

Глава 4 из книги:

**Сахновский Б.М.
Модели судов новых типов.
Судостроение, 1987 г.**

Содержание главы:

- 4.1. ПРИБЛИЖЕННАЯ ОЦЕНКА МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ МОДЕЛИ**
- 4.2. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПРОПУЛЬСИВНОЙ СИСТЕМЫ МОДЕЛЕЙ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ**
- 4.3. ОЦЕНКА ХОДОВЫХ КАЧЕСТВ МОДЕЛЕЙ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ НЕТРАДИЦИОННОЙ КОНСТРУКЦИИ**
- 4.4. РАСЧЕТ ГИДРОАЭРОДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ МОДЕЛЕЙ СУДОВ И АППАРАТОВ С ДИНАМИЧЕСКИМИ ПРИНЦИПАМИ ПОДДЕРЖАНИЯ**
- 4.5. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОДЕЛЕЙ С НЕСТАНДАРТНЫМИ ДВИЖИТЕЛЯМИ**
- 4.6. СРЕДСТВА УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ МОДЕЛЕЙ**
- 4.7. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ И РЕДУКТОРА ДЛЯ МОДЕЛИ СУДНА**
- 4.8. ПРОВЕРКА ХОДОВЫХ КАЧЕСТВ САМОХОДНЫХ МОДЕЛЕЙ**

В приведенном ниже тексте отсутствуют рисунки: 4.3 - 4.21, 4.23, 4.25 – 4.27, 4.32, 4.37, 4.39. На этих рисунках должны были быть фотографии моделей различных судов. К сожалению, качество первоисточника не позволило воспроизвести эти фотографии в тексте.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ „КОРПУС-ДВИГАТЕЛЬ-ДВИЖИТЕЛЬ” МОДЕЛЕЙ СУДОВ НОВЫХ ТИПОВ

От правильного выбора мощности и типа двигателя самоходной модели существенно зависят ее эксплуатационные качества: скорость, устойчивость на курсе, поворотливость, срок службы элементов питания. В общем случае мощность двигателя модели зависит от скорости ее движения, сопротивления среды движению модели и потерь мощности в системе „корпус-двигатель-движитель”.

4.1. ПРИБЛИЖЕННАЯ ОЦЕНКА МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ МОДЕЛИ

На самоходную модель при движении действуют гидродинамические силы сопротивления корпуса; силы от движительно-рулевого комплекса; кроме того, на надводную часть модели при ветре также воздействуют силы. Существенное влияние оказывают на модель волнение, течение и ряд других факторов. Проекция всех гидро- и аэродинамических сил на направление движения модели представляет силу \cdot сопротивления среды, от которой во многом зависит мощность двигателя модели. Моделисты обычно не рассчитывают сопротивление среды движению моделей. Мощность двигателя выбирают с использованием приближенной формулы:

$$N_{\text{дв}} = 2 \cdot (N'_{\text{дв}} / m^{3,5}),$$

где $N_{\text{дв}}$ - мощность двигателя модели; $N'_{\text{дв}}$ - мощность двигателя натурного судна; m - масштаб модели.

Расчеты по этой формуле показывают, что мощность электродвигателей (ЭД), применяемых в самоходных моделях, зачастую значительно завышена по сравнению с требуемой для движения с масштабной скоростью. Вследствие этого силовой привод неэффективно используется, преждевременно разряжаются элементы питания, и увеличивается масса модели.

Как известно, мощность, Вт, которую развивает ЭД постоянного тока, подсчитывают как:

$$N_{\text{дв}} = I \cdot U \cdot \eta_{\text{ЭД}},$$

где I - ток, потребляемый электродвигателем, А; U - напряжение, подведенное к электродвигателю, В; $\eta_{\text{ЭД}}$ - электрический КПД двигателя, показывающий, какая часть энергии, потребляемая двигателем, преобразуется в полезный вращающий момент. Для ЭД постоянного тока, применяемых в самоходных моделях судов, максимальное значение $\eta_{\text{ЭД}}$ повышается с увеличением мощности двигателей и составляет 0,40 для двигателей мощностью 30 - 40 Вт и 0,50 - 0,60 для двигателей мощностью 100 - 140 Вт. Таким образом, даже у точно подобранного по мощ-

ности ЭД, половина потребляемой мощности расходуется впустую.

Мощность, Вт, необходимая для движения модели судна:

$$N_{\text{дв}} = \frac{Rv}{\eta \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{вл}}},$$

где Rv - сопротивление среды движению модели, Н; v - скорость движения модели, м/с;

η - пропульсивный коэффициент;

$\eta_{\text{ред}}$ - коэффициент полезного действия редуктора;

$\eta_{\text{вл}}$ - коэффициент полезного действия вало-провода.

Пропульсивный коэффициент η характеризует эффективность комплекса „корпус модели - движитель”. Движителями называют устройства, преобразующие энергию двигателя модели в силу тяги, преодолевающую сопротивление среды движению модели. Определение η при постройке самоходных моделей судов - задача непростая; как ее решать будет сказано ниже. Для предварительной оценки мощности привода модели можно принимать в расчетах значение $\tau = 0,30 \div 0,50$ в зависимости от типа судна, качества изготовления комплекса, частоты вращения движителя и его размеров.

КПД редуктора зависит от типа зубчатых колес, качества его сборки и смазки, и может быть подсчитан по формуле

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i \cdot \dots \cdot \eta_n \cdot \eta_n^{2n},$$

где η_i - КПД одной i -ой зубчатой передачи;

n - количество зубчатых передач в редукторе;

η_n - КПД пары опорных подшипников

($\eta_n = 0,98 \div 0,95$).

КПД одной пары зубчатых колес в первом приближении можно принять: $\eta_i = 0,75 \div 0,90$ для цилиндрической или конической пары колес при передаточных числах $i = 1 \div 6$; $\eta_i = 0,30 \div 0,60$ для червячной передачи при $i = 6 \div 100$; $\eta_i = 0,30 \div 0,80$ для винтовой передачи.

Как можно более точно определить потери в редукторе, рассмотрим в 4.7. Потери в валопроводе модели, если он изготовлен аккуратно, составляют незначительную величину, и в расчетах можно принимать $\eta_{\text{вл}} = 0,97 \div 0,90$.

В судостроении обычно полное сопротивление воды движению судна рассчитывают с использованием метода Фруда по результатам испытаний модели корпуса судна в специальных опытовых бассейнах. По этому методу полное сопротивление R условно подразделяется на сопротивление трения $R_{\text{тр}}$ и на сопротивление остаточное R_o . К сопротив-

лению трения относят часть полного сопротивления, которая зависит от размеров судна, площади его смоченной поверхности (для водоизмещающих судов - поверхность корпуса ниже ватерлинии) и скорости движения. Сопротивление трения рассчитывают по специальным графикам, составленным на основе результатов испытаний пластин в потоке жидкости. С увеличением длины судна и скорости его движения коэффициент трения пластины, с помощью которого определяют сопротивление трения R_{TP} , уменьшается. Поэтому натурное судно и модель-копия будут иметь различные коэффициенты трения. Это - основная причина, делающая невозможным пересчеты полного сопротивления с натуры на модель пропорционально кубу масштаба. Данное явление называют обычно "масштабным эффектом". Вторая часть полного сопротивления - остаточное сопротивление R_o - зависит от типа судна (формы его корпуса), количества корпусов, скорости движения, волнения и принимается равной у судна и модели пропорционально кубу масштаба: m^3 . Например, если судно длиной $L=50$ м имеет остаточное сопротивление $R_o = 12\,500$ Н, то модель этого судна длиной $1,0$ м, будет иметь остаточное сопротивление $r_o = R_o / m^3 = 12500/50^3 = 0,1$ Н.

Применить метод Фруда для расчета сопротивления самоходных моделей можно, если известны значения остаточного сопротивления судна-прототипа или близкого к нему по размерениям и форме обводов корпуса. В последующих разделах будет показано, как можно, применяя метод Фруда, оценить сопротивление воды движению самоходных моделей различных типов.

В судостроении часто для оценки гидродинамических качеств корпуса судна и сопротивления на начальных стадиях проектирования применяют безразмерную характеристику — *гидродинамическое качество*.

$$K = D \cdot g / R, \quad (4.2)$$

где D - водоизмещение судна, т; $g = 9,81$ м/с² - ускорение свободного падения.

Удобно использовать эту характеристику для оценки в первом приближении сопротивления самоходных моделей. С этой целью была выполнена систематизация судов различных типов и кораблей, которая позволила установить зависимость изменения гидродинамического качества K от числа Фруда (относительной скорости движения) по длине судна

$$Fr = v / \sqrt{gL}$$

или его водоизмещению

$$Frv = v / \sqrt{g(\sqrt[3]{V})}$$

Параметр Fr использован для водоизмещающих судов, Frv - для быстроходных судов и аппаратов с ДПП. Полученные зависимости были пересчитаны для моделей судов различных классов и кораблей, рассмотренных в разд. 3. При пересчете коэффициента K судов для моделей были учтены масштаб модели, изменение доли сопротивления трения в общем сопротивлении в зависимости от числа Фруда, различие в характере потока в пограничном слое судна и его модели. Полученные в результате подоб-

ного анализа зависимости гидродинамического качества K от чисел Фруда Fr и Frv для самоходных моделей судов приведены на рис. 4.1 и 4.2.

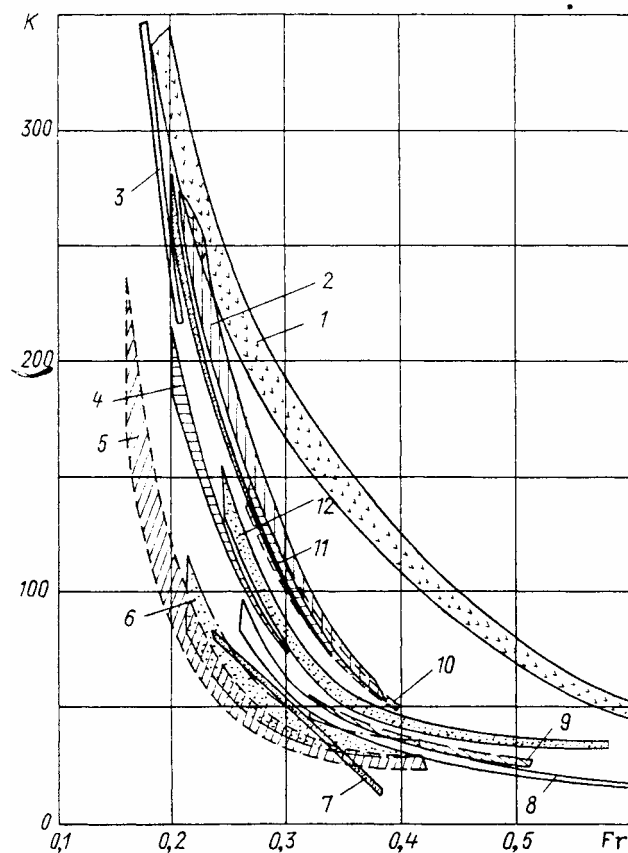


Рис. 4.1. Коэффициент гидродинамического качества моделей водоизмещающих судов

1 - морские грузовые; 2 - морские пассажирские; 3 - морские крупнотоннажные танкеры; 4 - траулеры, сейнеры; 5 - речные грузовые; 6 - речные пассажирские; 7 - речные буксиры-толкачи; 8 - речные катамараны; 9 - крейсера; 10 - эсминцы; 11 - тральщики; 12 - подводные лодки.

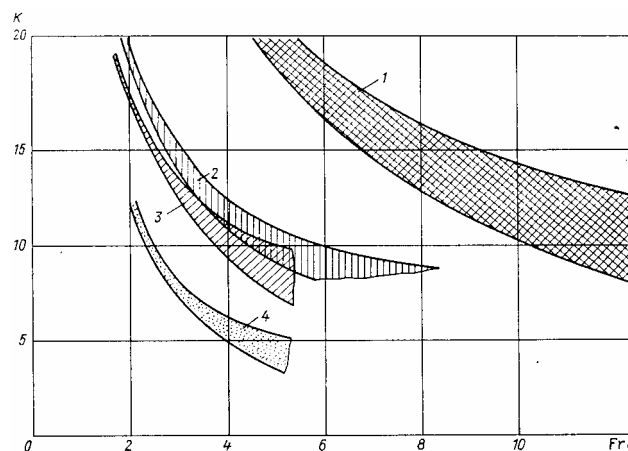


Рис. 4.2. Коэффициент гидродинамического качества моделей судов с динамическими принципами под-держания.

1 - экранопланы; 2 - СВП; 3 - СПК; 4 - глиссирующие суда.

Для моделей судов некоторых типов зоны изменения гидродинамического качества широкие, что

объясняется изменением масштаба моделей. В такой зоне верхняя кривая соответствует большему масштабу модели (например, 1:50), а нижняя кривая, огибающая зону, - меньшему масштабу модели (1:200). Коэффициенты качества моделей морских судов, обычно выше коэффициентов моделей речных судов. Коэффициенты K судов и моделей с ДПП (см. рис. 4.2) практически совпадают, так как доля сопротивления трения в общем сопротивлении для этих судов незначительна, т. е. сопротивление модели пропорционально кубу масштаба судна. Доля сопротивления трения судов других типов в общем сопротивлении значительная и зависит от числа Фруда. Так, наибольшая доля сопротивления трения наблюдается у подводных транспортных судов и лодок и составляет 90-95 % R .

С помощью рис. 4.1 и 4.2 можно быстро оценить сопротивление воды движению модели судна, а также потребную мощность двигателя, если известны тип и водоизмещение модели, скорость ее движения и длина. Обычно моделист знает характеристики судна-прототипа, модель которого он строит, и определить требуемые характеристики модели не представляет труда с помощью теории подобия:

$$\text{Длина модели} = \frac{\text{Длина судна}}{\text{Масштаб}};$$

$$\frac{\text{Объемное водоизмещение модели}}{\text{Объемное водоизмещение судна}} = \frac{1}{(\text{Масштаб})^3};$$

$$\text{Скорость модели} = \frac{\text{Скорость судна}}{\sqrt{\text{Масштаб}}};$$

$$\frac{\text{Частота вращения винтов модели}}{\text{Частота вращения винтов судна}} = \sqrt{\text{Масштаб}}$$

Таблица 4.1. Коэффициент для пересчета главных размер-ний и характеристик судна на модель

m	m^2	m^3	\sqrt{m}
10	100	1000	3.16
15	225	3375	3.87
20	400	8000	4.47
25	625	15625	5.00
50	2500	125000	7.07
75	5625	422000	8.66
100	10000	1000000	10.00
150	22500	3375000	12.25
200	40000	8000000	14.15

При пересчете этих характеристик судна на модель и, наоборот, удобно пользоваться табл. 4.1, в которой m - масштаб модели, используемый для пересчета всех линейных размеров модели (длина, ширина, осадка, высота борта и т. д.); m^2 - масштаб площади; m^3 - масштаб водоизмещения, массы; \sqrt{m} - масштаб скорости и частоты вращения движителей.

В качестве примера определим сопротивление и необходимую мощность двигателя нескольких моделей: грузового морского теплохода, подводной

лодки и речного глиссирующего пассажирского теплохода для малых рек. Полученные результаты приведены в табл. 4.2

В результате расчетов была получена минимально потребная мощность для движения модели с масштабной скоростью. Необходимо учитывать, что на дистанции во время проведения соревнований редко бывает тихая безветренная погода. Волнение и ветер приводят к возникновению дополнительного сопротивления среды движению самоходной модели, и на преодоление этого сопротивления необходима дополнительная мощность. Способ учета влияния ветроволнового режима на сопротивление самоходных моделей будет рассмотрен ниже (см. 4.2).

Таким образом, с помощью упрощенного способа расчета сопротивления воды движению самоходных моделей судов и кораблей можно оценить минимально необходимую мощность двигателя модели, выбрать тип и марку двигателя, что позволит затем рассчитать характеристики движителей и других устройств.

4.2. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПРОПУЛЬСИВНОЙ СИСТЕМЫ МОДЕЛЕЙ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ

Модели водоизмещающих судов могут двигаться в режиме плавания ($Frv < 1$) и переходном режиме ($1 < Frv < 3$). Этот режим плавания достаточно точно описывается выражением, отражающим закон Архимеда:

$$D = \rho V,$$

где D и V - водоизмещение модели судна, т, и объемное водоизмещение, м³; $\rho = 1000$ кг/м³ - плотность речной воды.

В режиме плавания движутся модели грузовых и пассажирских судов морского и речного флота, а в переходном режиме - модели различных служебно-вспомогательных судов, быстроходных кораблей и катеров военно-морского флота, пассажирские катера некоторых типов. За счет повышенной скорости на модели судов, движущихся в переходном режиме, действует, кроме архимедовой силы, гидродинамическая сила поддержания, приводящая к некоторому всплытию модели и увеличению ее осадки кормой (рис. 4.3-4.21).

Эффективность пропульсивной системы, а следовательно, и ходовые качества водоизмещающих моделей зависят от следующих факторов:

- значения сопротивления воды движению модели;
- характеристик взаимодействия между корпусом модели и ее движителями;
- параметров движительно-рулевого комплекса (ДРК);
- характеристик двигателя и передачи от двигателя к движителям.

Сопротивление воды движению водоизмещающих моделей судов в общем случае, как было принято в § 4.1,

Таблица 4.2. Приближенная оценка мощности двигателя самоходной модели

Характеристика	Формула пересчета	Расчетные значения		
		Грузовой морской теплоход	Подводная лодка	Глиссирующий пассажирский теплоход
Длина судна L', м	-	150	84,8	22
Водоизмещение судна D', м	-	15000	4300	30
Скорость судна V', м/с	-	12	15,3	11
Масштаб модели, м	-	100	100	20
Длина модели L, м	$L = L' : m$	1,5	0,848	1,1
Водоизмещение модели D, м	$D = D' : m^3$	0,015	0,0043	0,00375
Скорость модели V, м/с	-	1,2	1,53	2,5
Относительная скорость	$\frac{v/\sqrt{gL}}{v/\sqrt{g(\sqrt[3]{VD})}}$	0,31	0,53	-
		-	-	2,0
Гидродинамическое качество модели K	-	170	32	12
Сопrotивление модели R, Н	$R = D \cdot g / K$	0,88	1,35	3,12
Мощность двигателя модели N _{дв} , Вт	$N_{дв} = \frac{R \cdot v}{\eta \cdot \eta_{пред} \cdot \eta_{вл}}$	5,0 ($\eta = 0,3;$ $\eta_{вл} = 0,9;$ $\eta_{пред} = 0,8)$	7,5 ($\eta = 0,3;$ $\eta_{вл} = 0,95)$	29,0 ($\eta = 0,3;$ $\eta_{вл} = 0,9)$

$$R = R_{TP} + R_o + \Delta R,$$

где ΔR - дополнительное сопротивление.

Сопrotивление трения, Н,

$$R_{TP} = \zeta_{TP} [(\rho \cdot V^2) / 2] \cdot \Omega,$$

где ζ_{TP} - коэффициент сопротивления трения гладкой пластины; Ω - смоченная поверхность корпуса модели, м².

Коэффициент ζ_{TP} во всех дальнейших расчетах будем принимать по табл. 4.3 в зависимости от длины модели и скорости ее движения. Коэффициент ζ_{TP} слабо зависит от этих параметров (длины и скорости модели).

Смоченную поверхность самоходных водоизмещающих моделей подсчитывают по следующим формулам:

- для моделей транспортных судов морского флота

$$\Omega = L \cdot T \cdot [2 + 1,37 \cdot (\delta - 0,274) \cdot B/T]; \quad (4.5)$$

- для моделей судов речного флота и военных кораблей

$$\Omega = L \cdot T \cdot (1,36 + 1,3 \cdot \delta \cdot B/T); \quad (4.6)$$

Таблица 4.3. Коэффициент сопротивления трения моделей судов

Скорость модели	Коэффициент сопротивления трения ζ_{TP} при длине L, м		
	До 1,0	1,0 – 2,0	Свыше 2,0
До 1,0	0,0050	0,0045	0,0040
1,1-2,0	0,0045	0,0040	0,0035
2,1-3,0	0,0040	0,0035	0,0030
3,1-4,0	0,0035	0,0030	0,0025

Таблица 4.4. Базовые коэффициенты оста-точного сопротивления моделей быстроходных Грузовых и пассажирских судов

Коэффициент полноты водоизмещения δ	Коэффициент ζ'_o при Fr				
	0,18	0,26	0,30	0,35	0,40
0,50	0,65 0,50	1,20 0,70	2,00 1,15	2,80 2,00	3,30 2,80
0,55	0,65 0,50	1,40 0,90	2,30 1,40	3,10 2,35	3,80 3,00
0,60	0,70 0,50	1,50 1,15	3,10 2,55	3,90 3,30	4,50 3,90
0,65	0,80 0,50	1,80 1,40	3,70 4,20	5,00 4,70	6,00 5,30

Примечание. Верхняя цифра – для грузовых судов; нижняя – для пассажирских.

Дополнительное сопротивление ΔR учитывает влияние выступающих частей корпуса (рулей, стабилизаторов, выкружек гребных валов, килей и т.д.), шероховатости корпуса модели и волнения водной поверхности на ходовые качества модели. Дополнительное сопротивление ΔR , Н, подсчитывают по формуле, аналогичной (4.4), которой вместо ζ_{TP} принимают коэффициент $\Delta\zeta=(0,5-1,0)\cdot 10^{-3}$ в зависимости от типа модели и количества выступающих частей:

$$\Delta R = \Delta \zeta \cdot [(\rho \cdot v^2) / 2] \cdot \Omega \quad (4.7)$$

Сложнее всего оценить остаточное сопротивление

$$R_o = \zeta_o \cdot [(\rho \cdot v^2) / 2] \cdot \Omega \quad (4.8)$$

где ζ_o – коэффициент остаточного сопротивления модель.

Для моделей морских транспортных и пассажирских судов коэффициент

$$\zeta_o = \zeta'_o \cdot K_{L/B} \cdot K_{B/T}, \quad (4.9)$$

где ζ'_o – базовый коэффициент остаточного сопротивления, приведенный для моделей быстроходных грузовых и пассажирских судов в табл. 4.4 и для транспортных судов с большим коэффициентом общей полноты δ (танкеры, суда для перевозки навалочных грузов - балкеров) - в табл. 4.5 в зависимости от коэффициента полноты водоизмещения $\delta = V/LBT$ и числа Фруда Fr ; $K_{L/B}$ и $K_{B/T}$ - коэффициенты влияния отношений L/B и B/T на коэффициент ζ'_o .

Для моделей быстроходных грузовых и пассажирских судов, у которых

$$5 < L/B < 7 \text{ и } 2 < B/T < 5,$$

$$K_{L/B} = -0,35 \cdot (L/B) + 2,95; \quad (4.10)$$

$$K_{L/B} = 8,2 / [(B/T) + 4,8].$$

Для моделей танкеров и других судов с большими значениями δ , у которых

$$5,5 < L/B < 8,5 \text{ и } 2 < B/T < 4,$$

$$K_{L/B} = 3,7 / [(B/T) - 3,2]; \quad (4.11)$$

$$K_{L/B} = 2,9 / [(B/T) - 0,1].$$

В табл. 4.4 и 4.5 коэффициенты ζ'_o даны для моделей с традиционной носовой оконечностью. Если модель имеет носовой бульб, то значения ζ'_o принимаемые по табл. 4.4 и 4.5, необходимо уменьшить на 20 %. Следует помнить, что с помощью табл. 4.4, 4.5 и формул (4.9)-(4.11) можно рассчитать коэффициент ζ_o и для моделей речных судов, соотношения главных размерений которых (L/B , B/T , δ) мало отличаются от соотношений рассмотренных моделей морских судов.

Таблица 4.5. Базовые коэффициенты остаточного сопротивления моделей танкеров и судов для перевозки навалочных грузов (балкеров)

Коэффициент полноты водоизмещения δ	Коэффициент ζ'_o при Fr			
	0,14	0,19	0,21	0,23
0,80	0,90	1,20	1,90	3,20
0,83	1,20	1,90	3,20	4,60
0,86	2,20	4,50	6,20	8,00
0,88	2,10	4,10	5,90	8,00

Сопротивление, определяемое по формуле (4.3), не учитывает возможного влияния ветра и волнения на ходовые качества моделей судов. При проектировании пропульсивной системы самоходных моделей, запускать которые предполагается на открытых водоемах, целесообразно учитывать дополнительное сопротивление от ветрового волнения ΔR_{BB} и ветра ΔR_a .

Дополнительное сопротивление ΔR_{BB} , которое может действовать на модель при ее движении на дистанции, зависит от следующих параметров: скорости распространения волнения C ; высоты волны h ; ширины корпуса модели B ; угла заострения носовой ветви ватерлинии модели Ψ_H и определяется по зависимости

$$\Delta R_{BB} = [\rho \cdot (v + C)^2 \cdot B \cdot h \cdot (1 - \cos \Psi_H)] / 2\pi \quad (4.12)$$

Дополнительное аэродинамическое сопротивление от ветра, действующего против направления движения модели, оценивается по формуле

$$\Delta R_a = [Ca \cdot \rho \cdot (v + C)^2 \cdot Fa] / 2 \quad (4.13)$$

где Ca — коэффициент аэродинамического сопротивления надводной части модели; Fa — наибольшая площадь поперечной надводной части модели.

Эффективность работы пропульсивной системы модели оценивается пропульсивным коэффициентом η , значение которого можно найти по формуле, аналогичной (4.1):

$$\eta = [Pe \cdot v] / [2\pi \cdot n \cdot M] = \eta_{движ} \cdot [1 - t] / [1 - \Psi] \quad (4.14)$$

где Pe — полезная тяга гребного винта, Н; v — скорость модели, м/с; M и n — крутящий момент, Н·м и частота вращения гребного винта, с⁻¹; t и Ψ — коэффициенты засасывания и попутного потока; $\eta_{движ}$ - КПД движителя.

При движении модели полезная тяга гребного винта Pe должна быть равна сопротивлению воды движению модели R . Если модель двухвальная ($x = 2$), то должно соблюдаться равенство $x \cdot Pe = R$. Коэффициенты взаимодействия t и Ψ учитывают

влияние корпуса модели на изменение коэффициента полезного действия движителя $\eta_{\text{движ.}}$. Поэтому

$$[1 - t]/[1 - \Psi] = \eta_k,$$

где η_k — коэффициент влияния корпуса. Для моделей морских судов $\eta_k = 1,15 \div 1,20$; для моделей речных судов, которые выполняются обычно, двухвальными, коэффициент $\eta_k = 1,05 \div 1,15$; для моделей речных, имеющих туннельные обводы кормы, $\eta_k = 0,95 \div 1,05$.

Для расчетов движителей самоходных моделей морских судов нужно оценить по формулам следующие величины:

коэффициент попутного потока

$$\Psi = 0,165 \cdot \delta \sqrt[3]{V^3 \sqrt{V/D_e}} \quad (4.15)$$

где $x = 1$ - для одновальных моделей;
 $x = 2$ - для двухвальных моделей;

D_e - диаметр винта, м;

коэффициент засасывания корпуса моделей одновальных судов

$$t = 0,8 \cdot \Psi \quad (4.16)$$

и моделей двухвальных судов

$$t = 0,25 \cdot \Psi + 0,14 \quad (4.17)$$

Для оценки характеристик взаимодействия движителей моделей речных судов с корпусом рекомендуются следующие формулы:

$$\Psi = a \cdot \delta + 0,08 \cdot \delta^2 \cdot \sqrt[3]{V^3 \sqrt{V/D_e}} \quad (4.18)$$

где a - коэффициент, принимаемый 0,10 для открытых гребных винтов и 0,043 - для комплекса „винт-насадка“.

Коэффициент засасывания моделей речных судов подсчитывают по зависимости

$$t = 0,8 \cdot \Psi \cdot (1 + 0,25 \cdot \Psi) \quad (4.19)$$

Для моделей, имеющих туннельную корму со свесом за винтами, рекомендуется принимать $t = \Psi$.

Зная сопротивление воды движению модели и характеристики взаимодействия движителя с корпусом, можно перейти к определению параметров движителей. Этому должна предшествовать предварительная оценка мощности двигателя и КПД редуктора принятой схемы, порядок которой изложен в 4.1. Более подробно эти вопросы рассмотрены в 4.8.

На моделях транспортных судов, кораблей ВМФ и судов специального назначения применяют в основном такие движители, как открытые гребные винты и гребные винты в традиционных насадках. Пропульсивный коэффициент моделей, определенный по формуле (4.14), ниже, чем натуральных судов-прототипов из-за масштабного эффекта и зависит от типа движителя, его размеров, частоты вращения и

качества изготовления. Основными параметрами гребного винта являются диаметр D_e , шаговое отношение H_e / D_e ; число лопастей Z , дисковое отношение θ и форма сечения лопастей. Диаметр гребных винтов моделей изменяется в пределах от 30 до 100 мм. Малые диаметры винта характерны для моделей-копий длиной до 0,5—0,7 м, большие - для самоходных моделей транспортных судов и военных кораблей, в том числе и подводных лодок длиной до 2,5 м.

Шаговое отношение винта во многом зависит от скорости движения модели. У самоходных моделей-копий и радиоуправляемых моделей с ЭД $H_e / D_e = 0,4 \div 1,0$, а у моделей военных кораблей и быстроходных гражданских судов $H_e / D_e = 1,0 \div 1,5$.

Гребные винты моделей-копий обычно имеют $Z = 3 \div 5$ и $Q = 0,4 \div 1,0$.

Направляющие насадки на модели гребных винтов устанавливают с целью увеличения тяговых показателей пропульсивного комплекса. *Насадка* представляет собой кольцевое крыло с внутренним диаметром, превышающим на 1,0—2,0 мм диаметр гребного винта. Насадка может быть как неподвижной относительно корпуса модели, так и поворотной. В последнем случае устанавливать на модели специальное рулевое устройство не нужно. Комплекс „винт — насадка“ характерен для моделей буксиров, толкачей, рыбопромысловых судов и некоторых типов относительно тихоходных транспортных судов.

В ходе расчета гребных винтов самоходных моделей в основном определяют шаговое отношение гребного винта H_e / D_e , так как его остальные характеристики (z , θ , контур лопасти) слабо влияют на его эффективность. Диаметр гребного винта модели принимается равным диаметру (в масштабе модели) винта натурального судна-прототипа или увеличенным не более чем в 1,5 раза по правилам судомодельных соревнований.

Если в ходе предварительных расчетов тип двигателя выбран, то можно приступить к определению шагового отношения гребных винтов диаметром D_e , обеспечивающих потребление номинальной мощности двигателя $N_{дв}$ (или крутящего момента $M_{дв}$) при заданной частоте вращения гребных валов n и скорости движения модели V .

Мощность двигателя, Вт, работающего на гребной винт, подсчитывают по выражению, аналогичному (4.1):

$$N_{дв} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot M}{\eta_{ред} \cdot \eta_{вл}}, \quad (4.20)$$

где M - момент на гребном винте, Н·м.

Схема определения шагового отношения гребного винта и пропульсивного коэффициента модели ясна из табл. 4.6. Возьмем для примера открытый гребной винт модели одновального грузового судна, оборудованной ЭД мощностью 15 Вт с крутящим моментом на гребном валу (при $\eta_{ред} = 0,75$) $M_{дв}$

= 0,036 Н·м и частотой вращения гребного вала $n = 50 \text{ с}^{-1}$.

Зададим масштабную скорость модели $V = 1,5$ м/с. При этой скорости сопротивление движению модели, по данным предварительного расчета, составляет 3,6 Н. Коэффициенты взаимодействия, определенные по формулам (4.15) - (4.16), $\Psi = 0,20$ и $t = 0,15$. Скорость в диске винта $V_e = V \cdot (1 - \Psi) = 1,2$ м/с. Диаметр винта модели $D_B = 0,05$ м. Рассчитав для нескольких значений H_B/D_B потребляемый крутящий момент M , построим (рис. 4.22) зависимость $M = f(H_B/D_B)$ и определим такое шаговое отношение H_B/D_B , при котором $M = M_{\delta v}$. Равенство моментов отмечается, как следует из рис. 4.22, при $H_B/D_B = 1,03$. Гребной винт с таким шаговым отношением развивает полезную тягу $Pe = 3,7$ Н и обеспечивает для модели $\eta = 0,51$.

При расчете параметров пропульсивной системы получаемая тяга винтов Pe не всегда соответствует сопротивлению модели R при расчетной скорости V . Это объясняется неудачным выбором диаметра винта и его частоты вращения. В этом случае необходимо повторить расчет, изменив диаметр винта (если это возможно) или частоту его вращения (выбрав иное передаточное число редуктора).

Таблица 4.6. Расчет характеристик гребного винта модели одновального грузового судна

Характеристика	Размерность	Значение характеристик при H_B/D_B		
		0,8	1,0	1,2
Шаг винта $H_B = (H_B/D_B) \cdot D_B$	м	0,04	0,05	0,06
Относительная поступь винта $\lambda_e = (n \cdot H_B) / \sqrt{v_e^2 + (n \cdot H_B)^2}$		0,855	0,900	0,925
Коэффициент момента винта $K_2 = 0,31 \cdot (\lambda_e - 0,675)$		0,056	0,070	0,078
Крутящий момент $M = K_2 \cdot (\rho/2) \cdot [v_e^2 + (n \cdot H_B)^2] \cdot D_B^3$	Н·м	0,019	0,033	0,052
Коэффициент упора винта $K_1 = 2,5 \cdot (\lambda_e - 0,725)$		0,325	0,437	0,500
Упор гребного винта $P = K_1 \cdot (\rho/2) \cdot [v_e^2 + n^2 \cdot H_B \cdot D_B] \cdot D_B^2$	Н	2,61	4,20	5,63
Полезная тяга $P_e = P \cdot (1 - t)$	Н	2,22	3,57	4,78
Пропульсивный коэффициент $\eta = (P_e \cdot v) / (2\pi \cdot n \cdot M)$		0,56	0,52	0,45

Примечание. Для винтов в насадках коэффициенты $K_1 = 3,5 \cdot (\lambda_e - 0,79)$ и $K_2 = 0,27 \cdot (\lambda_e - 0,70)$

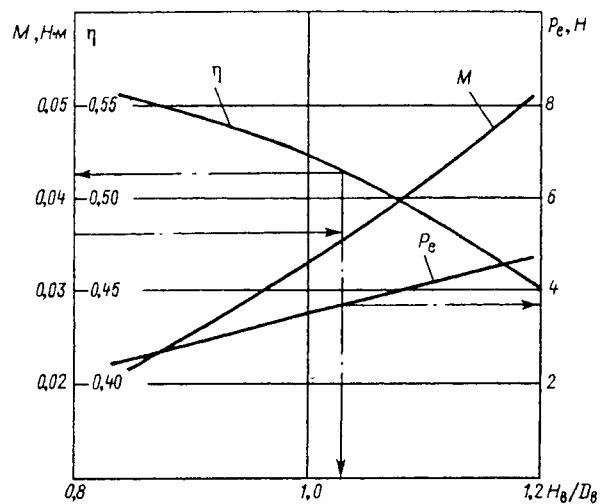


Рис. 4.22. К выбору параметров гребного винта модели грузового судна

4.3. ОЦЕНКА ХОДОВЫХ КАЧЕСТВ МОДЕЛЕЙ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ НЕТРАДИЦИОННОЙ КОНСТРУКЦИИ

На ходовые качества моделей водоизмещающих судов нетрадиционной конструкции оказывает влияние значительно больше факторов, чем на качества моделей традиционных водоизмещающих судов. К этим факторам относятся конструктивные особенности моделей (форма корпусов, их количество и взаимное расположение относительно друг друга) и их режимы движения.

При оценке ходовых качеств моделей судов с малой площадью ватерлинии и подводных транспортных судов (они имеют плавучесть, близкую к нулевой) приходится учитывать особенности их колебаний в вертикальной плоскости при движении на дистанции. Эти колебания необходимо нейтрализовать, установив специальные горизонтальные рули, выбор параметров которых описан ниже.

Для оценки ходовых качеств моделей судов нетрадиционной конструкции требуется знать сопротивление воды их движению и характеристики взаимодействия ДРК с корпусом. Рассмотрим способы оценки сопротивления воды движению моделей судов этих типов.

Характеристики взаимодействия ДРК с корпусом моделей следует принимать по рекомендациям 4.2, как для моделей водоизмещающих судов, ведь корпуса моделей многокорпусных и полупогруженных судов значительно отстоят друг от друга, что позволяет не учитывать взаимного влияния корпусов на ДРК.

При движении моделей двухкорпусных судов (катамаранов) возникает гидродинамическое взаимодействие между корпусами. Оно зависит от скорости движения, расстояния между корпусами - клиренса, соотношений главных размерений и формы обводов корпуса. Обычно указанное взаимодействие приводит к увеличению сопротивления модели катамарана по сравнению с суммой сопротивлений одиночных корпусов. При оценке сопротивления моделей катамаранов кроме

параметров формы корпуса L/B , B/T , δ учитывают еще и относительный клиренс $c = l_6/Z$, где l_6 - расстояние между внутренними бортами корпусов в миделевой части.

Сопrotивление воды движению моделей катамаранов с умеренными скоростями рассчитывают по формуле (4.3), в которой сопротивление трения R_{TP} и дополнительное сопротивление ΔR определяют по формулам (4.4) и (4.7), где в качестве смоченной поверхности принимают величину 2Ω , учитывающую наличие двух корпусов.

Остаточное сопротивление R_0 можно найти по формулам (4.8) - (4.11). Полученный результат необходимо умножить на параметр

$K_C = 1,25 / (2 \cdot c + 0,6)$, учитывающий увеличение остаточного сопротивления модели катамарана по сравнению с моделью однокорпусного судна.

Для некоторых моделей, в качестве прототипов которых взяты построенные суда (см. табл. 3.11), значение коэффициента остаточного сопротивления ζ_0 в формуле (4.8) можно выбрать из прилож. 1. В этом случае полученное значение R_0 не нужно умножать на параметр K_C .

Модели трехкорпусных судов (тримаранов) характеризуются дополнительным, по сравнению с двухкорпусными, параметром - *безразмерным продольным выдвигом среднего корпуса* $\underline{a} = a/L$ относительно боковых корпусов, где a - расстояние между плоскостями мидель-шпангоута центрального и боковых корпусов.

Сопrotивление воды движению моделей тримаранов

$$R = 3 \cdot (R_{TP} + \Delta R) + (R_0/D) \cdot D$$

где R_0/D - удельное остаточное сопротивление тримарана, Н/кг; D - водоизмещение модели, кг.

Сопrotивление трения R_{TP} и дополнительное сопротивление ΔR определяют, как и для катамаранов, по формулам (4.4) и (4.7).

Удельное остаточное сопротивление R_0/D в зависимости от взаимного расположения корпусов, характеризуемого выдвигом \underline{a} , можно определить по данным табл. 4.7.

Известно, что при относительном продольном выдвиге

$$\underline{a} = 2,55 Fr^2,$$

обеспечивается минимальное удельное остаточное сопротивление R_0/D тримарана. Это следует учитывать при создании моделей тримаранов.

Таблица 4.7. Удельное остаточное сопротивление R_0/D моделей тримарана в зависимости от выдвига, Н/кг

Выдвиг	Коэффициент ζ'_0 при Fr					
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\underline{a} = 0$	0,02	0,08	0,22	0,35	0,57	0,50
$\underline{a} = 0,2$	0,02	0,05	0,15	0,34	0,51	0,46
$\underline{a} = 0,4$	0,02	0,05	0,07	0,18	0,37	0,46
$\underline{a} = 0,6$	0,02	0,04	0,08	0,14	0,20	0,25

Примечание. Удлинение корпуса тримарана $L/B = 5$.

Модели судов с малой площадью ватерлинии (СМПВ), как было отмечено в 3.4, имеют преимущества перед традиционными однокорпусными и двухкорпусными судами, а именно существенно меньшее сопротивление и незначительное уменьшение скорости на волнении. Исследования ходовых качеств моделей СМПВ, которые проводились американскими и отечественными учеными, показывают, что для их движения требуется меньшая мощность (при одинаковом водоизмещении и скорости), чем для моделей традиционных водоизмещающих судов, при $Fr_v \geq 1,2$.

Результаты испытаний моделей СМПВ длиной L , диаметром подводных корпусов d и расстоянием между осями подводных корпусов a приведены на рис. 4.2. Из рисунка видно, что кривые расположены близко друг к другу, т. е. отличия в соотношениях главных размерений подводных корпусов моделей L/d и a/d , а также в отстоянии носовых стоек, поддерживающих надводный корпус (см. рис. 3.39), от носовой оконечности подводного корпуса l/d , не приводят к существенному изменению коэффициента полного сопротивления

$$C_D = 2 \cdot R / (\rho \cdot v \cdot D^{2/3})$$

У испытанных моделей длины носовых l_H/d и кормовых l_K/d стоек были одинаковы.

Таким образом, кривые рис. 4.24 могут быть использованы при расчетах сопротивления моделей двухкорпусных СМПВ с четырьмя стойками. Если модель будет иметь на каждом корпусе одну длинную стойку, то ее сопротивление при $Fr_v = 1,0$ будет практически равно испытанному, а при $Fr_v < 1,0$ - будет больше в 1,3-1,4 раза из-за более интенсивного волнообразования и большей смоченной поверхности.

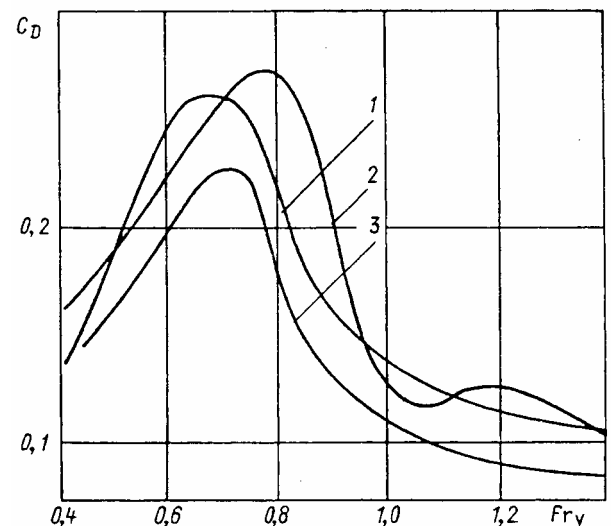


Рис. 4.24. Коэффициенты полного сопротивления моделей СМПВ

1 - $L/d = 11$, $B/d = 6,6$, $l/d = 1,75$, $l_H/d = 3,75$, $l_K/d = 2,5$;

2 - $L/d = 16$, $B/d = 7,5$, $l/d = 5,8$, $l_H/d = 3,75$, $l_K/d = 2,5$;

3 - $L/d = 12$, $B/d = 6,6$, $l/d = 2,75$, $l_H/d = 3,75$, $l_K/d = 2,5$;

Уменьшение удлинения корпуса L/d с 11 до 8 может привести к возрастанию коэффициента C_D приблизительно на 15-20%, что необходимо учи-

тывать при создании моделей СМПВ с более полными корпусами.

Значительное влияние на ходовые качества моделей СМПВ оказывает наличие горизонтальных рулей, позволяющих регулировать ходовой дифферент. Можно установить на каждом корпусе пару горизонтальных стабилизаторов или крыло, соединяющее корпуса между собой, так называемые *закрылки*. В этом случае удается нейтрализовать вертикальную силу, возникающую при движении моделей СМПВ. Значение этой силы, как показывает опыт, может составлять 0,8-1,0 силы сопротивления на ходовом режиме.

Модели подводных лодок (ПЛ) (рис. 4.25, 4.26) и транспортных судов (ПТС) (рис. 4.27) имеют близкие соотношения главных размерений и форму обводов корпуса, а также режимы движения, что позволяет рекомендовать единый способ оценки их ходовых качеств.

Сопротивление моделей ПЛ и ПТС зависит от главных размерений, формы обводов, скорости, а также посадки (дифферента и крена). При плавании на достаточно большой глубине (заглубление оси ПЛ более 2,5—3,0 диаметров корпуса) ПЛ и ПТС не испытывают волнового сопротивления, и полное сопротивление для них может быть определено по формуле (4.3).

Основной составляющей полного сопротивления моделей ПЛ и ПТС является сопротивление трения R_{TP} . Коэффициент сопротивления трения ζ_{TP} определяется, как и для моделей традиционных судов, по табл. 4.3.

Сопротивление формы R_o , составляющее у моделей ПЛ и ПТС небольшую часть полного сопротивления, обычно пропорционально сопротивлению трения R_{TP} . На рис. 4.28 показано, как изменяется параметр $m = \zeta_o / \zeta_{TP}$ в зависимости от удлинения корпуса модели L/B и коэффициента $\varphi = V/(F \cdot L) = \delta / \beta$, где V - подводный объем корпуса; F - площадь мидель-шпангоута; δ - коэффициент общей полноты; β - коэффициент полноты наибольшего поперечного сечения корпуса модели. Далее следует определить коэффициент

$$\Delta\zeta = \Delta\zeta_{III} + \Delta\zeta_1 + \Delta\zeta_2 + \Delta\zeta_3,$$

который позволяет учесть шероховатость корпуса модели, отличающуюся от шероховатости гладкой пластины, и влияние выступающих частей модели (ограждений выдвижных устройств, рубок, стабилизаторов, рулей, обтекателей гидроакустических систем, кронштейнов гребных валов и т. д.) на коэффициент полного сопротивления модели ζ .

Для моделей ПЛ и ПТС можно принимать коэффициенты шероховатости $\Delta\zeta_{III} = 0,2 \cdot 10^{-3}$, сопротивления носовых горизонтальных рулей (или рубочных рулей) $\Delta\zeta_1 = 0,25 \cdot 10^{-3}$, ограждений выдвижных устройств $\Delta\zeta_2 = 0,5 \cdot 10^{-3}$ и кормового оперения $\Delta\zeta_3 = 0,4 \cdot 10^{-3}$.

Смоченная поверхность моделей рассчитывается в зависимости от формы корпуса модели. Для моделей „классической“ формы (см. 3.3) *площадь, м², смоченной поверхности*

$$\Omega = V^{2/3} \cdot (6,05 + 0,26 \cdot L/B), \quad (4.21)$$

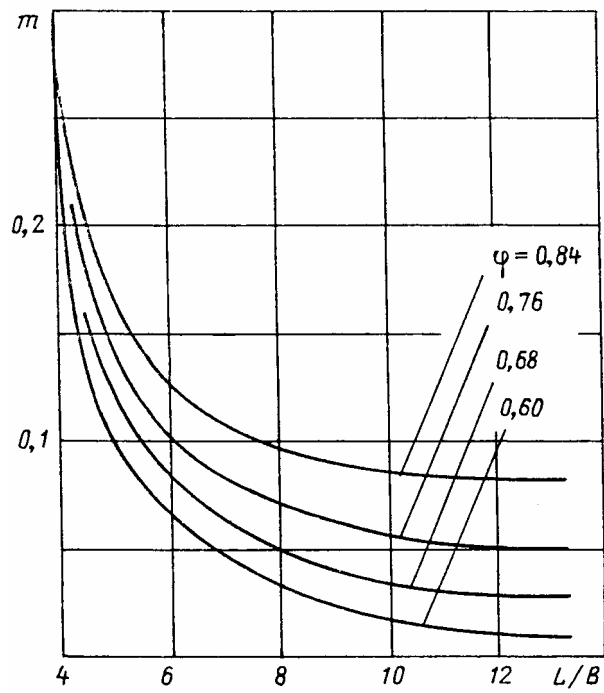


Рис. 4.28. Параметр m для моделей ПЛ и ПТС

Для моделей ПЛ и ПТС, наружные корпуса которых выполнены в виде хорошо обтекаемых тел вращения, площадь, м², смоченной поверхности

$$\Omega = V^{2/3} \cdot (5,60 + 0,26 \cdot L/B), \quad (4.22)$$

Площадь смоченной поверхности, м², транспортных судов, форма корпуса которых в поперечном сечении отличается от круговой (например, форма горизонтального эллипса или прямоугольника со скругленными углами)

$$\Omega = \Omega_{ц.в} + \Omega_{ок}, \quad (4.23)$$

где $\Omega_{ц.в} = P_{ц.в} \cdot L_{ц.в}$ - площадь смоченной поверхности цилиндрической вставки ($P_{ц.в}$ и $L_{ц.в}$ - периметр и длина цилиндрической вставки); $\Omega_{ок}$ - смоченная поверхность оконечностей.

Значение $\Omega_{ок}$ зависит от отношения B/H (B и H - наибольшая ширина и высота корпуса) и определяется как произведение $P_{ц.в}$ на $L_{ок}$ - суммарную длину оконечностей. Ниже приведены соотношения относительной ширины корпуса и смоченной поверхности оконечностей:

B/H	1,0	1,5	2,0	2,5
$\Omega_{ок}$	$0,722 \cdot P_{ц.в} \cdot L_{ок}$	$0,736 \cdot P_{ц.в} \cdot L_{ок}$	$0,750 \cdot P_{ц.в} \cdot L_{ок}$	$0,765 \cdot P_{ц.в} \cdot L_{ок}$

Зависимости (4.22) и (4.23) могут быть использованы также при расчете смоченной поверхности подводных корпусов полупогруженных судов, имеющих круглую и прямоугольную форму шпангоутов.

При движении моделей ПЛ и ПТС вблизи поверхности, что часто наблюдается на соревнованиях из-за ограниченной глубины водоема, повышается сопротивление движению модели вследствие возникновения волн. Это необходимо учитывать при выборе мощности двигателя, так как модель может

не погрузиться и не развить расчетную скорость. Учесть влияние поверхности воды на увеличение сопротивления моделей ПЛ и ПТС можно с помощью графика (рис. 4.29) в зависимости от заглубления h/L , режима движения модели Fr и формы корпуса с помощью коэффициента

$$K_h = \zeta / (\zeta_0 + \Delta\zeta + \Delta\zeta_{TP}),$$

На этот коэффициент, подсчитываемый по рис. 4.29, следует умножить сопротивление модели ПЛ или ПТС, определенное описанным выше способом, т. е. сопротивление при движении в глубокопогруженном положении (при $h/L > 0,30$).

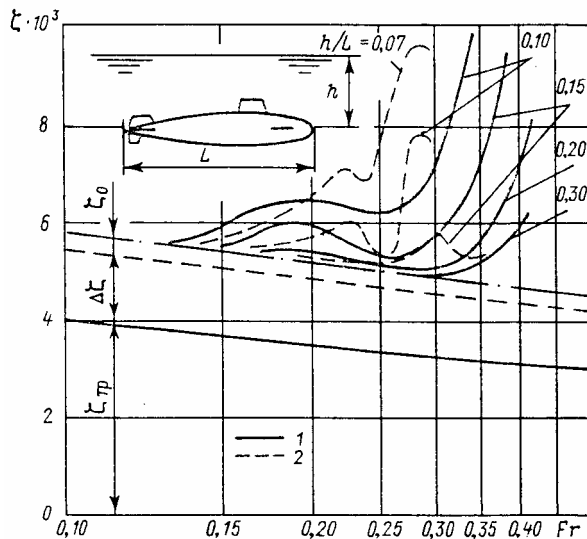


Рис. 4.29. Зависимость коэффициента полного сопротивления от глубины погружения моделей ПЛ и ПТС
1 - модели судов с круглой формой сечения корпуса;
2 - модели судов с прямоугольной формой сечения корпуса

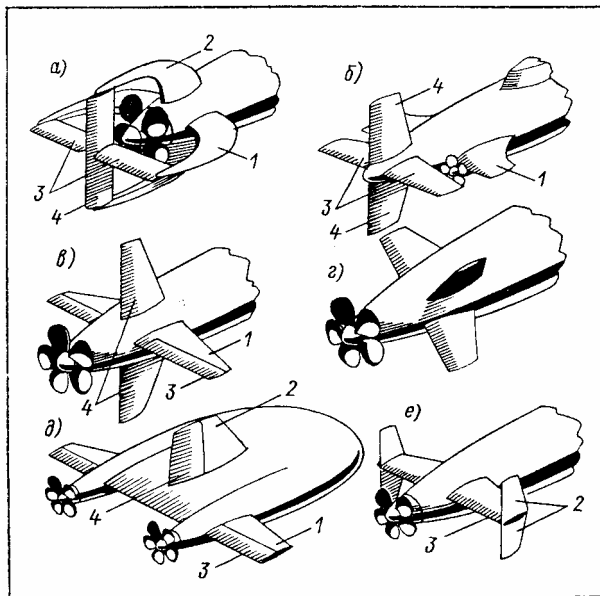


Рис. 4.30. Форма кормовой оконечности моделей ПЛ и ПТС:

a, б - дизельная ПЛ с крестообразным оперением; *в* - ПЛ с крестообразным оперением; *г* — ПЛ с Х-образным оперением; *д* - двухвальное ПТС; *е* - одновальное ПТС.

1 - горизонтальные стабилизаторы; 2 - вертикальные стабилизаторы; 3 - горизонтальные рули; 4 - вертикальные рули

Важное значение для ходовых и маневренных качеств моделей ПЛ и ПТС имеет форма и площади рулей и стабилизаторов (рис. 4.30). Для ориентировочного определения площади рулей и стабилизаторов в долях от V^2/β^3 можно рекомендовать следующие зависимости:

площадь носовых горизонтальных рулей $\omega = 0,04 V^2/\beta^3$;

площадь кормовых горизонтальных стабилизаторов $\omega = (0,06 \div 0,08 V^2/\beta^3)$ и рулей $\omega = (0,04 \div 0,06 V^2/\beta^3)$;

площадь кормовых вертикальных стабилизаторов $\omega = 0,05 V^2/\beta^3$ и рулей $\omega = (0,06 \div 0,09 V^2/\beta^3)$.

Кроме традиционного крестообразного оперения (с вертикальными и горизонтальными рулями) на ПЛ применяют иногда кормовое оперение Х-образной формы, при которой рули повернуты на 45° по сравнению с их обычным положением. Такая форма кормового оперения позволяет наилучшим образом компенсировать крутящийся момент от гребного винта при старте модели, особенно с резиномотором. Регулировка положения кормовых рулей при Х-образной форме оперения представляет непростую задачу при запусках ПЛ и ПТС.

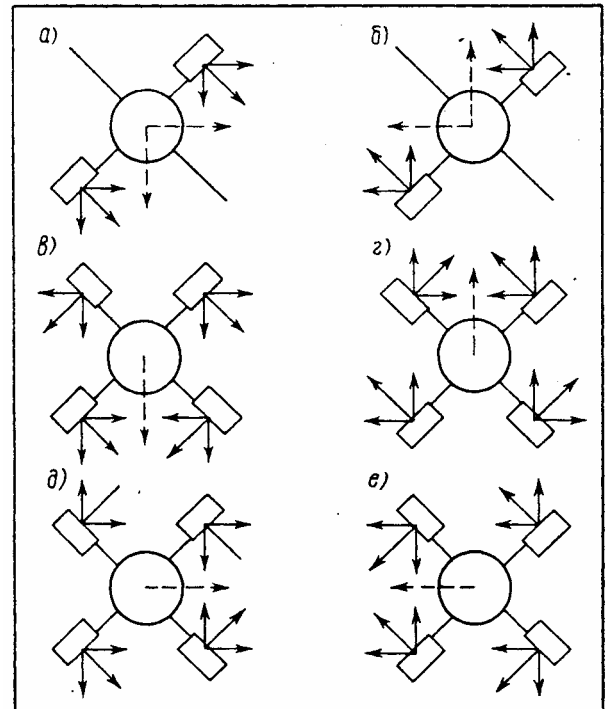


Рис. 4.31. Установка кормовых рулей моделей ПЛ и ПТС с Х-образным оперением: *a* - всплытие и движение влево; *б* - погружение и движение вправо; *в* - всплытие; *г* - погружение; *д* - движение влево; *е* - движение вправо.

Способы настройки кормовых рулей моделей ПЛ и ПТС схематически показаны на рис. 4.31. С помощью каждой пары рулей можно управлять моделью в пространстве (4.31, *a* и *б*; стрелками показано направление действия сил). При одновременной перекладке обеих пар рулей на равные углы в одном и том же направлении относительно оси баллера модель ПЛ будет всплывать или погружаться без изменения курса (4.31, *в* и *г* соответственно).

Для моделей ПЛ и ПТС характерно специфическое взаимодействие гребных винтов с корпусом,

что выражается в росте коэффициента влияния корпуса η_k за счет снижения коэффициентов засасывания t . Это связано с обтекаемой формой обводов кормы ПЛ. Для моделей ПЛ и ПТС в расчетах коэффициент попутного потока можно принимать $\Psi = 0,25 \div 0,35$, а коэффициент засасывания $t = 0,17 \div 0,12$. Первые значения характерны для двухвальных, а вторые - для одновальных моделей.

4.4. РАСЧЕТ ГИДРОАЭРОДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ МОДЕЛЕЙ СУДОВ И АППАРАТОВ С ДИНАМИЧЕСКИМИ ПРИНЦИПАМИ ПОДДЕРЖАНИЯ

Модели судов сДПП (рис. 4.32) при движении постепенно переходят от режима *гליссирования* к режиму *полета* с использованием эффекта „экрана“ водной поверхности. Коэффициент гидродинамического качества K , определяемый по формуле (4.2), возрастает от 5-6 у моделей глиссирующих судов до 20-25 у моделей экранопланов. В связи с этим модели судов этой группы должны иметь высокую удельную энерговооруженность, практически обеспечить которую можно, установив на них авиамодельные двигатели внутреннего сгорания (ДВС), обладающие высокой удельной мощностью. Использование ЭД целесообразно только на моделях глиссирующих (самоходных и управляемых), а также на некоторых моделях амфибийных аппаратов на ВП, питание к которым можно передать по проводам.

Выход любой модели с ДПП на расчетный режим, т. е. переход с одного режима движения на другой, более скоростной, сопровождается резким повышением сопротивления воды. Например, у моделей судов на подводных крыльях (СПК) резко повышается сопротивление при отрыве корпуса от воды и выходе на крылья. Поэтому основной задачей обеспечения ходовых качеств моделей судов с ДПП является правильная оценка сопротивления водновоздушной среде движению модели.

Модели катеров и судов глиссирующего типа, относятся к самоходным моделям классов ЕН, ЕК (см. рис. 4.32), ЕХ, управляемым моделям классов Ф и скоростным кордовым моделям классов А/В.

По режиму движения модели глиссирующих судов можно подразделить на три группы:

движущиеся в переходном режиме при $Fr_v < 2,5$ (модели быстроходных катеров гражданского и военного назначения; модели сторожевых малых кораблей);

движущиеся в режиме частичного глиссирования при $2,5 < Fr_v < 5,0$ (модели торпедных и ракетных катеров, скоростных разъездных катеров);

движущиеся в режиме полного глиссирования при $Fr_v > 5,0$ (модели скоростные кордовые).

Для моделей первой группы характерны круглоскулые обводы, их смоченная поверхность в процессе движения изменяется незначительно (рис. 4.33, а). Модели второй группы, как правило, имеют остроскулые обводы, постоянный (10—20°) угол килеватости β_1 кормовой части их корпуса (от миделя до транца) и некоторое сужение кормовой

оконечности. Их выполняют как реданными, так и безреданными (рис. 4.33, б). Модели третьей группы строят по трехточечной схеме. При движении модель касается воды боковыми поплавками и ступицей гребного винта.

Оценка сопротивления воды движению моделей кораблей и судов с круглоскулыми обводами может быть выполнена графически (рис. 4.34). Для моделей судов круглоскулых обводов площадь смоченной поверхности, м²,

$$\Omega = 2,75 \sqrt{V \cdot L}; \quad (4.24)$$

Порядок расчета сопротивления быстроходных моделей этого типа не отличается от порядка, изложенного в 4.2.

Сопротивление глиссирующих моделей, обводы корпуса которых аналогичны показанным на рис. 4.33, б, рассчитывают с использованием коэффициента качества K . Значения его приведены на рис. 4.35 в зависимости от безразмерной продольной центровки $x_g = x_g / B$ и коэффициента нагрузки $C_B = 2 \cdot D \cdot g / (\rho \cdot v^2 \cdot B^2)$ модели. Графиком рис. 4.35 можно воспользоваться при определении сопротивления моделей глиссирующих судов без реданов, имеющих угол килеватости $\beta_1 = 12,5^\circ$. При увеличении угла килеватости до $22,5^\circ$, относительное сопротивление глиссирующих моделей возрастает примерно на 30 - 40 %.

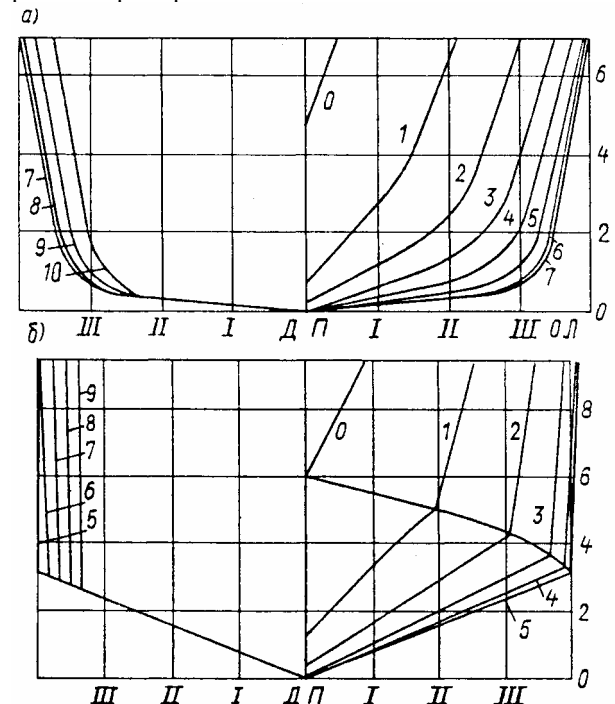


Рис. 4.33. Форма корпуса моделей глиссирующих судов с круглоскулыми (а) и остроскулыми (б) обводами

Для примера рассчитаем сопротивление воды движению модели торпедного катера, характеристики которого приведены ниже:

Водоизмещение D , кг	3,0
Ширина B , м	0,3
Отстояние центра тяжести x_g , м	0,6
Скорость V , м/с	3,5

Относительная центровка модели $x_g = 0,60/0,30 = 2,0$.
 Коэффициент нагрузки для заданных характеристик глиссирования

$$C_B = (2 \cdot 3,0 \cdot 9,81) / (1000 \cdot 3,5^2 \cdot 0,30^2) = 0,054$$

Зная x_g и C_B , по рис. 4.35 определяем коэффициент качества $K = 5,8$, т. е. $R = D \cdot g / K = 3,0 \cdot 9,81 / 5,8 = 5,1$ Н.

Необходимо помнить, что сопротивление глиссирующих моделей, движущихся на высокой скорости, может быть понижено смещением центра массы (ЦМ) в корму или уменьшением ширины модели, что приведет в итоге к уменьшению площади глиссирования. Однако при $x_g < 0,75 \div 0,80$ (такой центровки трудно достичь на практике) появляется продольная неустойчивость при глиссировании. Это явление может быть устранено введением в конструкцию моделей продольных реданов либо переходом к двухкорпусным глиссирующим моделям или моделям на гидрольях.

Применение двухкорпусных глиссирующих схем позволяет довести дифферент модели до $4 - 5^\circ$, что ближе к их оптимальному значению, чем это наблюдается у однокорпусных глиссирующих судов и их моделей.

Гидродинамическое качество глиссирующих катамаранов K существенно зависит от числа Фруда Frv , относительного клиренса $2 \cdot B_1 / B$ и коэффициента статической нагрузки $C_V = V / (2 \cdot B_1)^3$. Здесь B_1 - ширина одного корпуса, B - полная ширина катамарана; V - объемное водоизмещение модели катамарана. Сопротивление воды движению модели глиссирующего катамарана оценивается по схеме, аналогичной схеме оценки сопротивления однокорпусной модели глиссирующего типа (рис. 4.36).

Модели судов на подводных крыльях (СПК) движутся при $Frv > 3$. В этих условиях сопротивление крылевой системы значительно ниже сопротивления плавающих и глиссирующих моделей (рис. 4.37).

Выход модели СПК на крылья происходит следующим образом. На малых скоростях (режим разгона) движение модели СПК практически не отличается от движения модели водоизмещающего судна. Подъемная сила подводных крыльев на этом режиме незначительна. В дальнейшем, с увеличением скорости, на подводных крыльях возникает подъемная сила, причем сначала из воды выходит носовое крыло. Модель получает дифферент на корму, что приводит к увеличению углов атаки и дополнительному росту подъемной силы крыльев.

В зависимости от этих режимов при движении модели СПК различают три основные скорости: $v_Э$ - эксплуатационную; v_0 - скорость, соответствующую максимальному гидродинамическому качеству K (т. е. минимальному сопротивлению модели, после выхода ее на крылья) и v_T - скорость, соответствующую минимальному гидродинамическому качеству K (т. е. максимальному сопротивлению модели). Между этими скоростями обычно наблюдаются следующие соотношения: $v_T / v_Э \approx 0,5$; $v_Э / v_0 \approx 1,2 \dots 1,5$ и $v_T / v_0 \approx 0,6$.

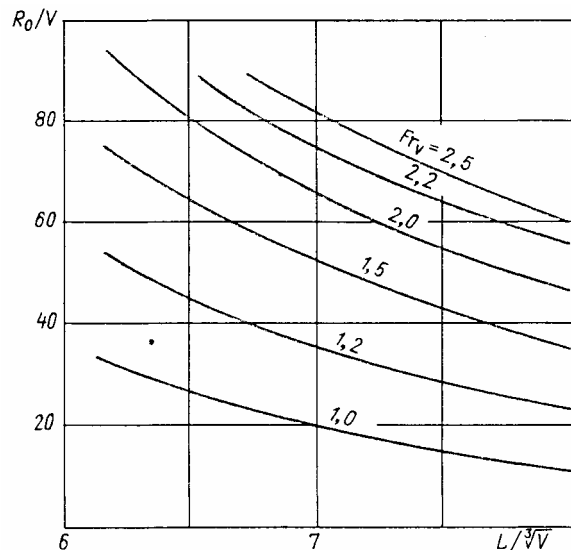


Рис. 4.34. Удельное остаточное сопротивление моделей глиссирующих катеров с круглоскулыми обводами

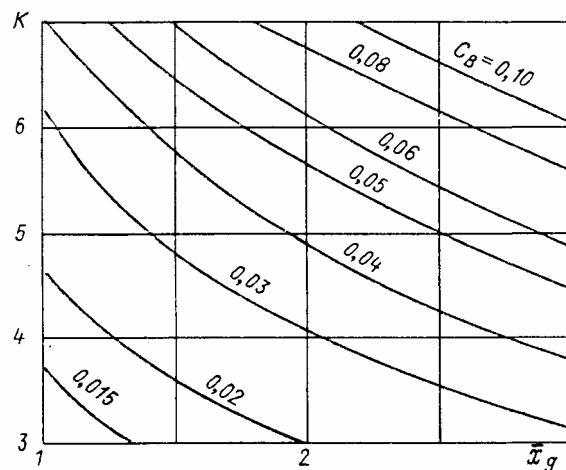


Рис. 4.35. Коэффициент гидродинамического качества моделей глиссирующих катеров с остроскулыми обводами

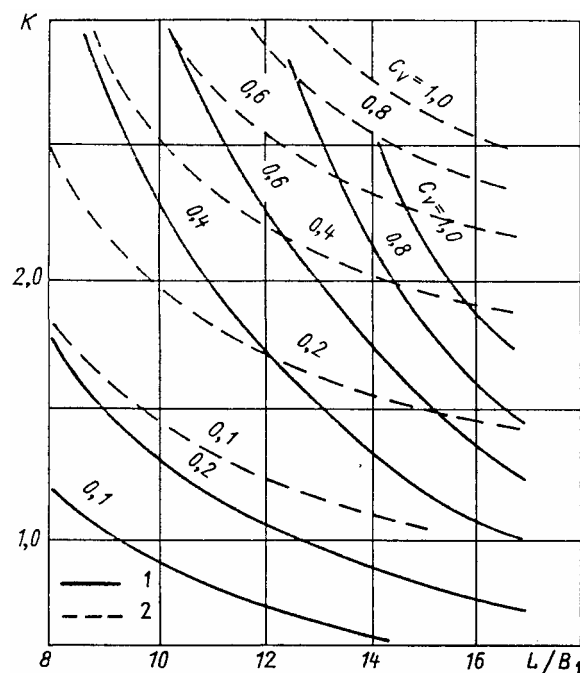


Рис. 4.36. Коэффициент гидродинамического качества моделей глиссирующих катамаранов
 1 - $Frv = 4,0$; 2 - $Frv = 6,0$

Для построения кривой сопротивления моделей СПК рекомендуется использовать формулу (4.2). Кривые коэффициента гидродинамического качества K СПК различных типов приведены на рис. 4.38 в зависимости от числа Фруда Fr_v .

Для моделей СВП рассчитать сопротивление и потребную мощность сложнее, чем для моделей судов других типов. Это связано с необходимостью расчета мощности двигателя, обеспечивающего работу вентиляторной установки, создающей воздушную подушку (ВП) (рис. 4.39).

Полное сопротивление среды движению моделей СВП

$$R = R_{возд} + R_{имп} + R_{г},$$

где $R_{возд}$ - воздушное сопротивление, возникающее при обтекании модели набегающим потоком воздуха; $R_{имп}$ - импульсное сопротивление, связанное с работой вентиляторной установкой; $R_{г}$ - гидродинамическое сопротивление, возникающее при движении модели над водой.

Значение $R_{г}$ моделей амфибийных СВП, не имеющих контакта с водой на расчетном режиме, незначительное и его можно не учитывать в расчетах. Для моделей скеговых СВП гидродинамическое сопротивление определяется традиционным способом с выделением сопротивления трения и остаточного сопротивления.

Мощность, потребная для горизонтального движения модели СВП, составляет некоторую часть общей мощности модели. Основная часть мощности двигателей модели расходуется на привод вентилятора, создающего ВП.

Для примера выполним расчет полной мощности модели английского опытного судна „Ховеркрафт SR № 1, Mk1" с сопловой схемой образования ВП. Основные характеристики судна „Ховеркрафт" и его модели в масштабе 1 : 10 приведены в табл. 4.8.

Таблица 4.8. Основные характеристики судна „Ховеркрафт SR № 1. Mk. 1" (4, 111 и его модели в масштабе 1:10

Характеристика	Размерность	Судно	Модель
Длина, L	м	9,2	0,92
Ширина, B	м	7,6	0,76
Полная масса, D	кг	5500	4,5*/7,0**
Мощность, $N_{дв}$	кВт	320	?
Скорость, v	м/с	13	4
Давление в ВП, p	Н/м ²	1100	90/140
Площадь ВП, $S_{ВП}$	м ²	50	0,50
Площадь поперечного сечения, F	м ²	15	0,15
* модель с ДВС;			
** модель с электродвигателем и аккумулятором;			

Особенностью СВП „Ховеркрафт" является система воздушных каналов, обеспечивающих движение судна в горизонтальном направлении. В каналы подается примерно 30 % воздуха,

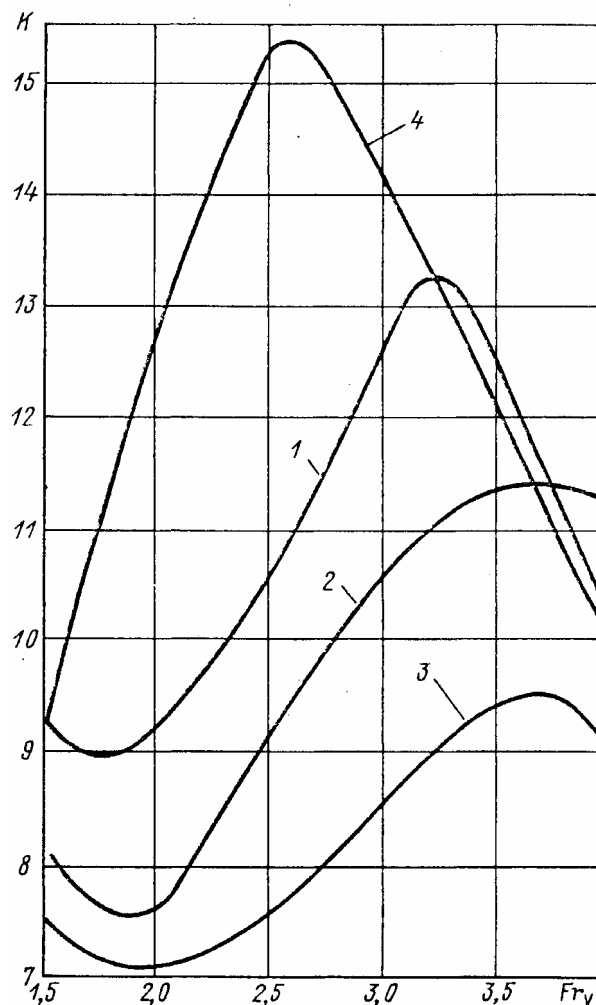


Рис. 4.38. Коэффициент гидродинамического качества моделей СПК

1 - „Полесье"; 2 - „Восход"; 3 - „Беревестник"; 4 - „Тайфун"

нагнетаемого вентиляторной установкой. СВП имеет гибкое ограждение, улучшающее его мореходные качества.

При расчетах мощности моделей СВП с сопловой схемой коэффициенты давления воздуха a_1 и расхода воздуха a_2 следует определять графически по рис. 4.40, в зависимости от относительной высоты подъема аппарата h/t . Диаметр вентилятора принимаем в масштабе к натурному вентилятору СВП „Ховеркрафт".

При оценке мощности, необходимой для подъема модели СВП на заданную высоту t_1 , КПД η_1 вентиляторной установки принимаем для модели с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) и авиамодельным двухлопастным винтом 0,50, а КПД модели с электродвигателем и многолопастным вентилятором $\eta_1 = 0,65$.

Для оценки мощности, потребной для движения модели с масштабной скоростью $v = 4,0$ м/с, пропульсивный коэффициент воздухометного движителя $\eta_2 = 0,2$. Мощность, необходимая для движения модели над твердым экраном (землей, льдом, полом и т. д.), составляет примерно 25-33% полной мощности двигателя модели. Для обеспечения движения модели над водой следует увеличить мощность двигателя вследствие роста

гидродинамического сопротивления R_T , но незначительно, в пределах 10-15 %, т. е. на 5-6 Вт.

Схема определения потребной мощности для подъема и движения моделей СВП с двумя типами двигателей представлена в приложении 2.

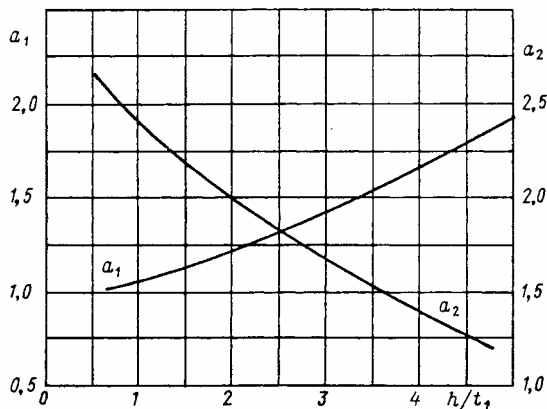


Рис. 4.40. Коэффициенты давления a_1 , и расхода воздуха a_2 для моделей СВП

Как показывает выполненный расчет, на рассматриваемой модели СВП целесообразно устанавливать авиамодельные ДВС мощностью не менее 120 Вт или ЭД типа МУ-100 АП мощностью 140 Вт с частотой вращения вала $n_{ДВ} = 125 \text{ с}^{-1}$.

Для движения моделей СВП и с воздушной смазкой днища необходимо под корпус непрерывно нагнетать воздух под определенным давлением и с заданным расходом. В качестве нагнетателей для самоходных моделей можно использовать различные типы вентиляторов и воздушных винтов. Нагнетатели моделей должны удовлетворять определенным требованиям и прежде всего должны иметь небольшую массу и габариты, высокий КПД, быть просты в изготовлении и надежны в эксплуатации. Выбор типа вентилятора зависит от параметров ВП или воздушной смазки самоходной модели (давления воздуха и его расхода). Давление воздуха в основном определяется водоизмещением (массой) модели и ее размерениями, характеризующими несущую площадь, контактирующую с воздухом. Давление H , Н/м^2 , воздуха, создаваемое вентилятором, и расход воздуха Q , $\text{м}^3/\text{с}$, определяются в ходе предварительных расчетов в зависимости от типа модели, ее размерений, скорости движения и особенностей конструкции (рис. 4.41).

На самоходной модели могут быть установлены центробежные, осевые и радиально-осевые вентиляторы. Для каждого из них характерны свои безразмерные значения расхода \underline{Q} и давления воздуха \underline{H} :

$$\underline{Q} = 4 \cdot Q / (\pi^2 \cdot D_1^3 \cdot n); \quad (4.25)$$

$$\underline{H} = H / (\pi^2 \cdot \rho_0 \cdot D_1^3 \cdot n^2); \quad (4.26)$$

где $D_1 = 2R$ - диаметр рабочего колеса вентилятора, м; n - частота вращения рабочего колеса, с^{-1} ; $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$ - плотность воздуха.

При $\underline{Q} = 0,03-0,20$ и $\underline{H} = 0,30-0,55$ на моделях СВП целесообразно применять центробежные вентиляторы; при $\underline{Q} = 0,10-0,30$ и $\underline{H} = 0,03-0,25$ -

осевые, а при $\underline{Q} = 1,0$ и $\underline{H} = 1,2-1,8$ - радиально-осевые вентиляторы.

Характеристики вентиляторной установки определяют в зависимости от значений \underline{Q} , \underline{H} и окружной скорости рабочего колеса вентилятора и $u = \pi \cdot D_1 \cdot n / 60$. Значения D_1 и n выбирают с помощью диаграммы, приведенной на рис. 4.41.

Обычно после расчета характеристик вентилятора \underline{Q} и \underline{H} находят потребную мощность привода. Поэтому можно определить тип и марку двигателя, а следовательно, и частоту вращения его вала $n_{ДВ}$. Необходимо выбрать такой диаметр рабочего колеса вентилятора, который позволил бы получить заданные характеристики расхода \underline{Q} и напора \underline{H} . Если принятое в первом приближении значение диаметра вентилятора не удовлетворяет этим условиям, то мощность модели СВП рассчитывают при другом значении диаметра вентилятора.

Для модели „Ховеркрафт SR № 1. Mk1" были приняты диаметр вентилятора $D_1 = 0,22$ м и частота вращения $n = 125 \text{ с}^{-1}$. При окружной скорости вращения вентилятора 78,6 м/с были достигнуты безразмерные характеристики $\underline{Q} = 0,075$ и $\underline{H} = 0,19$. Следовательно, в данном случае можно установить на модели осевой вентилятор.

Модели экранопланов способны двигаться в режиме плавания, глиссирования и околоэкранного полета. Движение моделей в режиме глиссирования происходит до достижения ими критической скорости $v_{КР} = (0,44 \div 0,6) v_{отр}$, где $v_{отр}$ - скорость отрыва модели от воды. В этом случае аэрогидродинамическое сопротивление $R_{АГ}$ достигает максимума.

После преодоления максимума $R_{АГ}$ сопротивление модели экраноплана резко уменьшается за счет выхода его корпуса из воды. Для моделей экранопланов характерно высокое значение аэрогидродинамического качества в режиме околоэкранного полета. Коэффициент качества моделей экранопланов $K = 15 \div 25$, т. е. самый высокий из всех, отмечаемых для моделей судов с ДПП.

Аэрогидродинамическое качество моделей экранопланов зависит от удлинения несущих крыльев:

$$\lambda = l^2 \cdot S; \quad (4.27)$$

где l - размах крыла, м; S - площадь крыла, м^2 .

С увеличением удлинения крыла с 1 до 3 аэродинамическое качество повышается с 9 до 15.

Сопротивление движения экраноплана оценивается по зависимости (4.2). Коэффициент аэрогидродинамического качества моделей экранопланов K приближенно можно принимать по рис. 4.42, построенному по данным натурных испытаний экранопланов типа Х-112, (США), КАГ-3 (Япония) и „Клипер" (США), компоновочные схемы которых достаточно отличаются друг от друга.

На моделях экранопланов применяют авиамодельные двигатели, работающие на воздушный или водяной винт, а также различные управляемые закрылки и щитки, улучшающие стартовые качества модели. Конструкции подобных закрылков достаточно подробно описаны в авиамодельной литературе.

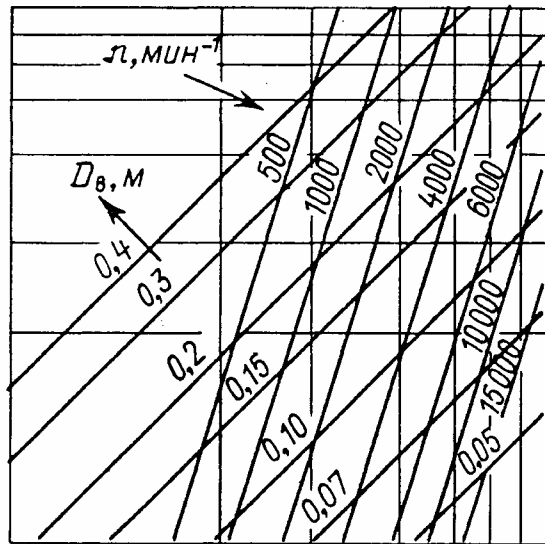
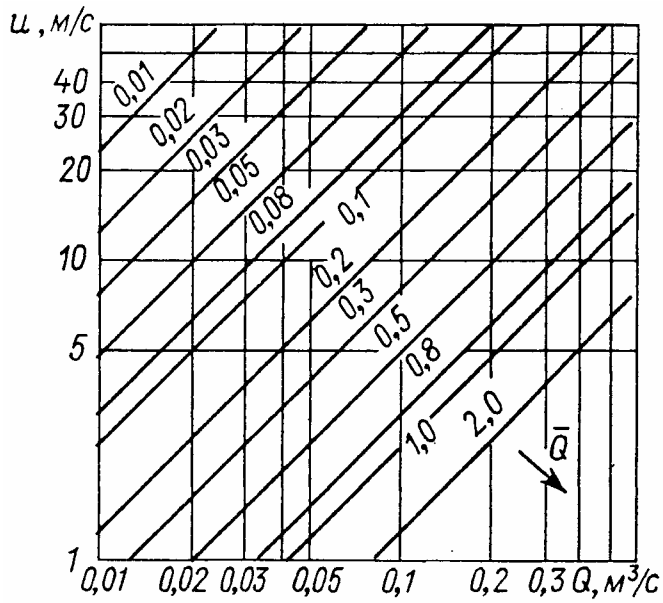


Рис. 4.41. Диаграмма для выбора параметров вентилятора моделей СВП

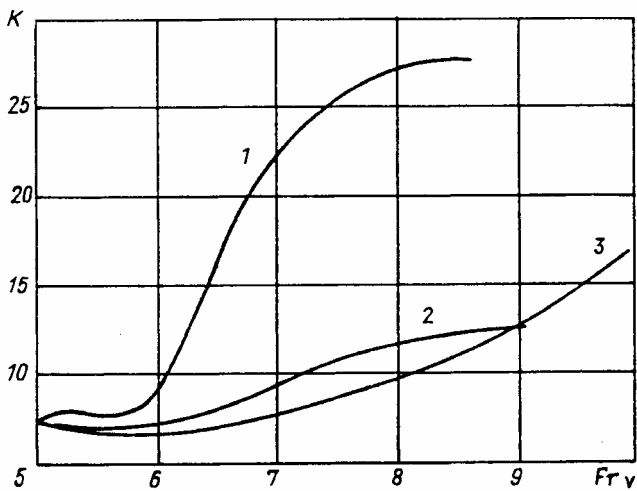
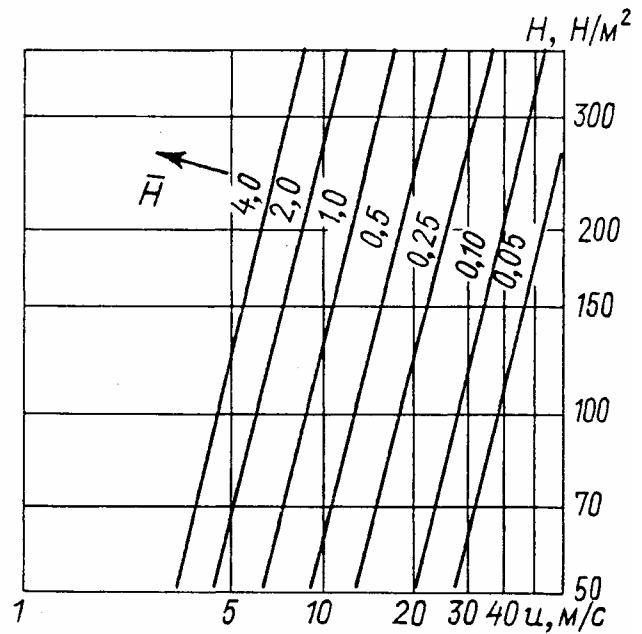


Рис. 4.42. Значения коэффициентов гидродинамического качества K моделей экранопланов типа X-112 (1), KAG-3 (2) и "Клипер" (3)

4.5. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОДЕЛЕЙ С НЕСТАНДАРТНЫМИ ДВИЖИТЕЛЯМИ

В настоящее время на водном транспорте кроме открытых винтов и винтов в насадках применяются движители различных типов, к которым можно отнести нестандартные (нетрадиционные) движители. Некоторые нестандартные движители, такие как кавитирующие винты для скоростных судов, поворотные винторулевые колонки, водометы, гребные колеса, широко применяются на судах морского и речного флота. Другие, например двухфазные, винты с перекрывающимися лопастями и аэродинамический комплекс, находятся в стадии экспериментальной проверки или опытной эксплуатации.

Основными причинами появления нестандартных движителей являются необходимость повышения пропульсивных качеств судов, а, следовательно, экономии топлива, улучшения характеристик управляемости судов. Этому же способствовало создание судов новых типов, в частности с ДПП.

Рассмотрим кратко особенности конструкции и выбора основных параметров нестандартных движителей некоторых типов, изготовление и расчет характеристик которых может представить интерес для моделистов.

К открытым винтам нестандартного типа можно отнести гребные винты увеличенного диаметра, соосные гребные винты и гребные винты с перекрывающимися лопастями (рис. 4.43).

Внедрение низкооборотных гребных винтов увеличенного диаметра на морских судах, как показал опыт эксплуатации, позволил при снижении частоты вращения винтов примерно в 2 раза и увеличении диаметра винтов в 1,4—1,5 раза повысить пропульсивный коэффициент в 1,16 раза. Исследования показывают, что подобного эффекта можно достичь в случае больших удельных нагрузок на площадь диска винта за счет повышения КПД самого винта и некоторого снижения коэффициента влияния корпуса. Например, на сухогрузном судне „Известия“ (см. табл. 3.2) для увеличения диаметра гребного винта D_B с 4,7 до 6,1 м и снижения его частоты вращения n с 2,33 до 1,33 с⁻¹ потребовалось изготовить полутуннельную кормовую оконечность. При этом пропульсивный коэффициент увеличился в 1,1 раза.

Гребные винты увеличенного диаметра применяются на разных судах, имеющих кормовые оконечности либо с глубокими туннелями, обеспечивающими работу винтов без прососов воздуха, либо с кормовыми регулируемымися заслонками.

В настоящее время практически все мелкосидящие речные суда имеют туннельную форму кормы, что приводит к снижению пропульсивного коэффициента вследствие повышения коэффициента засасывания винта при его взаимодействии со свесом туннеля. Если изготовить кормовой свес регулируемым, т. е. с поднимаемой во время работы винтов судна на передний ход специальной заслонкой, то пропульсивный коэффициент мелкосидящего речного судна повысится на 5—15 %. Зад-

ний ход судна осуществляется при опущенной заслонке, предохраняющей гребной винт от воздуха.

Следует отметить, что при разработке гребных винтов для моделей увеличенного диаметра нужно руководствоваться рекомендациями, данными в 4.2 для традиционных гребных винтов. Взаимодействие их с корпусом модели при наличии регулируемых заслонок следует учитывать по формулам (4.18) и (4.19), как для моделей, не имеющих туннельных обводов.

Соосные винты, т. е. винты, размещаемые на валу друг за другом, противоположного вращения, применяются с целью снижения окружных потерь, характерных для открытых гребных винтов. Оптимальной считается система, состоящая из трех-, четырехлопастного переднего винта и четырех-, пятилопастного заднего. Задний винт должен иметь несколько меньший диаметр, чем диаметр переднего винта.

Частота вращения каждого винта должна приниматься одинаковой; этого можно достичь, используя зубчатые колеса с равным числом зубьев. Один из возможных вариантов конструктивного

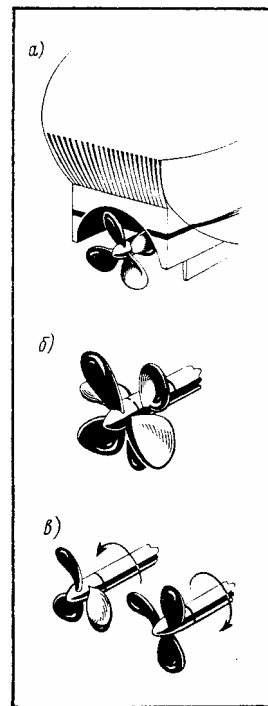


Рис. 4.43. Открытые винты нестандартного типа: а - гребной винт увеличенного диаметра; б - соосные винты противоположного вращения; в - гребные винты с перекрывающимися лопастями

исполнения привода модели с соосными гребными винтами противоположного вращения рассмотрен в 6.2.

Расчет шагового отношения соосных гребных винтов можно выполнять по рекомендациям 4.2, принимая мощность, подведенную к каждому винту, равной половине мощности двигателя, а диаметр заднего винта — на 20 % меньше диаметра переднего винта. Общий КПД системы винтов противоположного вращения, как показывают испытания, на 5—7 % выше, чем одиночного гребного винта, при одной и той же мощности.

Гребные винты противоположного вращения целесообразно устанавливать на одновинтовых моделях судов и моделях подводных лодок, так как при

работе таких винтов компенсируется крутящий момент, отклоняющий модель с курса, с курса.

Винты с перекрывающимися лопастями позволяют повысить на 5-8 % пропульсивный коэффициент судна по сравнению с коэффициентом для однолопастного винта и на 20 - 25% - по сравнению с традиционным двухвальным винтом. Гребные винты в системе выполняются одного диаметра и с одинаковой частотой вращения. Перекрывание лопастей составляет 20—30 % диаметра винта, а чтобы лопасти винтов не задевали друг за друга, их несколько смещают по длине модели.

В первом приближении характеристики гребных винтов рассчитывают как для обычной двух вальной модели, а оптимизацию шагового отношения гребного винта в системе с перекрывающимися лопастями выполняют при пробных запусках модели.

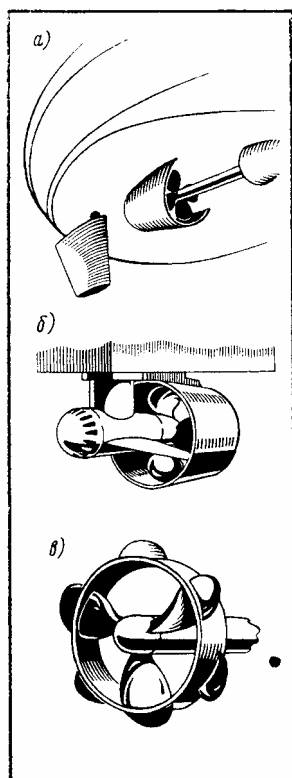


Рис. 4.44. Двигатели с насадками нестандартного типа: а - с насадкой Кауффера; б - с насадкой на винторулевой колонке; в - с вращающейся насадкой

Традиционную направляющую насадку, представляющую собой кольцо с авиационным профилем, применяют на судах многих типов, что приводит к повышению тяги комплекса без дополнительных затрат мощности. На относительно тихоходных судах удается увеличить тягу комплекса на 30—35 %, а на быстроходных транспортных судах - на 5—7 %. Кроме традиционной направляющей насадки имеется много других (насадки Кауффера вращающиеся и насадки винторулевых колонок), которые позволяют решать конкретные задачи (рис. 4.44).

Насадка системы Кауффера, которую целесообразно устанавливать на моделях буксиров и рыбопромысловых судов (рис. 4.44, а), по принципу действия не отличается от традиционной насадки. Она выполняется неподвижной относительно винта и состоит из трех частей, имеющих форму конуса: внутренней, представляющей собой основную часть

насадки; передней, являющейся входной воронкой, и наружной, ограждающей переднюю и внутреннюю части. Применение подобной насадки на судах и моделях позволяет снизить по сравнению с открытым гребным винтом мощность на 20% при скоростях движения, составляющих 70-80% максимальной. Для этих режимов наиболее эффективна насадка с относительной длиной $L_{нас} / D_B = 0,97$, а для скоростей полного хода - насадка $L_{нас} / D_B = 0,60$.

Значительного эффекта можно достичь при применении на моделях, особенно радиоуправляемых, поворотных винторулевых колонок (рис. 4.44, б). Гидродинамические характеристики поворотных колонок немногим отличаются от характеристик традиционных стационарных типов двигателей. КПД двигателя и упор колонки снижаются примерно на 3—5 % из-за большой ступицы и переднего обтекателя гребного винта, в котором размещается зубчатый редуктор, обеспечивающий передачу мощности от двигателя к винту. Расчет тяговых характеристик винторулевой колонки не отличается от их расчета для стационарного двигателя, который на нем установлен.

В некоторых случаях, если не удастся установить на модель стационарную или поворотную насадку, то можно применить гребной винт с вращающейся насадкой (рис. 4.44, в). Насадка в таком двигателе закрепляется неподвижно относительно лопастей винта и вращается совместно с ним. Диаметр насадки может быть любым, но чем он больше, тем двигатель потребляет большую мощность из-за сопротивления трения поверхности насадки. Наибольший эффект дает использование вращающейся насадки, как и традиционной насадки, при малых скоростях движения. Вращающаяся насадка позволяет увеличить тягу гребного винта примерно на 15—20%. Целесообразно применять двигатель с насадкой, имеющей диаметр, равный $(0,5—0,7) \cdot D_B$, и длину, равную $0,4 \cdot D_B$, с дополнительными лопастями.

Эффективность гидравлического двигателя прямо пропорциональна площади гидравлического сечения. Поэтому в век дизельных двигателей судостроители вновь обратили внимание на широко применявшиеся в прошлом гребные колеса. Именно этот двигатель позволяет при ограниченных глубинах на реках повысить гидравлическое сечение до величины, равной площади модель-шпангоута судна.

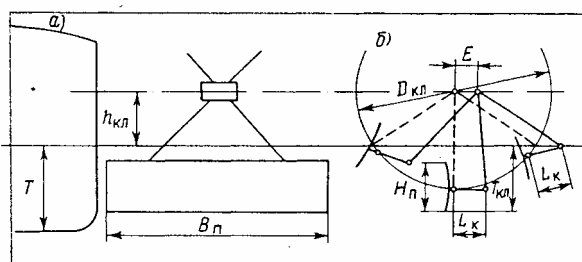


Рис. 4.45. Схема гребного колеса с поворотными плицами: а - вид с носа; б — вид сбоку

В наше время на реках эксплуатируются колесные буксиры-толкачи с дизельными ЭУ. Компонен-

ка этих буксиров незначительно отличается от компоновки старых паровых буксиров (колеса располагаются по бортам), а конструкция гребного колеса осталась без изменений, несмотря на то, что существует множество предложений по созданию новых гребных колес.

Существуют гребные колеса двух основных типов: с неподвижными и поворотными плицами. Колеса с поворотными плицами имеют больший КПД, так как они обеспечивают вход плиц в воду с оптимальными углами атаки. Принципиальная схема гребного колеса показана на рис. 4.45, где $D_{КЛ}$ - диаметр колеса по центрам плиц; $B_{П}$ - длина плицы; $H_{П}$ - высота плицы; E - эксцентриситет; $L_{К}$ - длина костыля; $h_{КЛ}$ - возвышение оси вала над уровнем воды; $T_{КЛ}$ - осадка колеса.

Рассмотрим особенности расчета параметров моделей гребных колес с поворотными плицами. Для моделей следует изготавливать колеса с относительным эксцентриситетом $e = E/L_{К} = 0,7$; числом лопастей $z = 8$, относительной высотой плиц $\beta_{П} = H_{П}/D_{КЛ} = 0,28$ и характеристикой погружения колес $\Theta = 2 h_{КЛ}/D_{КЛ} = 0,60$.

Упор, развиваемый моделями гребных колес, и крутящий момент на валу гребного колеса можно оценить по формулам

$$P = C_1 \rho F_P n^2 D_{КЛ}^2; \quad (4.28)$$

$$M = C_2 \rho F_P n^2 D_{КЛ}^3; \quad (4.29)$$

где $F_P = 2 \cdot B_{П} \cdot T_{КЛ}$ - гидравлическое сечение пары бортовых колес; C_1 и C_2 - коэффициенты упора и момента колеса, определяемые по рис. 4.46. На рисунке коэффициенты C_1 и C_2 определяются в зависимости от относительной поступи гребных колес $\lambda = v / (\pi \cdot n \cdot D_{КЛ})$, и числа Фруда $\Phi = (\pi / \sqrt{g}) n \sqrt{D_{КЛ}}$

$$n_{КЛ} = \frac{C_1 \lambda}{C_2 \cdot 2} \quad (4.30)$$

Расчет моделей гребных колес сводится к определению оптимального диаметра колеса $D_{КЛ}$, при выбранных из конструктивных соображений параметров $B_{П}$, $T_{КЛ}$ а также частоты вращения колес $n = 5 \div 10 \text{ с}^{-1}$. Расчет выполняется в табличной форме для нескольких значений диаметра гребного колеса.

Начинающему моделисту сделать модель гребного колеса с поворотными плицами сложно. Более просты в изготовлении колеса с неподвижными плицами. Такие колеса могут быть установлены как по бортам, так и в корме модели. Плицы могут иметь шевронную (криволинейную) поверхность, которая образуется следующим образом. Плицы из тонкого металла или жести закрепляют на трех дисках: два по концам и один посередине длины плиц. Затем средний диск необходимо повернуть по отношению к крайним на угол $40-45^\circ$ против направления вращения колеса и закрепить в этом положении. Таким образом, плица будет состоять из двух участков винтовой поверхности, соединенных под углом на среднем диске.

Коэффициенты упора C_1 и момента C_2 при $\Phi = 1,0$ для модели колеса с неподвижными прямолинейными и шевронными плицами приведены на рис. 4.47. Для расчета упора P и КПД $n_{КЛ}$ моделей таких колес пригодны формулы (4.28) — (4.30).

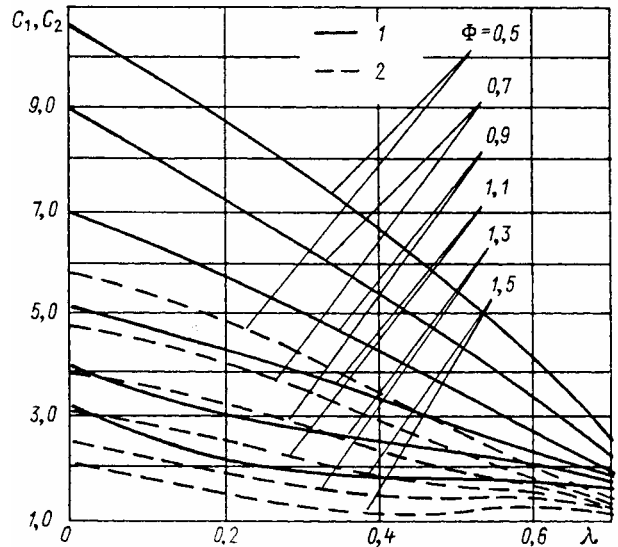


Рис. 4.46. Коэффициенты упора C_1 (1) и момента C_2 (2) модели гребного колеса с поворотными плицами

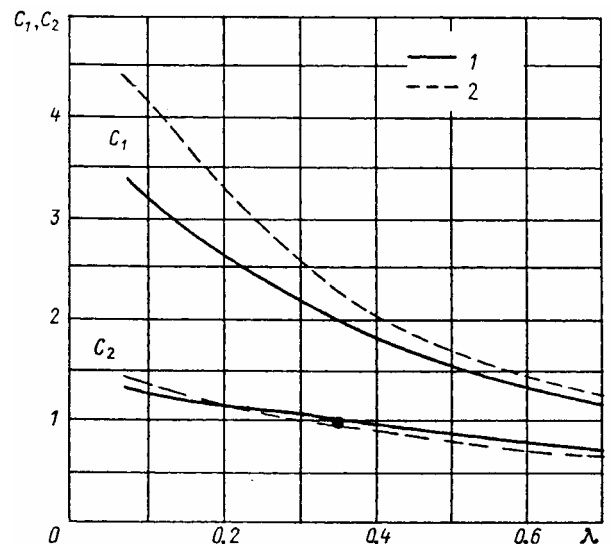


Рис. 4.47. Кривые действия модели гребного колеса с неподвижными плицами

1 - с прямолинейными плицами; 2- с шевронными плицами

В случае установки кормового гребного колеса полезная тяга колеса

$$P_e = P \cdot (1-t), \quad (4.31)$$

где $t = 0,15$ - коэффициент засасывания.

На моделях быстроходных судов можно устанавливать высокооборотные гребные колеса с числом лопастей $z = 2 \div 4$. Диаметр таких колес необходимо принимать в 1,5 раза меньше, чем диаметр традиционных гребных колес, а частоту вращения — в 1,5 раза выше.

Водометные движители применяют на речных тихоходных судах с ограниченной осадкой, глиссирующих судах, СВП и СПК. Такая универсальность водометных движителей достигается введением в

его конструкцию при необходимости двух и более винтов (подобно соосным винтам) и конуса-поджатия, уменьшающего площадь водометной трубы в выходном сечении.

Главные элементы водометного движителя: водометная труба и гребной винт. Конусы-поджатия устанавливают только на быстроходных моделях судов. Водометная труба должна обеспечивать плавный подход потока к винту. С этой целью водозаборники водометов моделей СПК и СВП располагают в районе крыльев или скегов.

Диаметр винта водомета

$$D_B = 1,5 \cdot v / n K_n, \quad (4.32)$$

где $K_n = (v / \sqrt{n}) \cdot [^4 \sqrt{\rho / P_e}]$ - коэффициент задания. Длину прямого участка водометной трубы рекомендуется принимать равной двум-трем диаметрам винта.

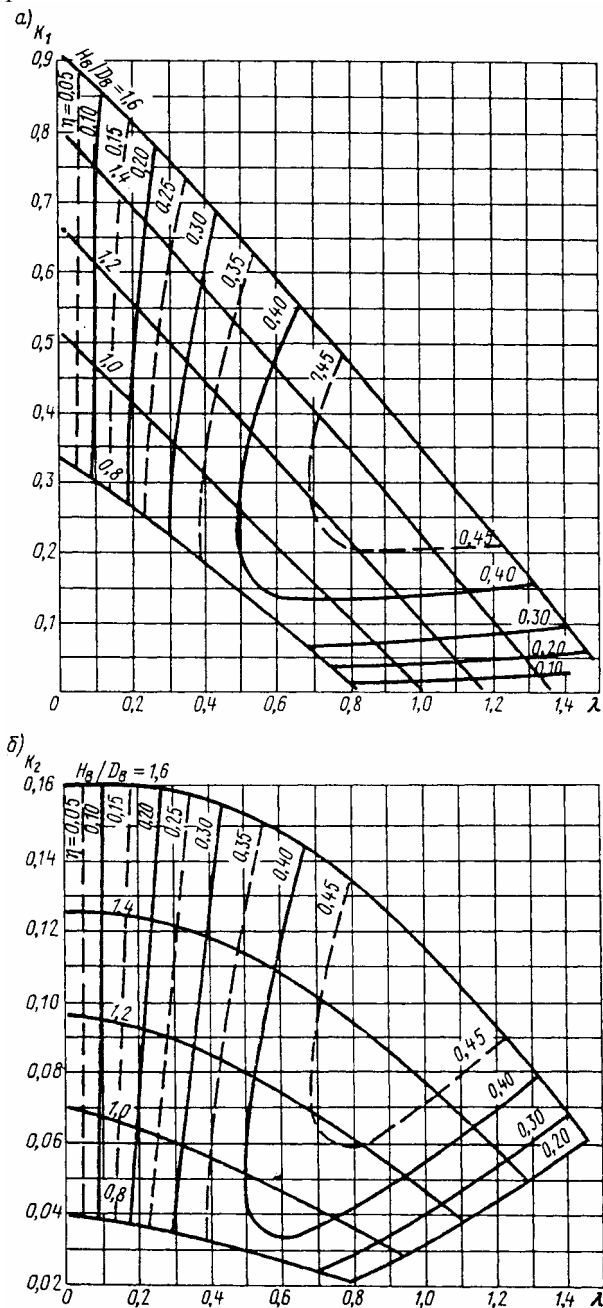


Рис. 4.48. Диаграммы для расчета упора (а) и мощности (б) гребного винта водометного движителя

С помощью диаграммы упора $K_1 = f(\lambda)$ рассчитывают шагвое отношение винта и мощность двигателя при заданных скорости движения модели v и сопротивлении R . Диаграмма момента $K_2 = f(\lambda)$ позволяет при выбранном двигателе определить шагвое отношение винта и скорость движения модели. Диаграммы, приведенные на рис. 4.48, а и б, построены для винтов с $z = 4$; $\theta = 1,0$ и диаметром ступицы, равным $0,3 \cdot D_B$.

По диаграмме упора $K_1 = f(\lambda)$ находят шагвое отношение H_B / D_B и мощность двигателя $N \Delta v$, если задана скорость модели v . По диаграмме момента $K_2 = f(\lambda)$ определяют шагвое отношение и скорость движения модели, если задана мощность двигателя $N \Delta v$. Для каждой модели расчет выполняют только по одной из диаграмм.

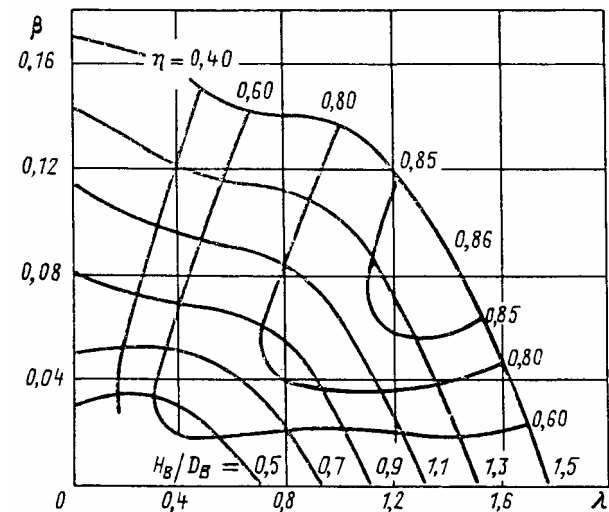


Рис. 4.49. Диаграмма для расчета мощности, потребляемой воздушным винтом

Расчет выполняют в следующей последовательности. Для масштабной скорости v определяют сопротивление воды движению модели R . Коэффициент засасывания водомета t можно считать равным нулю. Коэффициент упора водомета

$$K_1 = P_e / (\rho \cdot n^2 \cdot D_B^4), \quad (4.33)$$

и относительная поступь винта

$$\lambda = v / (n \cdot D_B) \quad (4.34)$$

С помощью диаграммы $K_1 = f(\lambda)$ можно найти шагвое отношение винта H_B / D_B и пропульсивный коэффициент η . Мощность двигателя для привода водомета рассчитывают по выражению (4.1). Если в результате расчета пропульсивный коэффициент получается значительно меньше, чем $\eta = 0,35 \div 0,40$, то требуется изменить с помощью редуктора частоту вращения винта и повторить расчет.

По своей конструкции гребные винты водометов не отличаются от гребных винтов, применяемых в насадках.

К аэрогидродинамическим движителям можно отнести воздушный винт и двухфазный воздушно-водяной движитель.

Воздушные винты применяются на быстроходных судах с ДПП, в основном на глиссерах, СВП и

экранопланах. Перспективным считается использование двухфазного движителя на амфибийных СВП. Конструкция таких СВП позволяет часть воздуха от вентиляторов отводить в кормовую часть судна и за счет эффекта эжекции подсасывать воду. Образующаяся воздушно-водяная смесь, истекающая в корме судна, создает тягу и двигает судно или модель вперед.

Рассмотрим принципы подбора воздушного винта для моделей быстроходных судов. Параметры воздушного винта не отличаются от параметров водяного винта, рассмотренного в 4.2. Работает воздушный винт примерно так же, как и водяной, но в иной среде, воздушной. Это отличие учитывается введением значения плотности воздуха $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Мощность, Вт, на винте и его тягу, Н, определяют по следующим формулам:

$$N = \beta \cdot \rho_0 \cdot n^3 \cdot D_B^5, \quad (4.35)$$

$$P = N \cdot \eta / v, \quad (4.36)$$

где β — коэффициент мощности воздушного винта, определяемый графически (рис. 4.49) в зависимости от относительной поступи винта $\lambda = v / (n \cdot D_B)$.

Характеристики воздушного винта выбирают для заданного типа двигателя при известных значениях мощности N и частоты вращения вала n . Зададим несколько значений диаметра винта D_B и для них подсчитаем относительные поступи λ и коэффициент β . Затем снимаем с графика (рис. 4.49) значения шагового отношения $H_B = H_B / D_B$ и КПД винта $\eta_{\text{овинс}}$. Винт диаметром D_B , обеспечивающий наивысший КПД, и устанавливают на скоростной модели. Тягу этого винта оценивают по формуле (4.36), и, если ее значение значительно отличается от сопротивления модели, то расчет следует выполнить заново с другими значениями диаметра винта.

Углы установки сечений на различных радиусах винта

$$\Psi = \arctg(H_B / (2 \cdot \pi \cdot r)) \quad (4.37)$$

Значения Ψ уменьшаются от ступицы винта к концам лопастей, т. е. также, как углы гребных винтов. В сечении лопасти воздушного винта имеют аэродинамический профиль.

Парусные движители переживают сейчас во всем мире второе рождение. Как известно, конструкторы вновь заинтересовались идеей использования энергии ветра на современных транспортных судах. В проектах различных авторов парусное вооружение предлагается использовать в качестве вспомогательного движителя, дополнительного к основному. Основная цель установки парусного вооружения — экономия топлива. Существует много конструкций современных парусов мягкого и жесткого типа с механизированным и автоматическим управлением.

Одним из перспективных парусных движителей является **аэродинамический комплекс (АДК) „ротор-крыло“**, разработанный в СССР. АДК включает в себя ротор и жесткое или полужесткое крыло (рис. 4.50). Проектирование АДК для моделей

транспортных судов связана с решением следующих задач: определение силы тяги АДК заданных размеров; оценка скорости модели при работе основного движителя и АДК; отыскание наиболее выгодного положения установки АДК и руля модели относительно направления движения.

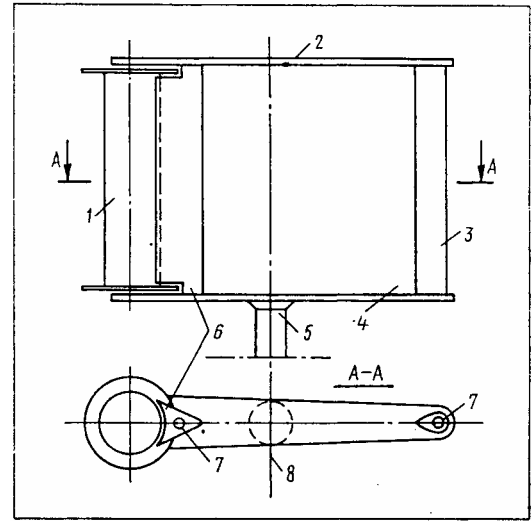


Рис. 4.50. Схема аэродинамического комплекса „ротор-крыло“.

1 - ротор; 2 - рама движителя; 3 - кромочный обтекатель; 4 - парус; 5 - опорная колонна; 6 — обтекатель ротора; 7-вал для намотки паруса; 8 - ось вращения движителя

Тяга, H , модели АДК

$$P_{\text{АДК}} = C_P \rho_0 / 2 \cdot v_{\text{ВМ}}^2 S, \quad (4.38)$$

где $v_{\text{ВМ}}$ - скорость вымпельного ветра, т. е. скорость, получаемая геометрическим сложением векторов абсолютной скорости ветра и скорости движения модели, м/с; S - площадь парусов, м²; C_P - коэффициент тяги, который согласно рис. 4.51, определяется по зависимости

$$C_P = C_Y \sin \beta_1 - C_X \cos \beta_1, \quad (4.39)$$

где C_Y , C_X - коэффициенты подъемной силы и сопротивления АДК; β_1 - угол между диаметральной плоскостью модели и направлением ветра (см. рис. 4.51).

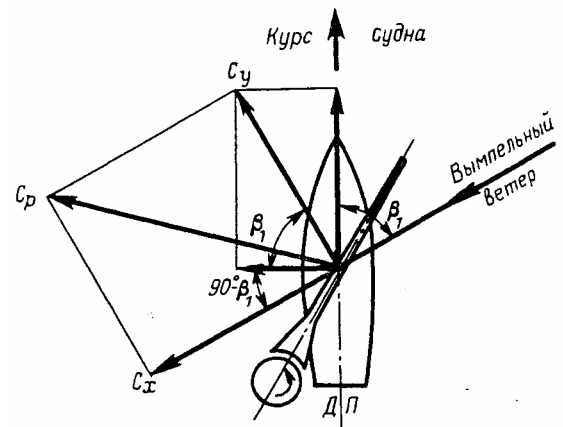


Рис. 4.51. Схема действия сил на аэродинамический комплекс „ротор-крыло“.

Коэффициенты C_Y и C_X можно принять в расчетах по табл. 4.9 в зависимости от угла между осью симметрии АДК и направлением вымпельного ветра β_I , а также относительной скорости вращения ротора ω / v_{BM} .

Таблица 4.9. Коэффициенты подъемной силы C_Y и сопротивления C_X аэродинамического комплекса „ротор-крыло“

Относительная скорость вращения ротора	Значение коэффициентов C_Y и C_X при угле β_I					
	0°	60°	120°	180°	240°	300°
	Значения C_Y					
$\omega / v_{BM} = 0,0$	0,25	1,00	1,00	0,25	1,00	1,00
$\omega / v_{BM} = 2,0$	0,25	1,10	1,15	0,50	1,50	1,50
$\omega / v_{BM} = 3,1$	0,25	1,10	1,20	1,50	1,60	1,60
	Значения C_X					
$\omega / v_{BM} = 0,0$	0,10	0,80	-0,45	0	0,30	-0,90
$\omega / v_{BM} = 2,0$	0,10	0,80	-0,45	-1,30	-0,80	-2,20
$\omega / v_{BM} = 3,1$	0,10	0,80	-0,45	-2,30	-1,00	-2,30

Крутящий момент, который требуется приложить для вращения ротора АДК, Н·м,

$$M = 0,07 \cdot \rho_0 \cdot n^3 \cdot l \cdot d^4, \quad (4.35)$$

где l и d – длина и диаметр, м.

Расчеты показывают, что практически при любых значениях β_I , е.у. любых направлениях ветра (кроме $\beta_I = 60^\circ$) наблюдается высокая эффективность работы АДК в качестве движителя. Суммируя полученную по формуле (4.38) тягу АДК и тягу гребного винта (основного движителя модели), и оставляя полную тягу с сопротивлением модели, можно определить скорость модели.

Отрегулировать угол установки руля модели в зависимости от скорости и направления ветра, а также положение АДК относительно модели следует перед соревнованиями в ходе пробных запусков.

4.6. СРЕДСТВА УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ МОДЕЛЕЙ

На самоходных моделях судов применяют различные средства управления их движением, К этим средствам можно отнести рулевые устройства, применяемые на моделях военных кораблей (класс ЕК), гражданских судов (ЕН) и подводных лодок (ЕЛ). Согласно условиям соревнований, тип рулевого устройства модели должен соответствовать рулевому устройству натурального судна-прототипа. Кроме рулевых устройств на радиоуправляемых моделях судов (Ф2) применяют действующие под-руливающие устройства.

К средствам управления могут быть отнесены и различные программные механизмы, гидростаты, реле времени и другие устройства, которые разре-

шены к установке на моделях подводных лодок для выполнения программы их движения. Кроме этого, реле времени применяют для остановки ЭД модели, прошедшей заданную дистанцию.

Используемые на моделях рулевые устройства можно разделить на три группы: с рулями; с поворотными насадками; с рулевыми органами активного типа.

В первую группу входит традиционный полубалансирный руль, имеющий авиационный профиль. Высота руля, как правило, равна его длине или несколько больше нее, а максимальная толщина составляет 10-20% длины руля. Баллер руля размещается на расстоянии 20-30% от его передней кромки. Полубалансирный руль устанавливают непосредственно за гребным винтом с зазором, равным 0,2—0,6 диаметра гребного винта.

В последние годы в мировом судостроении все чаще применяют на морских и речных судах рулевые устройства новых типов: с рулями конструкции инженера Енкеля (ГДР) и инженера Беккера (ФРГ) - Принципиальные схемы этих рулевых устройств показаны на рис. 4.52.

Рулевое устройство Енкеля состоит из двух одинаковых рулей, устанавливаемых за гребным винтом с некоторым продольным сдвигом. Ближе к винту находится внутренний руль, поворачивающийся на $\pm 45^\circ$. Наружный руль (бортовой) при переключке рулей к борту поворачивается на 90° , а при переключке к диаметральной плоскости (ДП) модели — на 75° . Для переключки рулей на различные углы в приводе надо предусмотреть эксцентрик на баллере наружных рулей и сектор — на баллере внутренних рулей. Секторы двухвальных моделей связывают жесткой тягой, а эксцентрики между собой — тросиковой тягой.

Рулевое устройство Беккера состоит из руля с поворотным закрылком, шарнирно прикрепленным к рулю и переключиваемым кулисным приводом на угол, обычно превышающий вдвое угол переключки руля.

Как видно из рис. 4.52, конструкция рулевых устройств Енкеля и Беккера позволяет направить струю от винта практически перпендикулярно ДП модели. Это очень важно для радиоуправляемых моделей копий. Эти рулевые устройства обеспечивают в 1,5—2,0 раза большую боковую силу, чем сила, обеспечиваемая традиционным балансирным рулем такой же площади. Естественно, если модель изготавливается как самоходная (группа Е), то полностью моделировать переключку этих рулевых устройств не требуется; для обеспечения прямолинейного движения модели рули следует переключивать на углы не более $5—10^\circ$ от ДП.

Во вторую группу входят поворотные направляющие насадки, которые устанавливают на моделях морских и речных буксиров, рыбопромысловых судов, судов-снабженцев, некоторых типах грузовых судов. Модель направляющей насадки представляет собой трубу авиационного профиля. Входная часть трубы имеет больший диаметр, чем выходная. Наружная поверхность образована усеченным конусом.

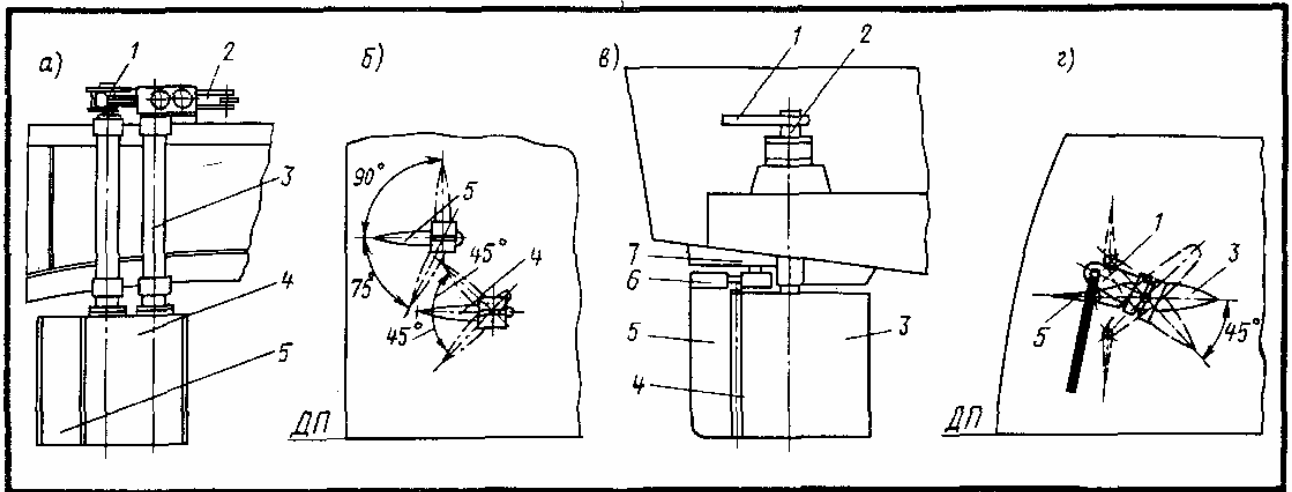


Рис. 4.52. Схемы рулевых устройств : а – с рулями Енкеля (вид сбоку); б – то же (вид сверху).

1- эксцентрик; 2 – сектор; 3 – баллер; 4 – внутренний руль; 5 – наружный руль;

в – с рулем Беккера (вид сбоку); з – то же (вид сверху)

1- румпель с тягой; 2 – баллер; 3 – руль; 4 – шарнирное соединение; 5 – закрылок; 6 – кулиса; 7 – пластина с вилкой.

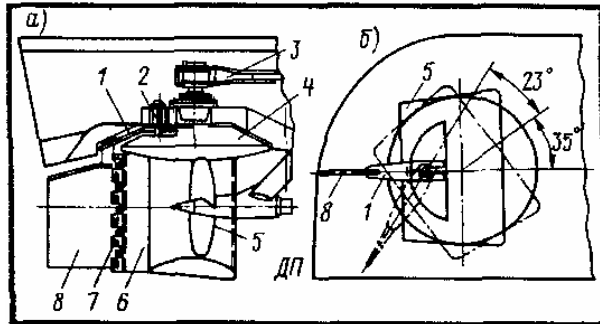


Рис. 4.53. Схема поворотной насадки с подвижным стабилизатором: а - вид сбоку; б - вид сверху.

Баллер закрепляется на расстоянии 45 % длины насадки от входного сечения. Поворотные направляющие насадки позволяют повысить тягу винта и улучшить маневренные качества модели.

Если на поворотной насадке установить *подвижной стабилизатор* (рис. 4.53), аналогично тому, как это сделано в рулевом устройстве Беккера, то эффективность поворотной насадки как средства управления возрастет в 1,5—1,8 раза. Поворот стабилизатора на дополнительный угол по отношению к углу поворота насадки осуществляется с помощью пластины с вилкой, скользящей по неподвижному пальцу, закрепляемому в корпусе модели.

Представленные выше рулевые устройства пассивно воздействуют на струю от винта, только отклоняя ее. Значительного эффекта по созданию боковой силы можно достичь с помощью рулевых устройств активного типа (рис. 4.54). Их обычно устанавливают на радиоуправляемых моделях.

В третью группу входит *рулевое устройство с вращающимся цилиндром*, устанавливаемым вблизи передней кромки руля, которое позволяет увеличить боковую силу на руле при его перекладке на углы $\pm 60^\circ$. Оптимальные углы перекладки обычного балансирующего руля ниже в 1,5—2,0 раза. Эффект достигается за счет того, что вращающийся цилиндр

предотвращает срыв потока с руля, повернутого на значительный угол к набегающему потоку. Цилиндр имеет привод от автономного ЭД, оптимальная частота вращения которого зависит от размеров модели и руля.

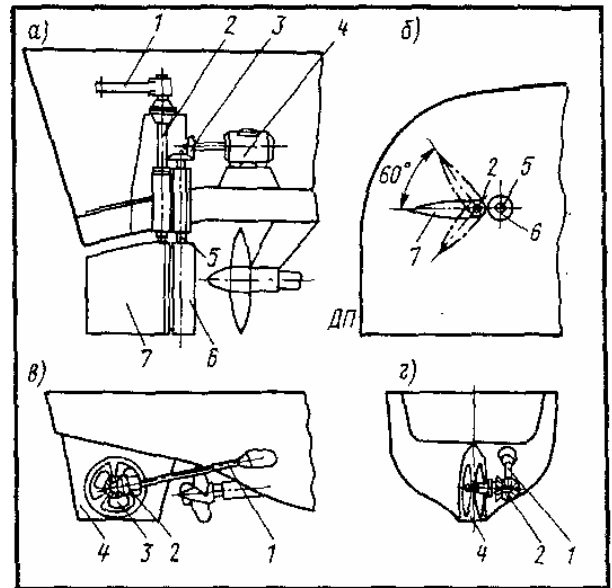


Рис. 4.54. Схема рулевых устройств активного типа: а-с вращающимся цилиндром (вид сбоку); б - то же (вид сверху).

1- румпель с тягой; 2 – баллер руля; 3 – конический редуктор; 4 – привод вращения цилиндра; 5 – баллер цилиндра; 6 – цилиндр; 7 – руль;

в – с винтовым рулем (вид сбоку); з – то же (вид с кормы)

1- вал вспомогательного винта; 2 – конический редуктор; 3 – вспомогательный винт; 4 – неподвижный руль.

Рулевое устройство с винтовым рулем по принципу действия напоминает традиционное подруливающее устройство. Руль в данной конструкции неподвижен и внутри него размещен вспомогательный гребной винт, получающий вращения от вспомогательного ЭД через конический

редуктор. Упор от вспомогательного винта направлен перпендикулярно к ДП модели, что позволяет ей поворачиваться на месте без хода на 360°.

Рулевые устройства, устанавливаемые на самоходных моделях, должны иметь механизм для регулирования и фиксации руля в требуемом положении. Существует множество механизмов, различающихся по конструкции, в которых используются передачи „винт-гайка“, червячные или прямозубые зубчатые передачи. Остановимся на двух схемах, одна из которых приведена на рис. 4.55. Этот механизм рекомендуется применять на одно- и двухвальных моделях начинающим моделистам. Его основу составляет винт 3 длиной 40-70 мм с резьбой М3 или М4, закрепленный с помощью контргаек 6 в угольниках 2. Угольники устанавливают на фундаменте 1, клеиваемом в корме модели. На винте между двумя гайками 5 размещают трубку-поводок 4. Отверстие на трубке-поводке, через которое проходит винт, делается на 1-1,5 мм больше диаметра винта для свободного перемещения поводка влево и вправо от ДП модели. В поводок входит баллер-румпель руля 9. Баллер-румпель поворачивается во втулке-сальнике 8, клеиваемом в корпус модели. Для регулировки механизма в палубе модели должен быть предусмотрен люк. После установки руля в требуемом положении, поводок 4 фиксируется гайками 5.

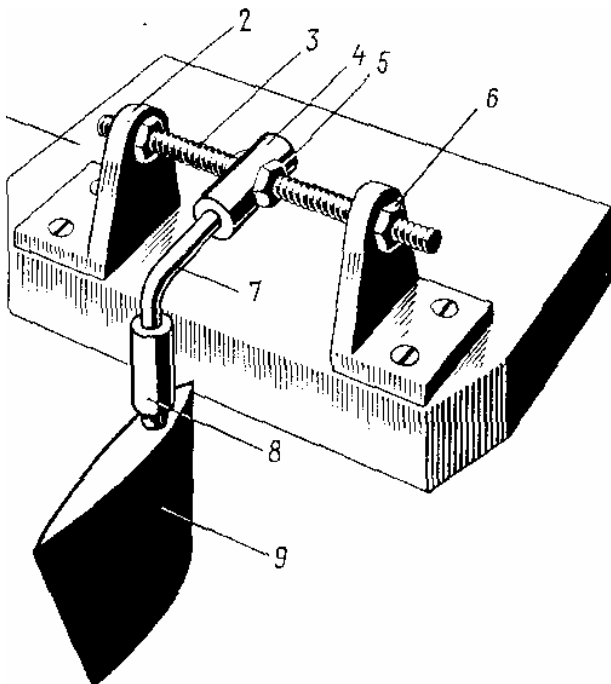


Рис. 4.55. Конструкция фиксируемого привода руля

Для опытных моделистов рекомендуется схема, показанная на рис. 4.56.

Эта схема позволяет осуществлять точную регулировку положения руля. В этой конструкции баллер 2 руля 1 с помощью гаек 3 прочно без люфта соединяется с румпелем 4. Для этой цели баллер в месте соединения имеет плоскую фаску, а отверстие в румпеле повторяет эту форму. На противоположном конце румпеля закрепляются фиксатор 5 и цилиндрическая шестерня 6. Шестерня с обеих концов имеет втулки 7 с резьбой М3 и М4, в кото-

рые ввинчены регулировочные винты 8. Винт, расположенный с противоположной от румпеля стороны, закрепляют на пластине 9 в корпусе модели. Румпель с пластиной связывают пружиной 10. Перекладка руля осуществляется поворотом шестерни при выведенном из зацепления фиксаторе.

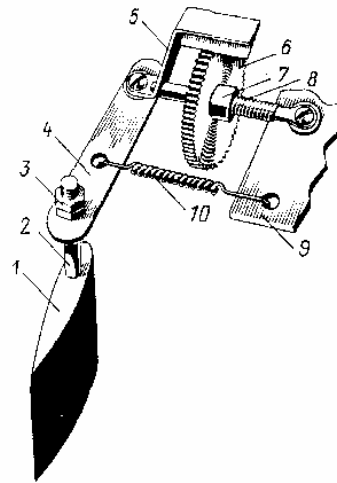


Рис. 4.56. Конструкция привода руля с точной регулировкой.

Некоторые трудности возникают при установке на самоходных моделях судов промышленных или самодельных реле времени. Обеспечить функционирование этих реле в корпусе самоходной модели, особенно при попадании влаги, а также подключить их так, чтобы можно было оперативно заменить элементы питания или само реле, сложно.

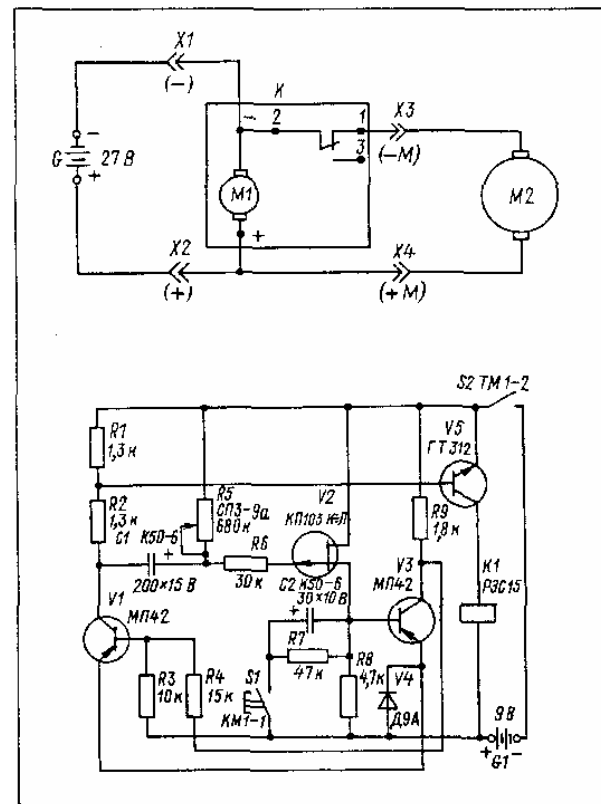


Рис 4.57. Схема подключения промышленного моторного реле времени типа ЭМРВ-27Б-1 к ЭД модели.

Рис 4.58. Схема электронного реле времени.

Чаще всего применяют на моделях промышленные моторные реле времени типа ЭМРВ-27Б-1. Схема подключения подобного реле времени к ЭД модели показана на рис. 4.57. Для питания реле времени К используется тот же источник питания напряжением 27 В, что и для питания ЭД модели. Четыре провода, выходящие из реле времени, оснащаются штекерами X1, . . . , X4 и маркируются (-М), (+М) для соединения с ЭД X1 (+) и X2 (-) с источником питания. Указанное реле можно применять с ЭД постоянного тока напряжением 24 - 27 В. Реле обеспечивают выдержку от 15 до 100 с, что охватывает весь диапазон, используемый самоходными моделями, предназначенными для плавания на дистанциях 25 и 50 м.

На рис. 4.58 представлена схема самодельного электронного реле, использовать которое можно с ЭД, работающими от любого напряжения (9—27 В). Реле обеспечивает выдержку времени от 2 до 80 с и питается от двух батарей типа 3336Л или шести батарей типа 332 напряжением не менее 9 В.

Схема работает следующим образом. До нажатия кнопки пуска S1 транзистор V2 включен, V3 находится в насыщенном состоянии, а V1 - заперт. Если замкнуть кнопку S1 (тумблер S2 предварительно включен), то транзистор V3 запрется, а V1 мгновенно откроется и напряжение на его коллекторе уменьшится. В то же время изменится напряжение и на затворе транзистора V2. Транзисторы V2 и V3 будут заперты, а V1, находясь в открытом состоянии, включает релейный каскад {V5, V1}.

Когда конденсатор C1 разрядится через резистор R5 до напряжения отпирания полевого транзистора V2, ток через резистор R8 откроет транзистор V3. Это, в свою очередь, вызовет запирающие транзистора V1 и включение релейного каскада. Изменяя сопротивление резистора R5, можно регулировать время выдержки в заданных пределах.

Схема реле времени собирается на печатной плате и устанавливается в герметичную коробку размером 60 x 40 x 80 мм.

Для моделей длиной до 0,5 м пригоден малогабаритное реле времени (рис. 4.59). Схема собирается на базе микросхемы серии 176 КМОП. В нее входят два „Д“ триггера с установкой на „0“ и „1“. Используется одна половина схемы 176ТМ2.

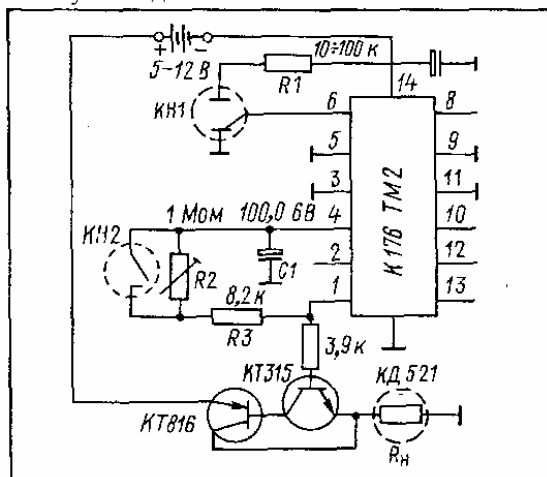


Рис 4.59. Схема малогабаритного реле времени.

При нажатии пусковой кнопки КН1 на вход 6—8 через резисторы R1 подается потенциал логической единицы. При этом емкость C1 начинает заряжаться через резисторы R2, R3, определяющие время работы схемы. При сопротивлении R2, равном 1 МОм и емкости конденсатора C1, равном 100, схема обеспечивает максимальное время срабатывания реле 1 мин 17 с.

На входе 4—10 возникающий уровень логической единицы переключает триггер, на выходе 1-13 появляется высокий потенциал, заставляющий открыть составной транзистор, в нагрузку которого включено исполнительное устройство.

Для быстрого возврата схемы в исходное состояние служит кнопка КН2, при нажатии которой емкость C1 быстро разряжается. Размеры реле - не более 50 x 50 x 20 мм и масса 30-40 г.

4.7. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ И РЕДУКТОРА ДЛЯ МОДЕЛИ СУДНА

На моделях судов устанавливают двигатели внутреннего сгорания (ДВС), электродвигатели (ЭД) и простейшие (резиномоторы, пружинные). Кроме них, на самоходных моделях можно размещать паровые машины и турбины.

В качестве ДВС на моделях скоростных кордовых, скоростных управляемых, а иногда и на моделях - копиях самоходных судов в основном применяют двухтактные одноцилиндровые двигатели с калильным или искровым зажиганием, а также компрессионные с самовоспламенением топливной смеси от сжатия и рабочим объемом цилиндра от 2,5 до 35 см³.

Основными требованиями, предъявляемыми к ДВС являются: простота обслуживания, легкость запуска, надежность, высокая удельная мощность. Кроме того, правила соревнований ограничивают уровень шума, создаваемый ДВС, поэтому на моделях требуется устанавливать глушители.

ДВС состоит из поршневого механизма, включающего поршень и цилиндр; кривошипного механизма, в который входит коленчатый вал и шатун, преобразующие поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Все эти детали монтируются в картере.

Основными характеристиками ДВС являются мощность, удельный расход топлива, литровая мощность и масса, (мощность и масса, приходящиеся на 1 литр объема цилиндра), а также удельная масса. ДВС имеют мощность 0,2-2,0 кВт, удельный расход топлива 1,0 - 3,6 кг/кВт·ч, литровую массу 35-160 кг/л и удельную массу двигателя менее 0,25 кг/кВт. Лучшие современные ДВС, благодаря совершенной конструкции, тщательности изготовления, применению материалов высокого качества и глушителей, имеют высокую литровую мощность (до 300 кВт/л) при частоте вращения вала около 500с⁻¹ (табл.4.10).

Таблица 4.10. Марки двигателей внутреннего сгорания и их технические характеристики

Марка двигателя (страна-изготовитель)	Технические характеристики				
	Рабочий объем цилиндра V_p , см ³	Максимальная мощность, $N_{дв}$, кВт	Частота вращения, c^{-1}	Способ зажигания	Масса двигателя, кг
МК-12В (СССР)	2,46	0,191	250	Сжатие	0,130
„Ритм“ (СССР)	2,46	0,236	266	То же	0,200
ЦСКАМ-1 (СССР)	2,47	0,170	250	« »	0,180
„Сокол“ (СССР)	2,47	0,257	250	« »	0,150
МД-2,5 „Метеор“ (СССР)	2,47	0,257	233	От свечи	0,150
MVVS-2,5RL (ЧССР)	2,47	0,412	300	То же	0,171
„Super Tigre“ Италия	2,47	0,272	433	сжатие	н.д.
G-15RVD (Италия)	2,47	н.д.	433	От свечи	0,167
TWA 15 (США)	2,48	н.д.	450	То же	0,165
ЦСТКАМ-2.5КР (СССР)	2,48	0,515	408	« »	н.д.
МД-5 „Комета“ (СССР)	4,82	0,362	200	« »	0,222
МКС-10Л (СССР)	4,96	0,515	300	« »	0,186
ТАЛКА-10РУ (СССР)	9,95	1,320	233	« »	0,460
МАИ-10 (СССР)	9,98	0,962	248	« »	0,418
МАИ-25 (СССР)	24,3	1,59	155	« »	0,930

Следует отметить, что ДВС целесообразно применять на моделях судов пятой группы, т. е. с ДПП, конструкция которых имеет незначительную массу.

ЭД применяют в основном на самоходных и радиоуправляемых моделях судов. Они отличаются простотой в эксплуатации, малым уровнем шума и вибрации, возможностью реверсирования направления вращения и значительного форсирования за счет повышения напряжения питания. Мощность ЭД, устанавливаемых на моделях групп Е и Ф, колеблется от 3 до 200 Вт. Максимальная ЭДС питания ограничивается в соответствии с правилами соревнований значением 42 В.

По способу возбуждения ЭД постоянного тока, применяемые на моделях групп Е и Ф, подразделяют на двигатели с электромагнитным возбуждением и двигатели с возбуждением от постоянного магнита.

Первые в зависимости от способа включения обмоток возбуждения разделяют на шунтовые (с обмоткой возбуждения, включенной параллельно обмотке якоря двигателя), серийные (с обмоткой возбуждения, включенной последовательно с обмоткой якоря) и смешанного возбуждения (компаундные), у которых одновременно имеются и шунтовая и серийная обмотки.

Шунтовые ЭД имеют жесткую механическую характеристику, т. е. при увеличении момента нагрузки на валу до номинального значения скорость вращения уменьшается незначительно, всего на 5—15 % значения скорости ЭД на холостом ходу.

Серийные ЭД имеют мягкую механическую характеристику, т. е. его скорость вращения изменяется в больших пределах при изменении нагрузки на валу; способны преодолевать значительные перегрузки на старте модели и работают устойчиво при изменении подводимого напряжения. Указанные свойства обеспечили широкое распространение серийных ЭД в судомоделизме. Кроме того, они обеспечивают при пуске высокий крутящий момент и резкий старт модели.

В настоящее время моделисты применяют в основном три типа ЭД: МУ, Д, ДВ. Электродвигатели типа МУ (МУ-30, МУ-50, МУ-101 и т. д.) имеют серийное возбуждение и выполнены реверсивными. В обозначении марки буквы МУ обозначают „мотор управления“, цифры — габариты и конструктивное исполнение.

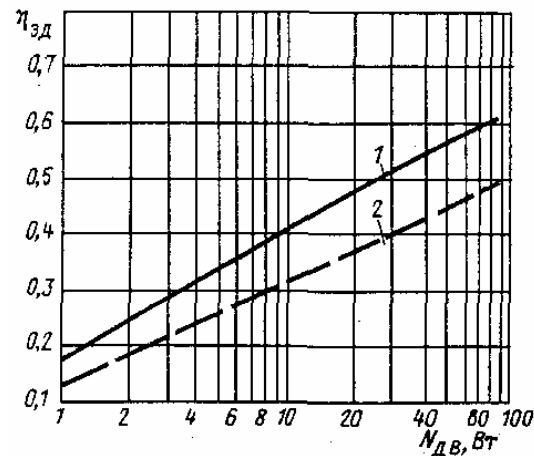
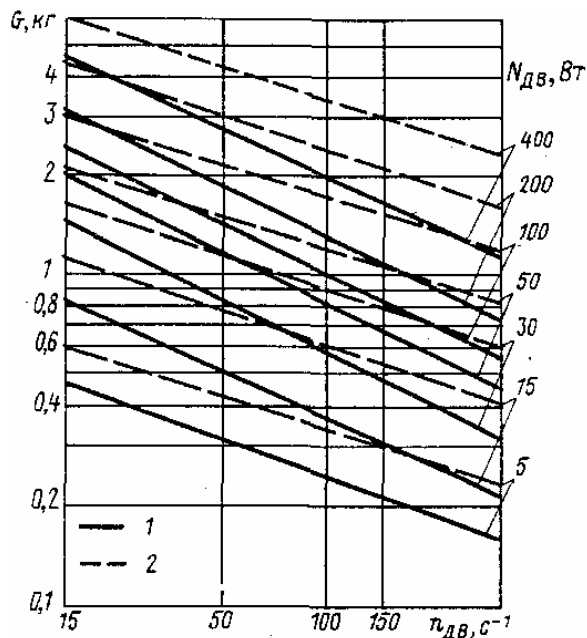


Рис. 4.61. Масса электродвигателей постоянного тока длительного (1) и кратковременного (2) режимов работы

Рис. 4.62. КПД электродвигателей постоянного тока длительного (1) и кратковременного (2) режимов работы.

Большинство электродвигателей типа Д (Д-12Т, Д-20, Д-32 и др.) также имеют серийное возбуждение; выполняются реверсивными и нереверсивными в зависимости от назначения. В марке буква Д означает „двигатель“, цифры— мощность, развиваемую на валу.

Электродвигатели типа ДВ в основном применяют в вентиляторах и рассчитаны на длительный режим работы (рис. 4.60). В судомоделизме применяются и другие типы ЭД (табл. 4.11).

Таблица 4.11. Электродвигатели постоянного тока и их технические характеристики

Марка двигателя (страна-изготовитель)	Технические характеристики					
	Напряжение U , В	Потребляемый ток I , А	Частота вращения $n_{дв}$, с ⁻¹	Мощность $N_{дв}$, Вт	Масса G , кг	Способ возбуждения
МУ - 30	27	5	125	40	0,60	Серийное
МУ - 50	27	6	142	75	0,90	« »
МУ - 100	27	13	111	140	1,20	« »
МУ – 100АП	27	15	60	177	1,40	« »
МУ - 320	24	7,9	91	100	1,40	« »
МУ - 410	24	16	83	200	1,55	« »
Д - 3	27	0,9	150	8	0,37	« »
Д - 55	27	4	75	55	1,35	« »
Д - 125	27	9	100	125	1,30	« »
Д - 150	24	8	250	150	1,18	« »
Д - 15	27	2	100	15	0,38	Шунтовое
Д – 25Т	24	2	100	25	0,81	« »
Д – 25А (Л)	27	2,5	100	25	0,70	« »
ДПМ –20 –Н1 -01	29	0,08	150	0,46	0,06	Магниты
ДПМ –20 –Н1 -06	27	0,15	150	1,4	0,06	« »
ДПР –2 –Н1 -05	9	0,29	150	0,9	0,36	« »

Выбор ЭД для самоходной модели судна зависит от его массы и размеров, а также КПД. Массогабаритные характеристики ЭД постоянного тока зависят от режима работы, на который он рассчитан. Двигатели, предназначенные для длительного режима работы, имеют меньшую удельную мощность, чем ЭД, предназначенные для повторно-кратковременного режима включения. С достаточной степенью точности массу ЭД постоянного тока можно определить для двигателей длительного и кратковременного режимов графически (рис. 4.61). Чем выше частота вращения

вала ЭД и меньше его мощность, тем меньше масса ЭД. С увеличением частоты вращения в 10 раз масса ЭД снижается примерно в 2 раза.

Масса ЭД кратковременного режима примерно в 1,5 раза меньше массы ЭД остальных типов (см. рис-4.61). Это является одной из основных причин их широкого использования в судомоделизме, где вопросы, связанные с нагрузкой масс самоходной модели, имеют важное значение.

КПД ЭД $\eta_{эд}$ постоянного тока также в основном зависит от его мощности и продолжительности работы. Чем они выше, тем больше КПД. Зная мощность, можно определить $\eta_{эд}$ (рис. 4.62). При работе электропривода самоходной модели не с полной нагрузкой ЭД по мощности КПД существенно снижается. Например, работа ЭД на режиме, равном 50% номинального, приводит к снижению его КПД в среднем на 20 %.

Для приведения в действие движителей самоходной модели необходим крутящий момент, который может быть передан от вала двигателя непосредственно или с помощью дополнительных устройств, подразделяющихся на устройства, передающие движение без изменения его характера (зубчатые передачи различных типов), и устройства, преобразующие движение с изменением его характера (кривошипно-шатунные, кривошипно-кулисные и др.). Для простоты в дальнейшем передачи первого типа будем называть *редукторами*, а второго типа - *преобразующими устройствами*.

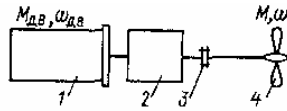
При постройке моделей судов и кораблей широко применяют механические приводы с зубчатыми, червячными и другими типами передач. Как правило, моделисты используют готовые зубчатые колеса для сборки редукторов, а иногда и готовые редукторы открытого и закрытого типов. Зубчатые редукторы применяют практически на самоходных моделях всех классов: в многовальных моделях кораблей и судов (редукторы с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами с целью понижения частоты вращения вала двигателя и обеспечения одинаковой частоты вращения валов), на моделях подводных аппаратов (планетарные редукторы с целью понижения частоты вращения вала и различные передачи в механизмах перекладки рулей), на многих типах резиномоторных моделей (зубчатые передачи, увеличивающие длину или момент резиномотора).

Зубчатые передачи имеют следующие преимущества по сравнению с передачами других видов: сравнительно высокий КПД, надежность работы, неизменность передаточного числа, простой уход и возможность значительного изменения частоты вращения вала двигателя. Некоторые передачи („винт-гайка“, червячная) имеют низкий КПД из-за значительных потерь мощности на трение в зацеплении.

В системе “двигатель—движитель” передачи занимают важное место, так как общий КПД системы в значительной степени зависит от правильного подбора и конструирования механической передачи. Рациональный подбор зубчатых пар для многоступенчатого редуктора позволяет добиться сравни-

тельно небольших потерь мощности на трение. Особенностью привода движителей некоторых типов (гребные колеса) является необходимость значительного понижения частоты вращения вала электродвигателя до $n = 1 - 20 \text{ с}^{-1}$. ЭД постоянного тока мощностью до 200 Вт имеют номинальную частоту вращения вала в диапазоне $90-170 \text{ с}^{-1}$, поэтому для редукции частоты вращения до $1-20 \text{ с}^{-1}$ используют планетарные или червячные передачи, обладающие невысоким КПД.

Рис. 4.63. Схема передачи крутящего момента от двигателя к движителю
1 - двигатель; 2 - редуктор; 3 - муфта; 4 - гребной винт.



Простейшая схема передачи крутящего момента от двигателя к исполнительному механизму (движителю модели) показана на рис. 4.63. Связь между моментом на валу двигателя $M_{ДВ}$ и моментом сопротивления движителя M устанавливается на основании закона сохранения энергии, согласно которому, мощность двигателя $N_{ДВ}$ связана с мощностью на валу движителя N зависимостью

$$N_{ДВ} = N / \eta_{ред} \quad (4.41)$$

Подставляя в (4.41) выражения для мощности на валах двигателя и движителя $N_{ДВ} = M_{ДВ} \cdot \omega_{ДВ}$ и $N = M \cdot \omega_B$, получаем

$$M_{ДВ} \cdot \omega_{ДВ} = M \cdot \omega / \eta_{ред} \quad (4.42)$$

откуда

$$M_{ДВ} = (M / \eta_{ред}) \cdot (\omega / \omega_{ДВ}) = M / \eta_{ред} \cdot i \quad (4.43)$$

где $\omega_{ДВ} / \omega = i$ — передаточное число редуктора.

Так как редуктор состоит обычно из нескольких зубчатых передач с передаточными отношениями $i_1, i_2, i_3, \dots, i_n$ и коэффициентами полезного действия $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$, имеем

$$M_{ДВ} = M / [(i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n) \cdot (\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n)] \quad (4.44)$$

Для определения момента на валу ЭД $M_{ДВ}$ необходимо знать коэффициент полезного действия редуктора $\eta_{ред}$. Редуктор неизбежно уменьшает коэффициент полезного действия привода самоходной модели. Так, в некоторых сложных приводах $\eta_{ред}$ может равняться 20 % и даже ниже, что приведет к бесполезной потере 80 % мощности ЭД.

Таким образом, для правильного учета потерь в редукторе модели, необходимо знать значения КПД зубчатых передач η_i , входящих в редуктор. Ниже приводятся основные сведения, необходимые для выбора типа передачи и вычисления η_i зубчатых пар, входящих в редуктор самоходных моделей судов.

Зубчатые цилиндрические и конические передачи применяют для преобразования скорости и направления вращения между валами с параллельными осями (цилиндрические передачи) и перекрещи-

вающимися осями (конические передачи). Наибольшее распространение получили цилиндрические передачи с прямозубыми и косозубыми колесами, а также прямозубые конические передачи с углом между осями, равным 90° .

Для малогабаритных цилиндрических и конических зубчатых передач КПД

$$\eta_i = 1 - a f \pi \cdot [(1/z_1) + (1/z_2)], \quad (4.45)$$

где z_1 и z_2 — число зубьев меньшего и большего колес; f — коэффициент трения в зацеплении; $a = 1$ — для цилиндрических и $a = 1,15$ — для конических передач.

Коэффициент трения f зависит в основном от вязкости смазочного материала. С увеличением вязкости масла коэффициент трения уменьшается. Для расчетов можно принимать значения $f = 0,04-0,07$, причем большие значения соответствуют более густым маслам.

Червячные зубчатые пары применяют для передачи вращения между двумя скрещивающимися валами, если необходимо изменять скорости в большом диапазоне при помощи одноступенчатого механизма. Передача вращения, как правило, осуществляется от червяка к червячному колесу, т. е. червяк — ведущее звено.

Основными достоинствами червячной передачи являются: возможность осуществления больших передаточных чисел ($20-100$), бесшумность работы и малые габариты. К недостаткам этой передачи можно отнести относительно низкий КПД, большой нагрев, сложность монтажа.

Наибольшее распространение получил цилиндрический архимедов червяк. Обычно его изготавливают из стали заодно с валом. Червячное колесо выполняют из бронзы различных марок.

При расположении валов под прямым углом передаточное число червячной передачи

$$i = \omega_r / \omega_{КЛ} = n_r / n_{КЛ} = z_{КЛ} / z_r, \quad (4.46)$$

где ω_r , n_r и $\omega_{КЛ}$, $n_{КЛ}$ — угловые скорости, рад/с, и частота вращения, с^{-1} , червяка и червячного колеса соответственно; $z_{КЛ}$ — число зубьев червячного колеса; z_r — число заходов червяка, которое обычно бывает от 1 до 4.

С увеличением числа заходов червяка возрастает КПД передачи, поэтому применение многозаходных червячных передач резко снижает потери в редукторе модели.

КПД червячной передачи с архимедовым червяком можно подсчитать по зависимости

$$\eta_i = (\text{tg} \omega + \varphi_1) / [\text{tg}(\omega + \varphi_1)], \quad (4.47)$$

где φ_1 — приведенный угол трения; ω — угол подъема винтовой линии червяка, определяемый по формуле

$$\omega = \text{arctg}(\underline{m} \cdot z_r / d), \quad (4.48)$$

где m — модуль зацепления, равный половине высоты зуба червяка; d — диаметр окружности червяка.

Приведенный угол трения φ_1 зависит от коэффициента трения в червячном зацеплении f , скорости скольжения $v_{СК}$ и материала червячного колеса. Значения коэффициентов трения и углов трения (для любого значения m) при работе червячного колеса из бронзы в зацеплении со стальным червяком приведены в табл. 4.12. Меньшие значения коэффициентов трения следует принимать при шлифованном или полированном червяке.

Таблица 4.12. Коэффициент трения в червячном зацеплении

$v_{СК}$ м/с	f	φ_1	$v_{СК}$ м/с	f	φ_1
0,01	0,11-0,12	6°17'-6°51'	2,0	0,035-0,045	2°00'-2°35'
0,10	0,08-0,09	4°34'-5°09'	2,5	0,030-0,040	1°43'-2°17'
0,25	0,065-0,075	3°43'-4°17'	3,0	0,028-0,035	1°36'-2°00'
0,50	0,055-0,065	3°09'-3°43'	4,0	0,023-0,030	1°19'-1°43'
1,00	0,045-0,055	2°35'-3°09'	7,0	0,018-0,026	1°02'-1°29'
1,5	0,040-0,050	2°17'-2°52'	10	0,016-0,024	0°55'-1°20'

Планетарные передачи с большими передаточными числами и высокими КПД устанавливают на самоходных моделях некоторых типов. Планетарными называются передачи, включающие зубчатые колеса с перемещающимися геометрическими осями (колеса-сателлиты). Сателлиты обкатываются по центральным колесам, имеющим внешнее или внутреннее зацепление. Оси колес-сателлитов закрепляются в водиле и вращаются вместе с ним вокруг центральной оси. Основные достоинства планетарных передач — малые габариты и масса.

Планетарные передачи по своим кинематическим возможностям можно разбить на следующие группы (табл. 4.13) :

простые с небольшими передаточными отношениями, но с высоким КПД (схемы №1,2); эти передачи могут передавать значительные моменты;

простые с большими передаточными отношениями, но с пониженным КПД (схема № 3) ;

комбинированные, составляемые из двух простых зубчатых планетарных передач, которые сохраняют особенности составляющих их передач, но имеют большие возможности (схема №4):

КПД планетарных передач снижается с ростом передаточного числа, и это необходимо учитывать при разработке редукторов моделей.

Из табл. 4.13 видно, что в некоторых схемах (№ 2, 4) применять планетарные передачи выгоднее, чем червячные, так как они позволяют получить КПД около 0,9. Эти значения несколько выше, чем у широкоприменяемых червячных передач, поэтому при наличии у модельстов малогабаритных планетарных редукторов их и следует использовать.

Для того чтобы определить необходимую мощность ЭД для самоходной или управляемой модели, необходимо знать нагрузку по моменту M или силе сопротивления F исполнительного органа. В моделях судов исполнительным органом являются либо движительный комплекс модели, либо различные

механизмы, приводящие в действие рулевое устройство, рули глубины и т. д. Все движительные комплексы, описанные в разд. 4, с вращением гребного вала (гребные винты различных типов, гребные колеса, водометы, крыльчатый и т. д.). Для них характерно практически постоянное значение момента M или силы сопротивления F за один оборот гребного вала. Для этой группы движителей мощность ЭД рассчитывают по формуле (4.1), предварительно точно определив сопротивление модели и пропульсивный коэффициент по рекомендациям разд. 4.

Таблица 4.13. Планетарные зубчатые передачи

№ схемы	Схема	Передаточное число	Интервалы передаточных чисел	КПД передачи с опорами качения
1		При $\omega_4 = 0$ $i = \frac{\omega_1}{\omega_{вод}} = 1 + \frac{z_4}{z_1}$	3 ... 8	0,95...0,97
2		При $\omega_4 = 0$ $i = \frac{\omega_1}{\omega_{вод}} = 1 + \frac{z_3 z_4}{z_1 z_2}$	1 ... 15	0,95...0,97
3		При $\omega_1 = 0$ $i = \frac{\omega_{вод}}{\omega_5} = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_5}}$	До 1500 и более	КПД низкий При $i \geq 1500$ Пред $\leq 0,01$
4		При $\omega_4 = \omega_6 = 0$ $i = \frac{\omega_1}{\omega_{вод}} = \left(1 + \frac{z_4}{z_1}\right) - \left(1 + \frac{z_6}{z_5}\right)$	15 ... 60	0,91...0,95

Примечание. 1 — ведущее зубчатое колесо, соединяемое с валом двигателя; 2, 3 — сателлиты внутреннего зацепления; 4, 6 — сателлиты внешнего зацепления; 5 — ведомое зубчатое колесо; вод — водило, передающее вращение на вал исполнительного механизма; вод₁ — водило промежуточное.

При работе движительных комплексов с колебательным приводом момент сопротивления M за один период колебания будет величиной непостоянной, что необходимо учитывать при выборе двигателя для модели судна.

Рассмотрим для примера порядок выбора типа и мощности ЭД, используемого в приводе модели с движителем типа поршневого водомета (рис. 4.64). Механизм обеспечивает угловые колебания движителя с частотой $n = 2,5 \text{ с}^{-1}$. Пусть задана зависимость изменения силы сопротивления F за одно колебание движителя, т. е. за время работы t (рис. 4.65).

Принимаем предварительно среднюю скорость вращения ЭД $n_{ДВ} = 200 \text{ с}^{-1}$. Определяем общее передаточное число редуктора:

$$i = n_{ДВ} / n = 200 / 2,5 = 80.$$

Для данного передаточного числа редуктора принимаем следующие передаточные числа

отдельных передач и коэффициенты полезного действия, определенные по формулам (4.45) и (4.47) : для цилиндрической зубчатой передачи $i_1=2$; $\eta_1=0,95$; для червячной зубчатой передачи $i_2=40$; $\eta_2=0,50$.

КПД редуктора

$$\eta_{ред} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^4 = 0,95 \cdot 0,50 \cdot 0,98^4 = 0,44$$

Дальнейший расчет представлен в табл. 4.14, по результатам которого на рис. 4.65 построена зависимость момента $M_{дв.ср}$ на валу двигателя за одно колебание движителя.

Для определения среднего момента на валу двигателя $M_{дв.ср}$ выполним графическое интегрирование, т. е. проведем параллельно оси абсцисс линию $M_{дв.ср} = 0,06$ Н·м таким образом, чтобы заштрихованные площади были равны: $F_1 = F_2$.

Средняя мощность ЭД

$$N_{дв.ср} = M_{дв.ср} \cdot 2\pi n_{дв} = 0,06 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 200 = 75 \text{ Вт.}$$

По табл. 4.12 подбираем ЭД марки МУ-50, который и обеспечивает двух-, трехкратную перегрузку по крутящему моменту.

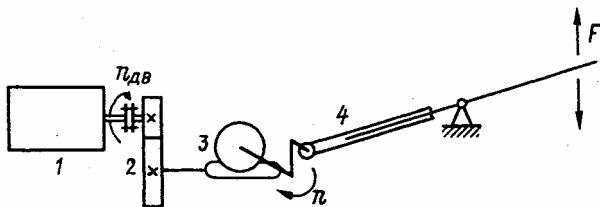


Рис. 4.64. Кинематическая схема механизма с колебательным приводом

1 — двигатель; 2 — зубчатая передача; 3 — червячная передача; 4 — кривошипнокулисный механизм

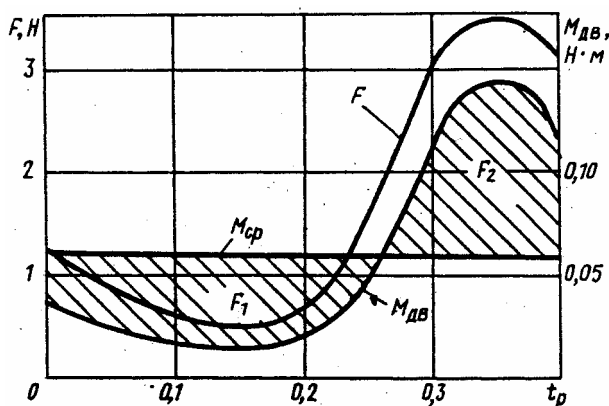


Рис. 4.65. Изменение силы сопротивления движителя и момента на валу двигателя

Таблица 4.14. Расчет момента на валу двигателя

Характеристика	Расчетное значение при времени t_p , с				
	0	0,05	0,10	0,15	0,20
$F, \text{ Н}$	1,250	0,650	0,650	3,00	3,00
$M = F/i, \text{ Н·м}$	0,016	0,008	0,008	0,500	0,500
$M_{дв} = M/\eta_{ред}, \text{ Н·м}$	0,036	0,017	0,017	0,114	0,114

Резиномоторы легки и просты в изготовлении, позволяют достичь заданной мощности и размеров, не требуют установки элементов питания. Благодаря этим положительным качествам, эти двигатели пользуются популярностью у судомodelистов.

Основные характеристики резиномоторов (мощность и продолжительность работы) зависят от сорта резины, ее сечения, длины и смазки. Используемая резина различается по удельной энергии, т. е. работе, которую способен совершить один ее килограмм. Отечественные сорта резины имеют удельную энергию 375 дан/кг, венгерская резина (круглая) — 400—500 дан/кг; наилучший сорт резины (итальянской фирмы „Пирелли“) имеет удельную энергию 500—650 дан/кг.

Перед изготовлением двигателя модели целесообразно выполнить расчет его параметров. Известным параметром в расчете является длина резиномотора, зависящая от длины модели. Средний крутящий момент, Н·м, резиномотора может быть рассчитан по формуле

$$M_{дв.ср} = k_1 \sqrt{F^3} \quad (4.49)$$

где $k_1 = 8,5 \cdot 10^4$ — для отечественной резины, Н/м²; F — поперечное сечение резиномотора, м².

Важной характеристикой является число оборотов, на которое можно закрутить резиномотор до его разрыва. Число оборотов

$$n = k_2 \cdot (l \cdot \sqrt{F}) \quad (4.50)$$

где k_2 — коэффициент, зависящий от сорта и предварительной вытяжки резиномотора; l — длина резиномотора, м.

Для отечественной резины $k_2 = 4,15$; для венгерской $k_2 = 5,5$; для итальянской резины „Пирелли“ $k_2 = 6,5$. Число оборотов, получаемое по формуле (4.50), гарантирует работу резиномотора без разрыва. Предварительное увеличение длины — вытяжка — резины значительно улучшает характеристики мотора и позволяет увеличить число оборотов закрутки. Вытяжку можно выполнять следующим способом. Последовательно закручивают резиномотор, начиная с числа оборотов, равного 20—25 % допустимого числа оборотов, определенного по формуле (4.50), и постепенно добавляют примерно 100 оборотов. В промежутках дают резине „отдых“ на 10—20 мин. Закрутку следует довести до значения, определенного по формуле (4.50), и затем смазать резину касторовым маслом, упаковать в герметичную банку и выдерживать одну - две недели до установки на модели.

Скрученный резиномотор развивает значительные усилия, сжимающие корпус модели. Значение этой силы, Н, может быть определено по формуле

$$P = 75 \cdot 10^4 \cdot F \quad (4.51)$$

и учтено при изготовлении корпуса и набора модели.

4.8. ПРОВЕРКА ХОДОВЫХ КАЧЕСТВ САМОХОДНЫХ МОДЕЛЕЙ

Очень важно при создании самоходной модели судна обеспечить ее расчетную осадку и хорошие ходовые качества. Для этого на всех этапах создания модели необходимо руководствоваться следующими основными принципами:

масса всех элементов модели, центр которых размещается выше ее палубы, должна быть по возможности минимальной;

основные элементы (надстройки, люковые крошки грузовых трюмов, мачты), которые в процессе эксплуатации модели придется периодически снимать для осмотра и регулирования двигателя, редуктора, реле времени, а также перемещения балласта, должны быть надежно закреплены и зафиксированы;

дополнительный балласт (стальные или свинцовые пластины), необходимый для посадки модели по расчетную осадку, необходимо располагать в трюме модели и по возможности разносить по-дальше друг от друга, например в носовую и кормовую оконечность, что позволит улучшить устойчивость модели на курсе.

К наиболее важным этапам удифферентовки модели и обеспечения ее ходовых качеств можно отнести:

оценку массы модели и определение мест установки двигателя, источника питания, реле времени, а также балласта;

проверку в процессе постройки надежного функционирования основных элементов системы „источник питания—двигатель—движитель“;

испытание и регулировку модели на воде.

Оценку массы модели следует выполнять перед ее постройкой. Моделист должен убедиться в том, что построенная модель будет иметь осадку, близкую к расчетной, а полученный запас водоизмещения позволит разместить на ней балласт для придания ей остойчивости и посадки на ровный киль.

На стадии проектирования массу порожней модели приближенно можно определить по простой зависимости

$$G = \sum_{i=1}^{14} G_i, \quad (4.52)$$

где G_i — массы различных статей нагрузки, а именно: $G_1 = V_k \cdot g_1 = L \cdot B \cdot H \cdot g_1$ — корпуса модели с палубой; $G_2 = V_n \cdot g_2$ надстроек, рубок; $G_3 = V_l \cdot g_3$ — люковых закрытий; $G_4 = V_{zp} \cdot g_4$ — грузовых устройств; $G_5 = n_{як} \cdot g_5$ — элементов якорно-швартовых и буксирных устройств; $G_6 = h_m \cdot g_6$ — мачтовых устройств; $G_7 = n_{ш} \cdot g_7$ — спасательных (шлюпок) устройств; $G_8 = V_{об} \cdot g_8$ — оборудования вентиляции и выхлопа; $G_9 = G_{ред} + x \cdot g_9$ — редуктора и движительно-рулевого комплекса; $G_{10} = n_{вр} \cdot g_{10}$ систем вооружения кораблей ВМФ; G_{11} — двигателя; G_{12} — комплекта питания электродвигателя; $G_{13} = 0,5$ кг — реле времени (программный механизм) или аппаратуры радиопередачи; G_{14} — прочие статьи нагрузки; $V_k, V_n,$

$V_l, V_{zp}, V_{об}$ — объемы соответственно корпуса, надстроек, люковых закрытий, грузовых устройств и дымовых труб, $дм^3$; $n_{як}, n_{ш}, x, n_{вр}$ — количество соответственно элементов якорно-швартовых устройств; шлюпок, движителей, систем вооружения; h_m — высота мачты, $дм$; g_1, g_2, \dots, g_{10} — измерители массы соответствующих статей нагрузки, значения которых приведены ниже.

Значения измерителей массы самоходных моделей судов

Материал	Измеритель массы
Стеклопластик, дерево, пенопласт с обклейкой стеклотканью g_1	0,1 кг/дм ³
Оргстекло, жель, фольгированный гетинакс или стеклопластик g_2	0,08 кг/дм ³
Фанера, картон с пропиткой	
эпоксидным клеем g_2	0,05 кг/дм ³
Оргстекло, фольгированный гетинакс, латунь g_3	0,1 кг/дм ³
Латунь, оргстекло, эбонит, жель g_4	0,20 кг/ дм ³
Пластмасса, эбонит g_5	0,007 кг
Латунь, дюралюминий g_5	0,015 кг
Латунная проволока, оргстекло, эбонит, жель g_6	0,5 кг/м
Оргстекло, дерево, винипласт g_7	0,04 кг
Оргстекло, фольгированный	
стеклопластик, жель g_8	0,20 кг/ дм ³
Сталь, латунь, пластмасса g_9	0,05÷0,10 кг
Оргстекло, латунь, дюралюминий, эбонит g_{10}	0,04 кг

Масса двигателя G_{10} принимается по табл. 4.11 и рис. 4.61, а масса редуктора $C_{ред} = 0,15 \div 0,25$ кг для двух-, трехвальной модели и $C_{ред} = 0,1$ кг для одновальной модели при установке редуктора. Масса комплекта питания электродвигателя принимается в зависимости от имеющихся в наличии элементов питания, например масса аккумуляторов типа 2КНБ-2 напряжением 25 В составляет $G_{12} = 2,0$ кг, а напряжением 12,5 В — 1 кг.

Масса прочих статей нагрузки (леерное ограждение, локаторы, антенны и т. п.) принимается равной 3÷5% суммы первых тринадцати слагаемых формулы (4.52).

Масса балласта, необходимого для установки на модель, кг,

$$g_6 = D - G \quad (4.53)$$

Место установки балласта x_6 , м, определяется из уравнения моментов, действующих на корпус модели:

$$G \cdot x_g + g_6 \cdot x_6 - D \cdot x_c = 0, \quad (4.54)$$

откуда

$$x_6 = (D \cdot x_c - G \cdot x_g) / g_6, \quad (4.55)$$

Здесь отстояние центра массы модели порожнем от мидель-шпангоута

$$x_g = \sum_{i=1}^{14} G_i \cdot x_i / G, \quad (4.56)$$

где $\sum G_i \cdot x_i$ — сумма произведений составляющих нагрузку масс G_i на их отстояния x_i от мидель-шпангоута (обычно 10-й теоретический шпангоут),

кг·м; x_c — центр величины (ЦВ) водоизмещения, м (как правило, у водоизмещающих моделей располагается близко к мидель-шпангоуту).

У моделей судов нетрадиционной конструкции центр величины водоизмещения редко совпадает с мидель-шпангоутом, что усложняет их удифференровку.

После подбора массы балласта необходимо его закрепить в корпусе модели. **Крепление балласта** должно быть прочным и может осуществляться с помощью винтовых соединений, липкой резины, пластилина. Если балластировка осуществляется перемещением источника питания, то необходимо предварительно в трюме модели наклеить продольные направляющие и зафиксировать источник питания в нужном положении по длине модели.

Проверка надежности функционирования элементов системы „источник питания — двигатель-двигательно-рулевой комплекс“ производится в процессе изготовления самоходной модели. Сделать это очень важно, так как большинство отказов и неудач при запуске моделей на соревнованиях объясняется выходом из строя какого-нибудь элемента системы.

Отказы элементов системы происходят в основном из-за попадания внутрь модели воды. Причины этого — волнение на дистанции, забрызгивание палубы от носовой волны, чрезмерный крен модели от удара о плавающие предметы или неаккуратный подъем модели из воды после прохождения дистанции. Основными способами предохранения элементов системы от попадания воды являются: установка во всех вырезах палубы комингсов высотой 10-20 мм, которые будут одновременно играть роль направляющих для установки надстроек, рубок и люковых закрытий; предохранение источника питания, ЭД, реле времени и проводов полиэтиленовыми пленками; герметизация верхней части тумблера смазкой.

На практике не всегда удается полностью обеспечить *герметичность модели*, поэтому при подготовке к соревнованиям следует предусмотреть возможность взаимозаменяемости основных элементов системы „источник питания—двигатель—двигатель“. Прежде всего это касается электропроводки. Целесообразно установить штекерные разъемы на проводах, соединяющих источник питания с ЭД, тумблером и реле времени. Разъемы должны быть идентичными на нескольких моделях. Это позволит при отказе на одной модели, например, реле времени или источника питания быстро переставить эти элементы с другой модели. Крепление ЭД и редуктора внутри корпуса модели должно быть разъемным, что также позволит оперативно заменять эти элементы при их отказе.

Очень часто при запусках наблюдаются потери или поломки винтов. Соединение винта с гребным валом необходимо выполнять резьбовым с фиксацией контргайкой-обтекателем или шпилькой. Надежность пайки лопастей винта нужно проверить до установки его на модель; желательна на двух-трех моделях устанавливать гребные винты с одинаковыми посадочными размерами на вал.

Особенно тщательно следует изготовить рулевое устройство. Рулевой орган (руль, поворотная насадка и т. п.) должен иметь узел точной регулировки (с точностью до единиц угловых минут) и возможность фиксации. Его можно выполнить в виде мелкозубой цилиндрической или червячной передачи либо передачи типа „винт—гайка“.

Испытания и регулировку модели на воде можно начинать, когда готовы основные крупные элементы модели (корпус, надстройки, мачты). Корпус модели к этому моменту должен быть прошпатлеван и покрыт хотя бы одним слоем грунтовочной краски.

Двухвальные водоизмещающие модели, как показывает опыт постройки, обладают лучшей устойчивостью на курсе, чем одновальные модели. Однако, чем выше скорость модели, тем легче обеспечить ее прямолинейное движение. Запуск двухвальных моделей лучше начинать при рулях, установленных параллельно диаметральной плоскости модели. Если модель резко отклоняется от прямолинейного курса, например влево, а ее скорость близка к расчетной, то необходимо значительно уменьшить шаг гребного винта правого борта (если смотреть из кормы модели в нос), т. е. уменьшить угол между каждой лопастью винта и гребным валом. Компенсировав таким способом резкое отклонение модели от прямолинейного движения, дальнейшую регулировку устойчивости модели необходимо выполнять поворотом рулей.

Одновальные водоизмещающие модели имеют свои особенности, связанные с тем, что крутящий момент от винта вызывает боковую силу, отклоняющую их с курса. Наибольшую сложность вызывает регулировка одновальных моделей, оборудованных насадкой винта и рулем (см. 5.2). На таких моделях нейтрализовать вредное влияние крутящего момента гребного винта можно, уточнив взаимное расположение насадки винта и руля относительно диаметральной плоскости модели.

Как показывают запуски, модель со снятым рулем и развернутой на некоторый небольшой угол насадкой движется прямолинейно на первой половине дистанции, а затем она начинает отклоняться от курса. Чем ниже скорость модели, тем более короткую дистанцию проходит она, не отклоняясь от курса.

Окончательная регулировка прямолинейного движения модели осуществляется подбором угла установки руля. Это удается сделать, выполнив несколько запусков модели с последовательным отклонением руля от диаметральной плоскости в сторону, противоположную развороту насадки.

Настроенная при тихой погоде на прямолинейный ход модель при боковом действии ветра, естественно, будет двигаться с некоторым дрейфом. В этих условиях нецелесообразно менять углы установки руля или насадки, а лучше пускать модель с таким расчетом, чтобы при одновременном действии ветра и гребного винта она к концу дистанции оказалась вблизи осевой линии.

Запуск и регулировка моделей судов перспективной постройки сложнее, чем водоизмещающих моделей судов. Это прежде всего касается моделей

судов с малой площадью ватерлинии (СМПВ), динамическими принципами поддержания (ДПП) и подводных транспортных судов (ПТС).

Модели СМПВ целесообразно испытывать последовательно в три этапа:

отработать прямолинейный ход модели на малых скоростях;

обеспечить стабильный ход модели при эксплуатационной осадке в полупогруженном положении;

отработать прямолинейный ход модели в полупогруженном положении на расчетной скорости.

После удифферентовки модели на воде по статическую осадку необходимо выполнить несколько запусков с частично отключенными источниками питания, чтобы добиться движения модели с небольшой скоростью (без погружения корпусов под воду). Прямолинейный ход при этом можно обеспечить, если соответствующим образом установить рули или насадки.

Первые запуски модели с полностью подключенными источниками питания должны проводиться при выдержке реле времени до 5 с. Если в этот период корпуса модели плавно уходят под воду до эксплуатационной осадки, т. е. половина стоек находится над водой и между надводным корпусом и поверхностью воды остается зазор, то выдержку реле можно увеличить до значения, необходимого для прохождения 25 или 50 м.

В случае резкого погружения подводных корпусов под воду, при котором надводный корпус имеет контакт с поверхностью воды, необходимо рули глубины установить в положение, соответствующее всплытию, т. е. носик рулей повернуть вверх.

Когда будет найдено положение рулей, соответствующее стабильному ходу модели в полупогруженном состоянии, их можно зафиксировать в этом положении.

При движении в полупогруженном положении отработанное на малых ходах прямолинейное движение может быть нарушено. В этом случае необходимо повторно отрегулировать прямолинейный ход модели поворотом рулей или насадок.

Крен модели на плаву можно устранить, установив рули одного из корпусов на угол, больший, чем у другого корпуса. Например, если модель при движении кренится на левый борт, то носик рулей глубины левого корпуса нужно повернуть на больший угол вверх до выравнивания модели при движении.

Модели ПТС и ПЛ также целесообразно испытывать в три этапа, в процессе которых последовательно отрабатываются: прямолинейный надводный ход модели; стабильное погружение модели; прохождение моделью заданной дистанции.

Первые запуски модели лучше выполнять, отрегулировав реле времени на выключение ЭД через 5—7 с после старта. На этом этапе необходимо добиться прямолинейного хода модели в надводном положении. Носовые и кормовые рули глубины для движения в надводном положении устанавливают горизонтально без углов атаки. Ход модели регулируется рулем курса. При запусках иногда модель после старта вследствие возникающей на корпусе топящей силы дифферентуется на нос и начинает резко погружаться. В этом случае для отработки

надводного хода следует поставить рули глубины на всплытие или снять равномерно по длине модели часть балласта.

После обеспечения устойчивости модели на курсе необходимо отработать ее погружение в заданном районе трассы. Этого можно достичь, установив носовые рули глубины с отрицательным углом атаки, т. е. повернув носик рулей вниз на угол 5—10°, а кормовых рулей — с положительным углом 5—10°.

Наконец модель достаточно устойчиво погружается и прямолинейно движется в надводном и подводном положениях. Теперь можно начинать регулировку реле времени для установки необходимой выдержки.

Регулировка ходовых качеств моделей с нестандартными движителями имеет свои особенности. На моделях с водометными движителями ДРК плохо заполняется водой. Чтобы заполнить ДРК водой при включении электропривода модели, ее одновременно притапливают кормой, что облегчает засасывание воды в водометную трубу.

Отрегулировать прямолинейный ход модели можно рулем или кольцевым поворотным патрубком, установленным за выпускным соплом водомета.

Основная цель отработки ходовых качеств модели с гребными колесами — определение оптимального режима их работы и угла установки волновыпрямителей. Для этого необходимо выполнить несколько сравнительных пробных запусков модели, изменяя частоту вращения колес на 15—25%, а также устанавливая волновыпрямители на различные углы в диапазоне 0—10°. На этих моделях рули целесообразно размещать за гребными колесами, так как в струе от движителей они будут работать эффективней.

Выше даны общие рекомендации по проверке ходовых качеств самоходных моделей. Естественно, на соревнованиях моделист сталкивается со многими трудностями, которые заранее предусмотреть сложно, однако хорошо настроенная до соревнований модель — во многом залог будущего успеха.