателей и понятие о внешней характеристике двигателя 167
§ 57. Ходовые и тяговые характеристики судов (паспортные диаграммы) и их практическое использование 173

Глава XI. **Конструкция движителей**

§ 58. Конструкция гребных винтов 175

§ 59. Крепление гребного винта на валу 177
§ 60. Конструкция направляющих насадок 180
§ 61. Конструкция гребных колес 182

Глава XII. **Краткие сведения о производстве гребных винтов**

§ 62. Материал для изготовления гребных винтов 186
§ 63. Изготовление гребных винтов 189
§ 64. Основные требования, предъявляемые при приемке гребных винтов 190
§ 65. Измерение геометрических элементов гребных винтов . . 192
§ 66. Краткие сведения о ремонте гребных винтов 194
Литература 196

ТИХОМИРОВ НИКОЛАЙ АЛЕКСЕЕВИЧ

ХОДКОСТЬ СУДНА

Редактор изд-ва *Кан П. М.*
Переплет художника *Коврижкина А. В.*
Техн. редактор *Ермакова Т. Т.*
Корректоры: *Воробьева В. А.* и *Садикова Л. С*

Сдано в производство 25/VII-59 г.
Т-12706 Подп. к печ. 9/XI-59 г.
Бумага $60\times92^{1}/_{16}$—6,25 б. л.=12,5 п. л.
11,83 уч.-изд. л.
Изд. № Ут—995-Р Тираж 3000
Цена 5 р. 15 к. Заказ 1356

1-я тип. изд-ва „Речной транспорт"
Москва, Кожевническая ул.,д. 1-б

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОТПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
79	Подрисуночная подпись к рис. 49	Разверка	Развертка
121	6 снизу	$\ldots \sqrt{\frac{102,6}{730}} \ldots$	$\ldots\ldots \sqrt{\frac{102 \cdot 6}{730}} \ldots$
121	16 »	$\ldots \frac{3 \cdot 175 \cdot 4,94}{75 \cdot 0,56} \ldots$	$\ldots \frac{3175 \cdot 4,94}{75 \cdot 0,56} \ldots$
130	9 »	$\overline{\eta_{lo}} - 0,34$;	$\overline{\eta_{lp}} = 0,34$;
133	1 »	$\ldots + \frac{0,16}{t} \delta^{i\gamma} \ldots$	$\ldots + \frac{0,16}{t} \delta^{i} \ldots$
140	11 сверху	α_1.	α^*.
140	3 снизу	[1]Фактически	*Фактически
155	Таблица, 2 графа, 2 строка сверху	$v_e v \ldots$	$v_e = v$

Зак. 1356