

РАСЧЕТ ХОДКОСТИ СУДНА

Проектирование механической установки судна производится на основе расчета ходкости судна. Последний включает определение зависимости сопротивления воды от скорости прямолинейного движения судна и расчет движителя (гребного винта), обеспечивающего проектную скорость хода.

Определение конструктивных и кинематических характеристик движителя производится из условия его оптимизации по преобразованию мощности механической установки в полезную тягу (обеспечение максимального пропульсивного коэффициента полезного действия).

Из расчета движителя получают необходимые значения мощности и частоты вращения главного двигателя. Из выпускаемых промышленностью двигателей соответствующего типа (например, дизелей) выбирают наиболее подходящий по мощности P_{SH} и частоте вращения n_H . Поскольку в общем случае расчетные (по движителю) и выбранные (по двигателю) P_{SH} и n_H не совпадают, приходится заново рассчитывать движитель, который находился бы в соответствии с двигателем и обеспечивал судну наибольшую достижимую скорость.

На последнем этапе производится расчет ходовых характеристик судна (паспортной диаграммы). Результаты этого расчета дают необходимую информацию обо всех возможных в эксплуатации режимах движения и обеспечивают контроль корректности предыдущих этапов расчета.

1. Расчет сопротивления воды движению судна

Сопротивление воды движению судна R может быть определено следующей зависимостью:

$$R = C \frac{\rho \cdot v^2}{2} \Omega; \quad (1.1)$$

где C – безразмерный коэффициент полного сопротивления;

ρ – плотность воды [$\text{кг}/\text{м}^3$];

v – скорость движения судна [$\text{м}/\text{с}$];

Ω – площадь смоченной поверхности судового корпуса [м^2].

Для соленой морской воды обычно принимают

$$\rho = 1025 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = 1,025 \frac{\text{т}}{\text{м}^3}.$$

Площадь смоченной поверхности корпуса можно приближенно определить по формулам:

$$\Omega = L \cdot T \left(1,36 + 1,13 \cdot \delta \frac{B}{T} \right); \text{ если } \delta \leq 0,65; \quad (1.2)$$

$$\Omega = L \cdot T \left[2 + 1,37 \cdot (\delta - 0,247) \frac{B}{T} \right]; \text{ если } \delta > 0,65; \quad (1.3)$$

где δ – коэффициент общей полноты водоизмещающего объема корпуса;

L – длина судна по конструктивной ватерлинии (по КВЛ) [м];

B – ширина судна по КВЛ [м];

T – осадка судна на миделе [м].

В реальном проектировании зависимость сопротивления воды от скорости прямолинейного движения судна обязательно определяется путем модельных испытаний с последующим пересчетом на натуру. На ранних стадиях проработки проекта пользуются приближенными подходами. Наиболее надежными из них являются методы, основанные на использовании результатов серийных испытаний моделей. При этом из полученных экспериментальных данных выделяется остаточное сопротивление, представляющее собой

разность между полным сопротивлением и сопротивлением трения:

$$R_O = R - R_F.$$

Принимая во внимание представление (1.1), последнее соотношение можно записать для безразмерных коэффициентов рассматриваемых составляющих сопротивления:

$$C_R = C - C_F; \quad (1.4)$$

Коэффициент сопротивления трения, имеющего вязкостную природу, можно считать зависящим только от числа Рейнольдса Re .

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu}; \quad (1.5)$$

где ν – кинематическая вязкость воды.

В отечественной практике при расчетах сопротивления обычно полагают

$$\nu = 1,57 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с},$$

что соответствует температуре воды $4^\circ C$.

Доминирующую роль в остаточном сопротивлении играют гидродинамические реакции, обусловленные рассеиванием энергии движения судна на возбуждение волн. Эти реакции составляют волновое сопротивление. По этой причине можно считать, что остаточное сопротивление зависит только от числа Фруда Fr .

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{g \cdot L}}, \quad (1.6)$$

где $g = 9,81 \frac{м}{с^2}$ – ускорение свободного падения.

Коэффициент сопротивления трения корпуса можно рассчитать, используя данные по сопротивлению гидродинамически гладких пластин C_{F0} :

$$C_F = a_K \cdot C_{F0};$$

где a_K – поправка на влияние кривизны поверхности судового корпуса.

Коэффициент сопротивления гладкой пластины, удвоенная площадь которой равна площади смоченной поверхности корпуса (т. наз. эквивалентной пластины), можно определить в зависимости от числа Рейнольдса, например, по мадридской формуле:

$$C_{F0} = \frac{0,075}{(\lg Re - 2)^2}. \quad (1.7)$$

Поправку на влияние кривизны поверхности судового корпуса часто рассчитывают по формуле Хорна:

$$a_K = 1 + 0,01 \left(\frac{11,25 - L/B}{5} + 2,5 \right) \cdot (0,35 + \varphi) \cdot \left(1,3 - \frac{B}{10 \cdot T} \right); \quad (1.8)$$

где $\varphi = \frac{\delta}{\beta}$ – коэффициент продольной полноты корпуса.

Для коэффициента остаточного сопротивления не представляется возможным получить аналитические зависимости от числа Фруда и параметров формы корпуса. Поэтому его определяют посредством диаграмм. Для дальнейших расчетов понадобятся результаты испытаний **серии универсальных среднескоростных судов**. Диаграммы метода справедливы в следующих пределах:

$$\begin{aligned} \delta &= 0,6 \div 0,8; & \psi &= L/V^{1/3} = 5,0 \div 7,5; \\ L/B &= 6,0 \div 8,5; & B/T &= 2,0 \div 5,0; & \varphi &= 0,612 \div 0,815. \end{aligned} \quad (1.9)$$

В последних выражениях

$$V = \delta \cdot L \cdot B \cdot T - \text{объемное водоизмещение судна [м}^3\text{]}. \quad (1.10)$$

Коэффициент остаточного сопротивления определяется по формуле (1.11).

$$C_R = C_{R0} \cdot k_\psi \cdot k_{B/T} \cdot a_{B/T}. \quad (1.11)$$

Величина $C_{R0}(\delta, Fr)$ снимается с графика на рис. 1.1.

Параметр влияния относительной длины вычисляется по формуле (1.12).

$$k_\psi = a_\psi \cdot a_{\psi 0}; \quad (1.12)$$

где a_ψ и $a_{\psi 0}$ снимаются с графика на рис. 1.2 в зависимости от расчетного значения ψ и стандартного $\psi_0(\delta)$, определяемого по рис. 1.1. Коэффициенты $k_{B/T}(B/T, Fr)$ и $a_{B/T}(B/T)$ определяются по графику на рис. 1.3.

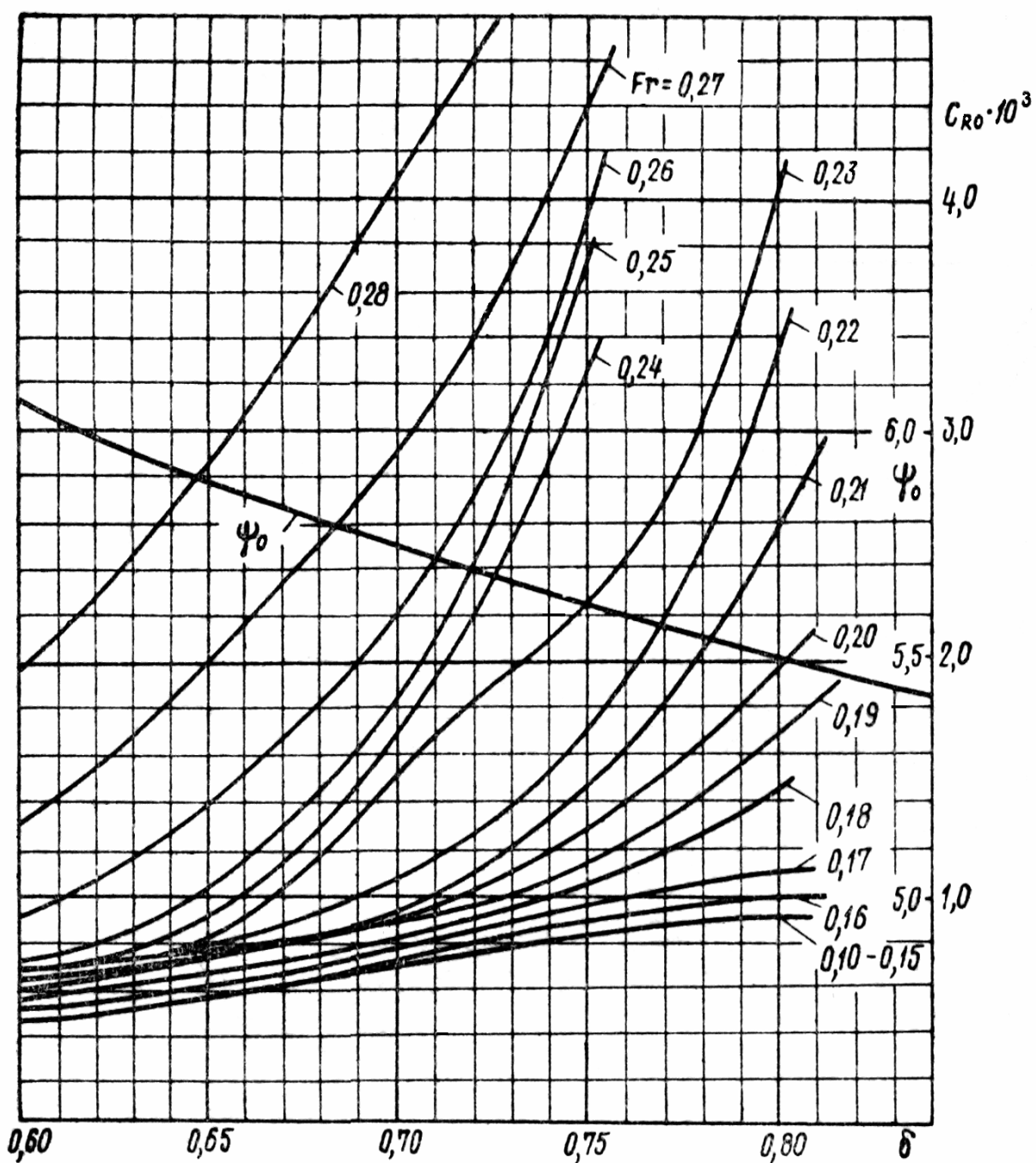


Рис. 1.1. Зависимости $C_{R0}(\delta, Fr)$ и $\psi_0(\delta)$ для серии универсальных среднескоростных судов.

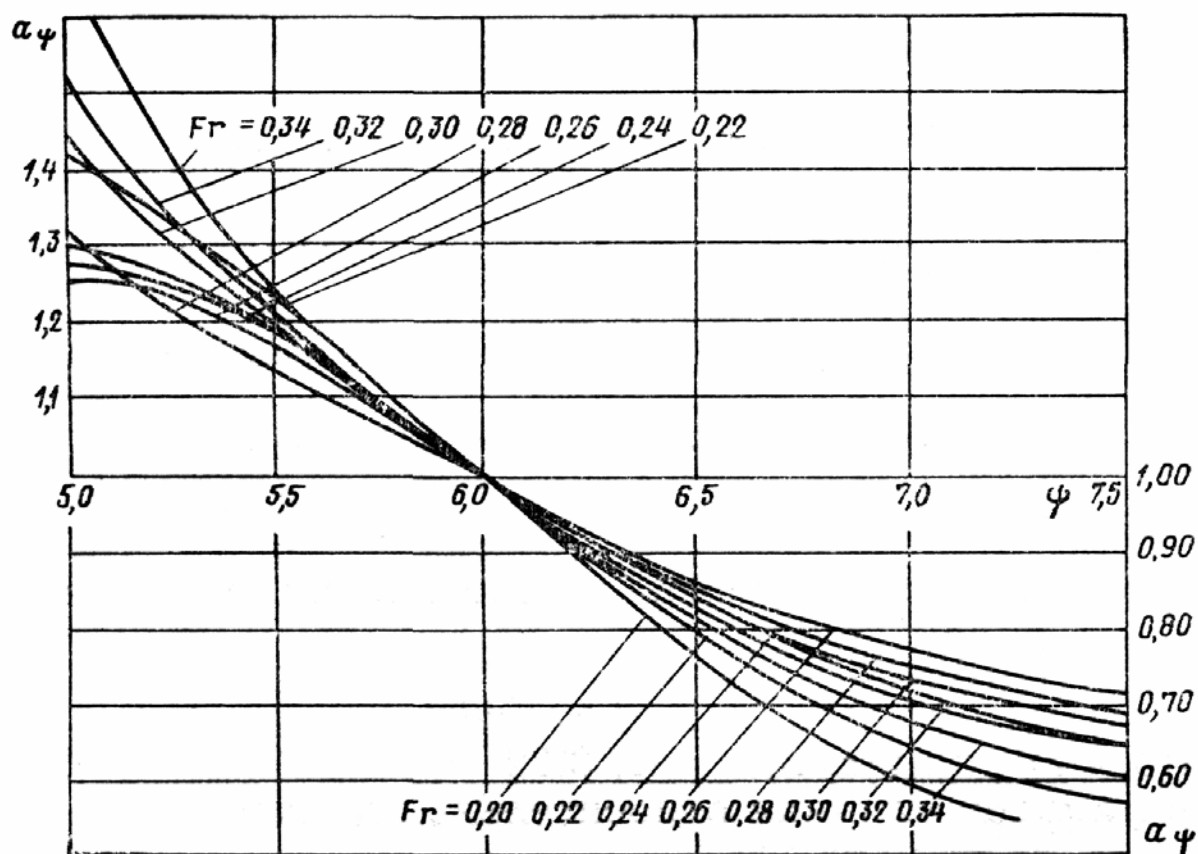


Рис. 1.2. Зависимость $a_\psi(\psi, Fr)$ для серии универсальных среднескоростных судов.

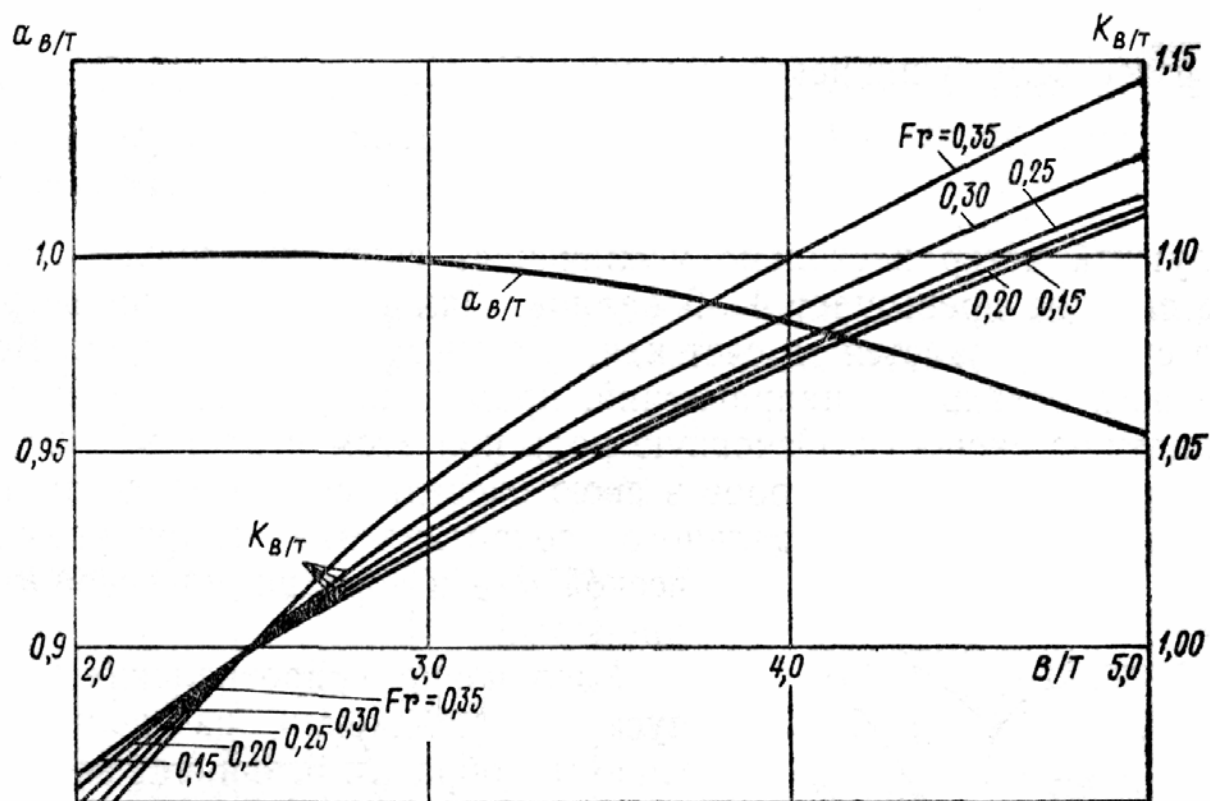


Рис. 1.3. Зависимости $k_{B/T}(B/T, Fr)$ и $a_{B/T}(B/T)$ для серии универсальных среднескоростных судов.

Испытанные модели судов имели гидродинамически гладкую поверхность. Обшивка корпуса реального судна имеет техническую шероховатость, обусловленную наличием сварных швов, вырезов, отверстий трубопроводов, протекторной защиты и т.п. По этой причине в коэффициенте полного сопротивления должна быть учтена надбавка на шероховатость C_A в соответствии с рекомендациями отраслевого стандарта. Она определяется в зависимости от длины судна (Таблица 1.1).

Таблица 1.1. Надбавка на шероховатость C_A .

Длина судна L , м	Коэффициент $C_A \cdot 10^3$
50 – 100	0,4 – 0,3
150 – 210	0,2
210 – 250	0,1
250 – 300	0
300 – 350	– 0,1
350 – 400	– 0,2

Отрицательные значения C_A не имеют физического смысла. Они обеспечивают приведение в соответствие данных модельных и натурных испытаний в рамках накопленной статистики.

Модели судов испытываются в бассейне без выступающих частей (рулей, кронштейнов гребных валов и т.п.), обтекание которых в лабораторных условиях не моделируется. Для учета влияния выступающих частей на полное сопротивление судна к коэффициенту полного сопротивления необходимо добавить поправку на выступающие части C_{AP} . Применительно к одновальным судам, которые предполагается рассматривать в расчетах, коэффициент сопротивления выступающих частей может быть определен из таблицы 1.2 в зависимости от длины судна.

Таблица 1.2. Коэффициент сопротивления выступающих частей C_{AP} .

Длина судна L , м	Коэффициент $C_A \cdot 10^3$
50 – 130	0,15
130 – 200	0,10
200 – 400	0,05

Кроме указанных данных могут привлекаться и другие, если расчет сопротивления производится в штормовых или особых условиях. В предлагаемом случае ограничимся расчетом сопротивления при движении судна на тихой воде.

Все вычисления целесообразно осуществлять в таблице. Последовательность расчета, соответствующую рассматриваемому заданию, проиллюстрируем расчетным примером.

Пусть исходные данные по судну характеризуются следующими величинами:

- | | |
|---|------------------------|
| 1. Длина судна по КВЛ – | $L = 193,5 \text{ м};$ |
| 2. Ширина судна по КВЛ – | $B = 28,1 \text{ м};$ |
| 3. Осадка судна по КВЛ – | $T = 11,25 \text{ м};$ |
| 4. Коэффициент общей полноты – | $\delta = 0,68;$ |
| 5. Коэффициент полноты площади КВЛ – | $\alpha = 0,769;$ |
| 6. Коэффициент полноты площади мидель-шпангоута – | $\beta = 0,982;$ |
| 7. Расчетное число Фруда – | $Fr_p = 0,21.$ |

По формуле (1.10) находим объемное водоизмещение – $V = 41655 \text{ м}^3$.

Отсюда корень кубический из объемного водоизмещения составляет – $V^{1/3} = 34,66 \text{ м}.$

По формуле (1.9) определяем относительную длину – $\psi = 5,58 \text{ м}.$

Безразмерные соотношения размеров судна равны – $L/B = 6,88$; $B/T = 2,5$.

Коэффициент продольной полноты судна равен – $\varphi = 0,69$.

По формуле (1.3) находим площадь смоченной поверхности – $\Omega = 7584 \text{ м}^2$.

Поправку на влияние кривизны поверхности судового корпуса для уточнения коэффициента сопротивления трения находим по формуле (1.8) – $a_K = 1,037$.

По таблицам 1.1 и 1.2 по известной длине судна находим надбавку на шероховатость и коэффициент сопротивления выступающих частей – $C_A = 0,0002$; $C_{AP} = 0,0001$.

Для расчета сопротивления следует назначить диапазон чисел Фруда в окрестности заданного расчетного значения. Целесообразно выбрать следующие значения:

$$Fr_i \approx 0,75 \cdot Fr_p; \quad 0,85 \cdot Fr_p; \quad Fr_p; \quad 1,14 \cdot Fr_p; \quad 1,25 \cdot Fr_p.$$

При этом полученные величины удобно округлить до значений, соответствующих графикам на рис. 1.1 – 1.3.

Для дальнейших вычислений составляем таблицу 1.3 для пяти чисел Фруда. Итогом расчета будет значение буксировочной мощности (1.13), которую необходимо обеспечить для движения судна с соответствующей скоростью.

$$P_{\Sigma} = R \cdot v. \quad (1.13)$$

Таблица 1.3. Расчет сопротивления и буксировочной мощности.

№	Величина	Разм.	Численные значения				
1	Fr	-	0,14	0,18	0,21	0,24	0,28
2	$v = Fr \cdot \sqrt{g \cdot L}$	м/с	6,1	7,84	9,15	10,46	12,2
3	$v_s = v / 0,514$	узлы	11,87	15,26	17,80	20,34	23,73
4	$C_{R0}(\delta, Fr)$ (рис. 1.1)	-	0,00065	0,00075	0,00084	0,0013	0,00355
5	$\psi_0(\delta)$ (рис. 1.1)	-	5,81	5,81	5,81	5,81	5,81
6	$a_{\psi_0}(Fr, \psi = 5,81)$ (рис. 1.2)	-	1,07	1,07	1,07	1,075	1,055
7	$a_{\psi_0}(Fr, \psi = 5,58)$ (рис. 1.2)	-	1,2	1,2	1,2	1,15	1,11
8	$k_{\psi} = a_{\psi} \cdot a_{\psi_0}$	-	1,12	1,12	1,12	1,07	1,052
9	$k_{B/T}(B/T, Fr)$ (рис. 1.3)	-	1	1	1	1	1
10	$a_{B/T}(B/T)$ (рис. 1.3)	-	1	1	1	1	1
11	$C_R = C_{R0} \cdot k_{\psi} \cdot k_{B/T} \cdot a_{B/T}$	-	0,00073	0,00084	0,00094	0,0014	0,00373
12	$Re = v \cdot L / \nu \cdot 10^{-8}$	-	7,52	9,66	11,28	12,89	15,04
13	$C_{F0} = 0,075 / (\lg Re - 2)^2$	-	0,00159	0,00154	0,00151	0,00148	0,00146
14	$C_F = a_K \cdot C_{F0}$	-	0,00164	0,00159	0,00156	0,00154	0,00151
15	$C = C_F + C_R + C_A + C_{AP}$	-	0,00267	0,00274	0,00281	0,00323	0,00554
16	$R = 0,5 \cdot C \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \Omega \cdot 10^{-3}$	кН	386,6	653,8	912,9	1372,2	3207,3
17	$P_{\Sigma} = R \cdot v$	кВт	2358	5127	6353	14350	39130

Следует подчеркнуть, что, в силу приближенного характера расчета, численные значения, приводимые в таблице 1.3, следует округлять до двух – четырех значащих цифр.

2. Расчет гребного винта, обеспечивающего заданную скорость. Выбор двигателя.

Подбор необходимого гребного винта предполагается осуществить по диаграммам серийных испытаний. С этой целью первоначально необходимо оценить граничные значения геометрических характеристик винта и коэффициентов его взаимодействия с корпусом.

Существует достаточно много рекомендаций по расчету коэффициентов взаимодействия гребного винта с корпусом. В простейшем случае для оценки коэффициента попутного потока морских судов может быть использована эмпирическая формула Э.Э. Папмеля:

$$W_T = 0,165 \cdot \delta^x \cdot \sqrt{\frac{V^{1/3}}{D}} - \Delta W; \quad (2.1)$$

где δ – коэффициент общей полноты судна;

x – показатель степени, равный 1-це для винтов в диаметральной плоскости (ДП) и равный 2-м для бортовых винтов;

V – объемное водоизмещение судна [м^3];

D – диаметр гребного винта [м];

$$\Delta W = \begin{cases} 0 & \text{при } Fr_p \leq 0,2; \\ 0,1(Fr - 0,2) & \text{при } Fr_p > 0,2. \end{cases} \quad (2.2)$$

Коэффициент засасывания для гребного винта в ДП можно приближенно найти по формуле:

$$t = 0,7 \cdot W_T. \quad (2.3)$$

К числу назначаемых геометрических характеристик относятся:

максимальный диаметр гребного винта D_{\max} ;

число лопастей гребного винта Z_p ;

минимальное дисковое отношение A_E/A_0 .

Максимальный диаметр винта выбирается из условия его размещения в кормовом подзоре судна. Для одновальных судов, к каковым относится рассматриваемый расчетный случай, можно принимать

$$D_{\max} = 0,7 \cdot T. \quad (2.4)$$

Для одновальных транспортных судов, во избежание интенсивных вибраций корпуса, следует принимать $Z_p \geq 4$. В этой связи целесообразно положить

$$Z_p = 4.$$

Минимальное дисковое отношение оценивают по условию отсутствия развитой кавитации и требованию обеспечения прочности при заданной относительной толщине лопасти в самом широком месте, выбирая наибольшее из двух указанных значений.

Из условия отсутствия кавитации минимальное дисковое отношение можно определить по формуле:

$$\frac{A_E}{A_0} = 0,1 \frac{(1,5 + 0,35 \cdot Z_p) \cdot T_B}{(10 + h_0) \cdot D^2} + \frac{0,2}{Z}; \quad (2.5)$$

где T_B – упор винта за корпусом судна в режиме наибольшей нагрузки [кН];

h_0 – погружение оси винта под свободную поверхность [м];

D – диаметр винта [м];

Z – количество гребных валов на судне.

Используя величину сопротивления движению при расчетном числе Фруда Fr_p (таблица 1.3), можно записать:

$$T_B = \frac{R}{Z} \cdot \frac{1}{1-t} \quad [\text{кН}]; \quad (2.6)$$

где t – коэффициент засасывания.

Погружение оси гребного винта можно по формуле:

$$h_0 = T - D/2. \quad (2.7)$$

Из условия обеспечения прочности винта минимальное дисковое отношение можно найти из выражения:

$$\frac{A_E}{A_0} = 0,24 \cdot \left(1,08 - \frac{d_H}{D}\right) \cdot \left(\frac{Z_P}{\delta_{\max} \cdot D}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot m \cdot T_B}{[\sigma]}}; \quad (2.8)$$

где d_H, D – диаметр ступицы и винта соответственно;

δ_{\max} – относительная толщина лопасти в самой широкой части;

m – коэффициент, учитывающий условия работы винта;

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения материала лопасти винта.

Для транспортного судна с четырехлопастным винтом, при условии изготовления последнего из латуни или бронзы, можно в расчетах положить:

$$\frac{d_H}{D} = 0,167; \quad \delta_{\max} = 0,08; \quad m = 1,15; \quad [\sigma] = 6 \cdot 10^4 \text{ кПа}; \quad (2.9)$$

Имея перечисленные выше исходные данные, можно приступить к проектированию оптимального гребного винта по диаграммам серийных испытаний (рис. 2.1 – 2.3).

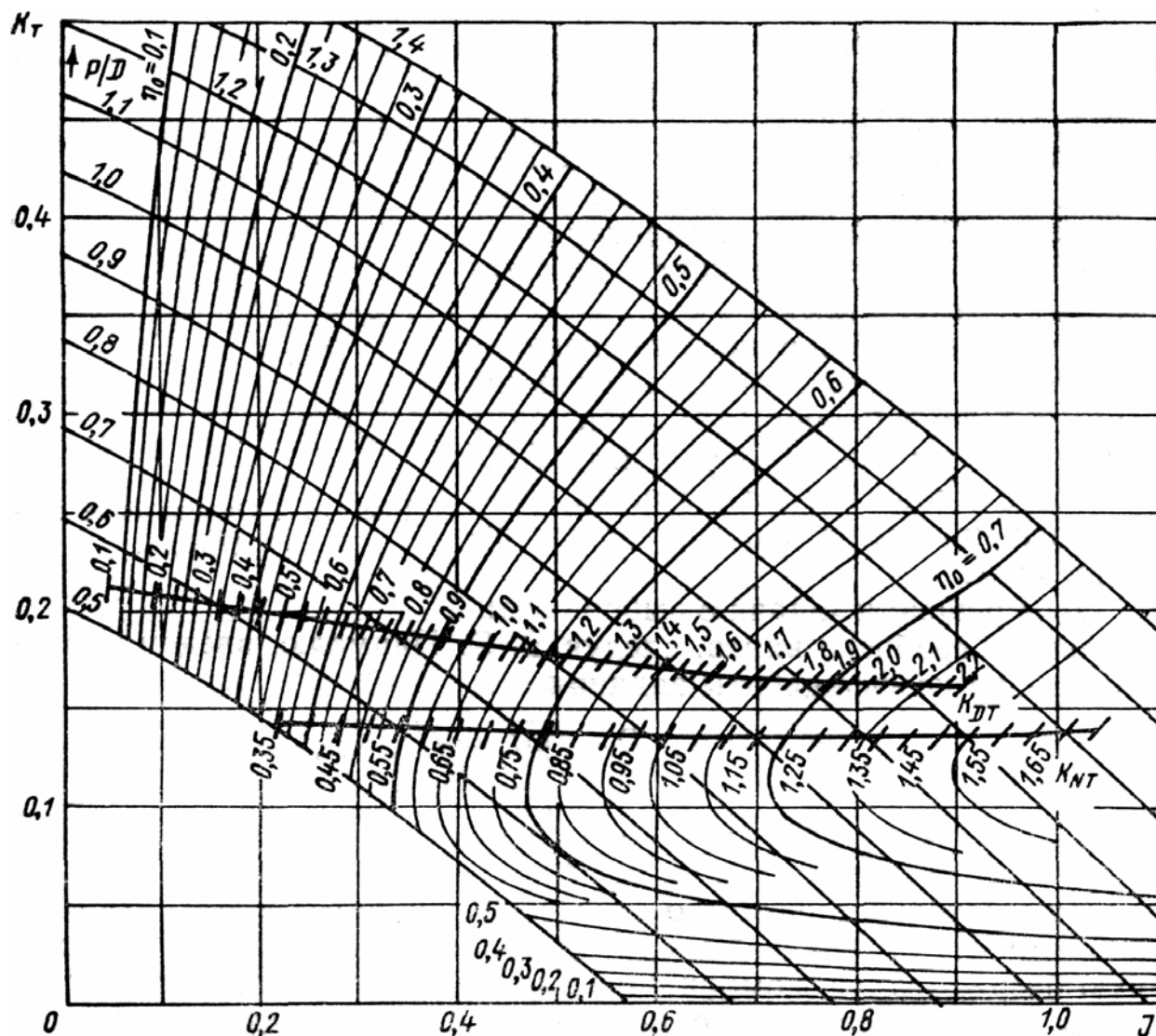


Рис. 2.1. Диаграмма для расчета гребных винтов ($Z_P = 4$; $A_E/A_0 = 0,55$).

Исходным шагом к использованию диаграммы является определение т. наз. коэффициента задания. В рассматриваемом случае, когда для проектирования заданы скорость

хода, расчетное сопротивление и диаметр винта, оптимальный гребной винт можно найти, используя коэффициент задания (2.10).

$$K_{NT} = \frac{v_A}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho}{T_B}}; \quad (2.10)$$

где ρ – плотность воды, $[м/м^3]$,

T_B – упор гребного винта, $[кН]$;

n – частота вращения гребного винта, $[об/с]$;

v_A – скорость набегающего потока воды в диске винта, $[м/с]$ (2.11).

$$v_A = v \cdot (1 - W_T). \quad (2.11)$$

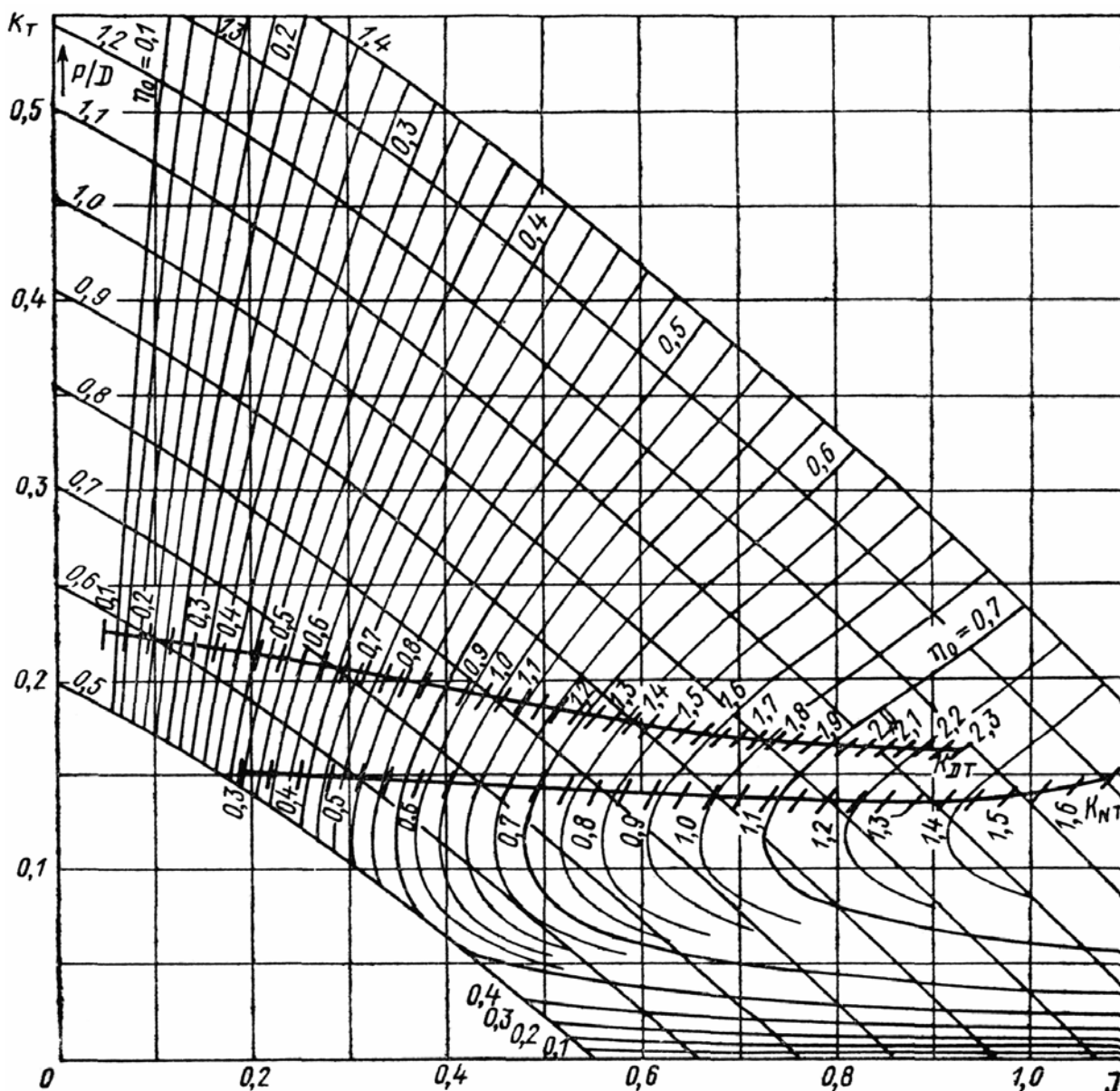


Рис. 2.2. Диаграмма для расчета гребных винтов ($Z_P = 4$; $A_E/A_0 = 0,70$).

Оптимальным гребным винтом считается винт, имеющий максимальный при заданных ограничениях пропульсивный коэффициент:

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_D} = \frac{R \cdot v}{2\pi \cdot n \cdot Q \cdot Z}; \quad (2.12)$$

где P_E – буксировочная (полезная) мощность, реализуемая одним гребным винтом:

$$P_E = \frac{R \cdot v}{Z} = \frac{P_\Sigma}{Z} = T_B \cdot (1-t) \cdot v \text{ [кВт]}; \quad (2.13)$$

P_D – мощность, подводимая к расчетному гребному винту:

$$P_D = 2\pi \cdot n \cdot Q_B = 2\pi \cdot n \cdot i_Q \cdot Q \text{ [кВт]}. \quad (2.14)$$

В формуле (2.14) Q_B – крутящий момент, потребляемый винтом за корпусом судна; Q – крутящий момент, потребляемый винтом в свободной воде; i_Q – коэффициент влияния неравномерности поля скоростей жидкости за корпусом на крутящий момент винта. При традиционных обводах корпуса в первом приближении можно полагать

$$i_Q = 1,0. \quad (2.15)$$

С учетом (2.11), (2.13) и (2.14) формулу (2.12) можно переписать в ином виде:

$$\eta_D = \frac{T_B \cdot v_A}{2\pi \cdot n \cdot Q} \cdot \frac{1-t}{i_Q \cdot (1-W_T)} = \eta_0 \cdot \eta_H; \quad (2.16)$$

где

$$\eta_H = \frac{1}{i_Q} \cdot \frac{1-t}{(1-W_T)} \quad (2.17)$$

называется коэффициентом влияния корпуса.

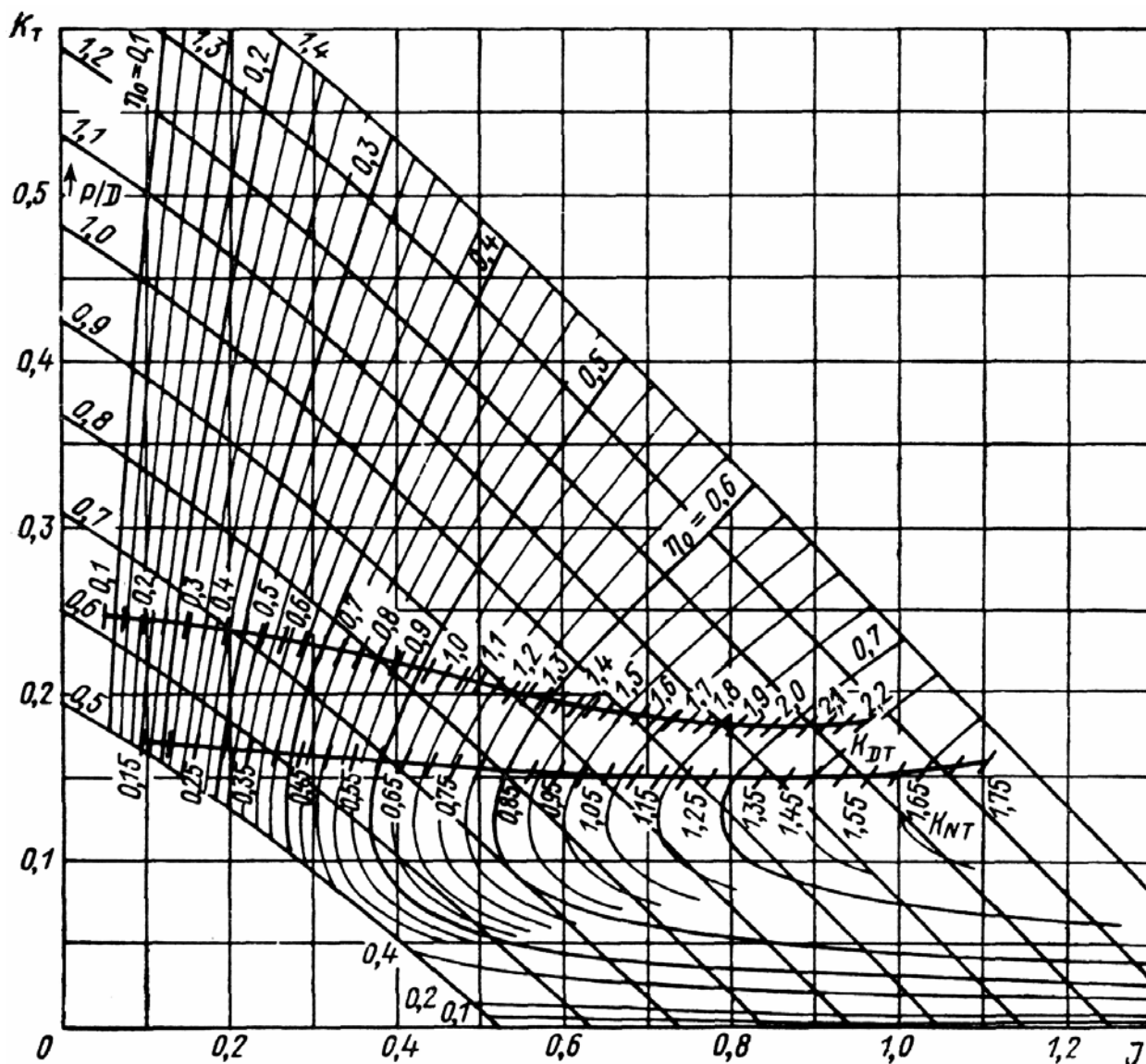


Рис. 2.3. Диаграмма для расчета гребных винтов ($Z_P = 4$; $A_E/A_0 = 0,85$).

Таблица 2.1. Характеристики некоторых судовых малооборотных дизелей (МОД).

Марка дизеля	Частота вращения n , об/мин	Агрегатная мощность P_S , тыс. кВт, при числе цилиндров:								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
ДКРН 45/90	227	—	3,24	3,88	4,53	5,18	5,82	6,47	7,12	7,76
ДКРН 52/105	183	3,54	4,43	5,31	6,20	7,08	7,97	—	—	—
ДКРН 45/120	170	2,59	3,24	3,88	4,53	5,18	5,82	6,47	7,12	7,76
ДКРН 55/138	150	3,94	4,93	5,91	6,90	7,88	8,87	9,85	10,8	11,8
ДКРН 67/140	145	—	6,88	8,25	9,63	11,0	12,4	13,8	15,1	16,5
ДКРН 80/160	126	—	9,7	11,6	13,6	15,5	17,5	19,4	21,3	23,3
ДКРН 90/160	122	—	—	16,2	18,9	21,6	24,3	27,0	—	32,4
ДКРН 67/170	119	5,5	6,88	8,25	9,63	11,0	12,4	13,8	15,1	16,5
ДКРН 90/180	114	—	12,6	15,1	17,6	20,1	22,6	25,1	27,6	30,1
ДКРН 80/195	103	7,76	9,70	11,6	13,6	15,5	17,5	19,4	21,3	23,3
ДКРН 98/200	103	—	—	18,0	21,0	24,0	27,0	30,0	33,0	36,0
ДКРН ПО/230	100	12,6	15,8	19,0	22,1	25,3	28,4	31,6	34,8	37,9
ДКРН 90/218	94	10,1	12,6	15,1	17,6	20,1	22,6	25,1	27,6	30,1
ДКРН 50/191	92	3,92	4,90	5,88	6,86	7,84	—	—	—	—
ДКРН 90/255	90	12,6	15,8	19,0	22,1	25,3	28,4	31,6	32,2	35,1
ДКРН 60/194	87	5,16	6,45	7,74	9,03	10,3	—	—	—	—
ДКРН 90/292	78	15,6	19,6	23,5	27,4	31,3	35,2	39,1	43,0	46,9
ДКРН 60/229	76	4,48	5,6	6,72	7,84	8,96	—	—	—	—
ДКРН 80/259	66	9,28	11,6	13,9	16,2	18,6	20,9	23,2	25,5	27,8
ДКРН 90/292	58	11,6	14,6	17,5	20,4	23,3	26,2	29,1	32,0	34,9

Примечания к таблице 2.1:

1. Двигатели типа ДКРН – двухтактные крейцкопфные, с газотурбонаддувом, цифры за буквенным обозначением означают диаметр цилиндра и ход поршня, [см].
2. В таблице приведены номинальные значения мощности P_{SH} и частоты вращения n_H .
3. Пример записи характеристик 12-цилиндрового двигателя (последняя строка таблицы 2.1): 12 ДКРН 90/292, $P_{SH} = 34\,900$ кВт, $n_H = 58$ об/мин.

Задавая ряд значений частоты вращения винта n , для каждой из них вычисляют коэффициент задания (2.10), находят на линии K_{NT} диаграммы соответствующую точку и с оси абсцисс снимают относительную поступь J , корректируя ее затем по формуле:

$$J' = a \cdot J; \quad (2.18)$$

где для гребных винтов в ДП $a = 1,05$; относительной поступью винта J называется величина определяемая формулой (2.19).

$$J = \frac{v_A}{n \cdot D}. \quad (2.19)$$

Указанная корректировка необходима для учета влияния корпуса по причине существующей зависимости коэффициента засасывания от относительной поступи и вытекающего из этого несовпадения максимумов функций $\eta_0(J)$ и $\eta_D(J)$. Вследствие последнего отличаются диаметры оптимальных винтов в свободной воде и за корпусом судна. Последовательность дальнейших расчетов такова:

1. По найденной величине J' определяется оптимальный диаметр винта, отвечающий принятой частоте вращения:

$$D_{opt} = \frac{v_A}{n \cdot J'} \text{ [м]}. \quad (2.20)$$

2. По ранее заданному упору винта за корпусом судна в режиме наибольшей нагрузки определяется безразмерный коэффициент упора:

$$K_T = \frac{T_B}{\rho \cdot n^2 \cdot D_{opt}^4}. \quad (2.21)$$

3. По известным значениям K_T и J' с диаграммы снимаются:

а) шаговое отношение гребного винта $P/D = f(K_T, J')$;

б) КПД винта в свободной воде $\eta_0 = f(K_T, J')$.

4. При известном коэффициенте влияния корпуса определяют пропульсивный коэффициент винта (2.16):

$$\eta_D = \eta_0 \cdot \eta_H.$$

5. Зная пропульсивный коэффициент, можно определить мощность, передаваемую двигателем на гребной вал:

$$P_S = \frac{T_B \cdot (1-t) \cdot v}{\eta_D \cdot \eta_S}; \quad (2.22)$$

где η_S – коэффициент, учитывающий потери при передаче мощности от двигателя к винту; с учетом возможной установки редуктора, в расчетах можно принять

$$\eta_S = 0,97.$$

Указанная расчетная процедура реализуется в таблице. Продолжая расчеты для судна, выбранного в качестве примера, выпишем необходимы исходные данные:

- | | |
|--|---|
| 1. Максимальный диаметр гребного винта (2.4) – | $D_{max} = 7,88 \text{ м};$ |
| 2. Коэффициент попутного потока (2.1) – | $W_T = 0,234;$ |
| 3. Коэффициент засасывания (2.3) – | $t = 0,164;$ |
| 4. Упор винта за корпусом судна в режиме наибольшей нагрузки (2.6) – | $T_B = 11092 \text{ кН};$ |
| 5. Количество лопастей гребного винта – | $Z_P = 4;$ |
| 6. Погружение оси гребного винта (2.7) – | $h_0 = 7,31 \text{ м};$ |
| 7. Минимальное дисковое отношение из условия кавитации (2.5) – | $A_E/A_0 = 0,495;$ |
| 8. Относительный диаметр ступицы винта (2.9) – | $d_H/D = 0,167;$ |
| 9. Максимальная относительная толщина лопасти (2.9) – | $\delta_{max} = 0,08;$ |
| 10. Коэффициент, учитывающий условия работы винта (2.9) – | $m = 1,15;$ |
| 11. Допускаемые напряжения материала лопасти (2.9) – | $[\sigma] = 6 \cdot 10^4 \text{ кПа};$ |
| 12. Минимальное дисковое отношение из условия прочности (2.8) – | $A_E/A_0 = 0,446;$ |
| 13. Заданная скорость хода – | $v = Fr_p \cdot \sqrt{g \cdot L} = 9,15 \text{ м/с};$ |
| 14. Расчетная скорость воды в диске винта (2.11) – | $v_A = 7,0 \text{ м/с};$ |
| 15. Коэффициент влияния корпуса винта (2.17) – | $\eta_H = 1,09;$ |
| 16. Коэффициент коррекции относительной поступи винта – | $a = 1,05;$ |
| 17. Плотность воды – | $\rho = 1,025 \text{ т/м}^3;$ |

18. КПД валопровода и редуктора –

$$\eta_s = 0,97;$$

На основании расчета минимальных дисковых отношений из условия отсутствия кавитации и обеспечения прочности, выбираем диаграмму с ближайшим большим значением (рис. 2.1):

$$\frac{A_E}{A_0} = 0,55.$$

Задаемся пятью значениями частоты вращения винта в диапазоне, соответствующем малооборотным судовым дизелям (таблица 2.1):

$$n = 80 \div 140 \text{ об/мин};$$

составляем таблицу 2.2.

Таблица 2.2. Расчет оптимального гребного винта, обеспечивающего заданную скорость.

№	Величина	Разм.	Численные значения				
1	n	об/мин	80	95	110	125	140
2	n	об/с	1,33	1,58	1,83	2,08	2,33
3	$K_{NT} = \frac{v_A}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho}{T_B}};$	-	1,062	0,974	0,906	0,849	0,803
4	$J = f(K_{NT});$ (по рис. 2.1)	-	0,620	0,580	0,550	0,522	0,485
5	$J' = a \cdot J;$	-	0,651	0,609	0,578	0,548	0,509
6	$D_{opt} = \frac{v_A}{n \cdot J'};$	м	8,070	7,264	6,616	6,134	5,895
7	$K_T = \frac{T_B}{\rho \cdot n^2 \cdot D_{opt}^4};$	-	0,141	0,153	0,165	0,173	0,162
8	$P/D = f(K_T, J');$ (по рис. 2.1)	-	0,82	0,86	0,84	0,85	0,78
9	$\eta_0 = f(K_T, J');$ (по рис. 2.1)	-	0,675	0,650	0,630	0,615	0,605
10	$\eta_D = \eta_0 \cdot \eta_H;$	-	0,737	0,710	0,688	0,671	0,661
11	$P_S = \frac{T_B \cdot (1-t) \cdot v}{\eta_D \cdot \eta_s};$	кВт	11684	12133	12518	12824	13036

По результатам расчета строим на графике (рис. 2.4) зависимости $P_S(n)$ и $D_{opt}(n)$. С графика при условии

$$D_{opt} = D_{max} = 7,875 \text{ м}$$

снимаем мощность и частоту вращения двигателя:

$$P_S = 11720 \text{ кВт}; \quad n = 82,6 \text{ об/мин}.$$

Эти данные не соответствуют реальным двигателям, мощностные ряды которых являются дискретными. Поэтому, используя их как приближенную оценку, из таблицы 2.1 выбираем четырехцилиндровый малооборотный дизель 4 ДКРН 90/255, имеющий номинальные характеристики:

$$P_{SH} = 12600 \text{ кВт}; \quad n_H = 90 \text{ об/мин}.$$

Номинальная мощность выбираемого реального двигателя должна несколько превышать расчетное значение. Номинальная частота вращения должна быть возможно более близка к расчетной. Различие в частоте вращения может явиться причиной снижения скорости судна, несмотря на имеющийся запас по мощности. Это обусловлено возможным снижением КПД гребного винта. Таким образом, необходимо выполнить повторный расчет для проверки соответствия механической установки предъявляемым требованиям по ходкости.

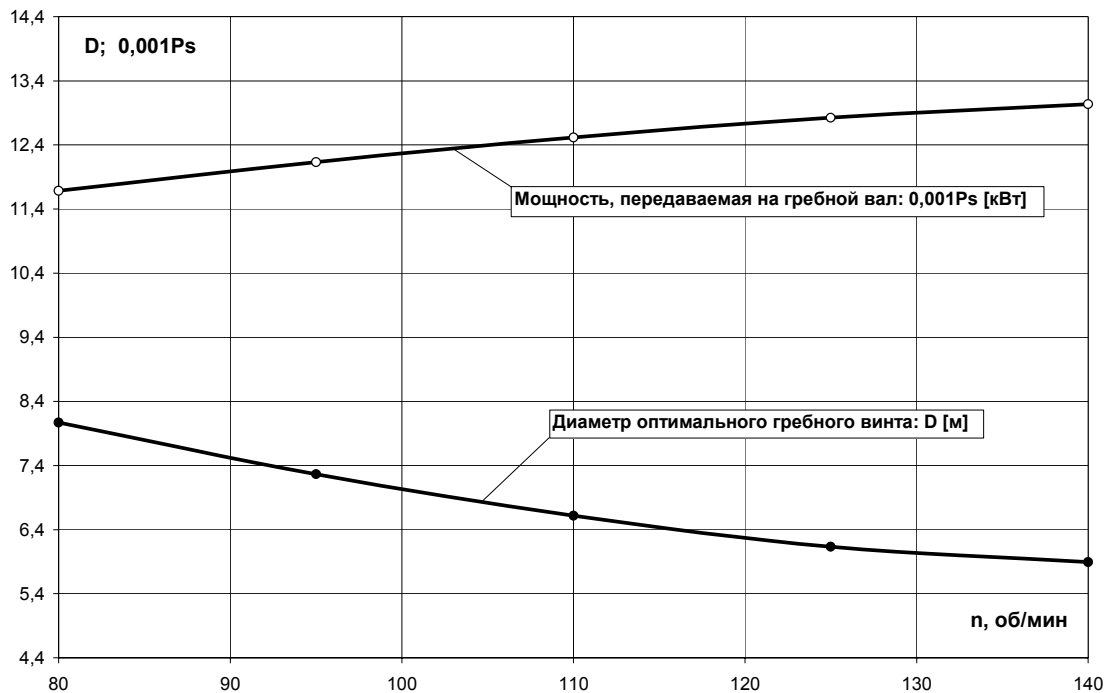


Рис. 2.4. Расчетные зависимости потребляемой мощности на валу двигателя P_Σ и диаметра оптимального винта D от частоты вращения.

3. Расчет гребного винта, обеспечивающего судну максимально достижимую скорость

Цель рассматриваемого расчета состоит в корректировке элементов гребного винта, обеспечивающей полное использование номинальной мощности выбранного двигателя при номинальной частоте вращения. Полное использование мощности соответствует максимальной скорости, которую судно может развить при выбранной механической установке.

Порядок расчета, как и ранее, иллюстрируем результатами для ранее выбранного судна. Исходными данными для расчета являются следующие величины:

- | | |
|--|---|
| 1. Максимальный диаметр гребного винта (2.4) – | $D_{max} = 7,88 \text{ м};$ |
| 2. Коэффициент попутного потока (2.1) – | $W_T = 0,234;$ |
| 3. Коэффициент засасывания (2.3) – | $t = 0,164;$ |
| 4. Количество лопастей гребного винта – | $Z_P = 4;$ |
| 5. Дисковое отношение гребного винта – | $A_E/A_0 = 0,55;$ |
| 6. Частота вращения гребного винта – | $n = 90 \text{ об/мин} = 1,5 \text{ об/с};$ |
| 7. Заданная скорость хода – | $v = 9,15 \text{ м/с};$ |
| 8. Коэффициент влияния корпуса винта (2.17) – | $\eta_H = 1,09;$ |
| 9. Коэффициент коррекции относительной поступи винта – | $a = 1,05;$ |
| 10. Плотность воды – | $\rho = 1,025 \text{ т/м}^3;$ |
| 11. КПД валопровода и редуктора – | $\eta_S = 0,97;$ |
| 12. Номинальная мощность двигателя – | $P_{SH} = 12600 \text{ кВт};$ |

Расчет следует произвести в некотором диапазоне скоростей хода. Выберем пять значений скоростей, составляющих 0,90; 0,95; 1,0; 1,05 и 1,10 от заданной скорости хода.

Для выполнения расчетов потребуется кривая зависимости сопротивления движению от скорости, график которой может быть построен по данным таблицы 1.3. Для рассматриваемого примера кривая сопротивления представлена на рис. 3.1.

Расчет выполняется в таблице 3.1 для пяти выбранных значений скоростей хода. При этом используется принятая в предыдущем разделе диаграмма серийных испытаний вин-

тов (рис. 2.1).

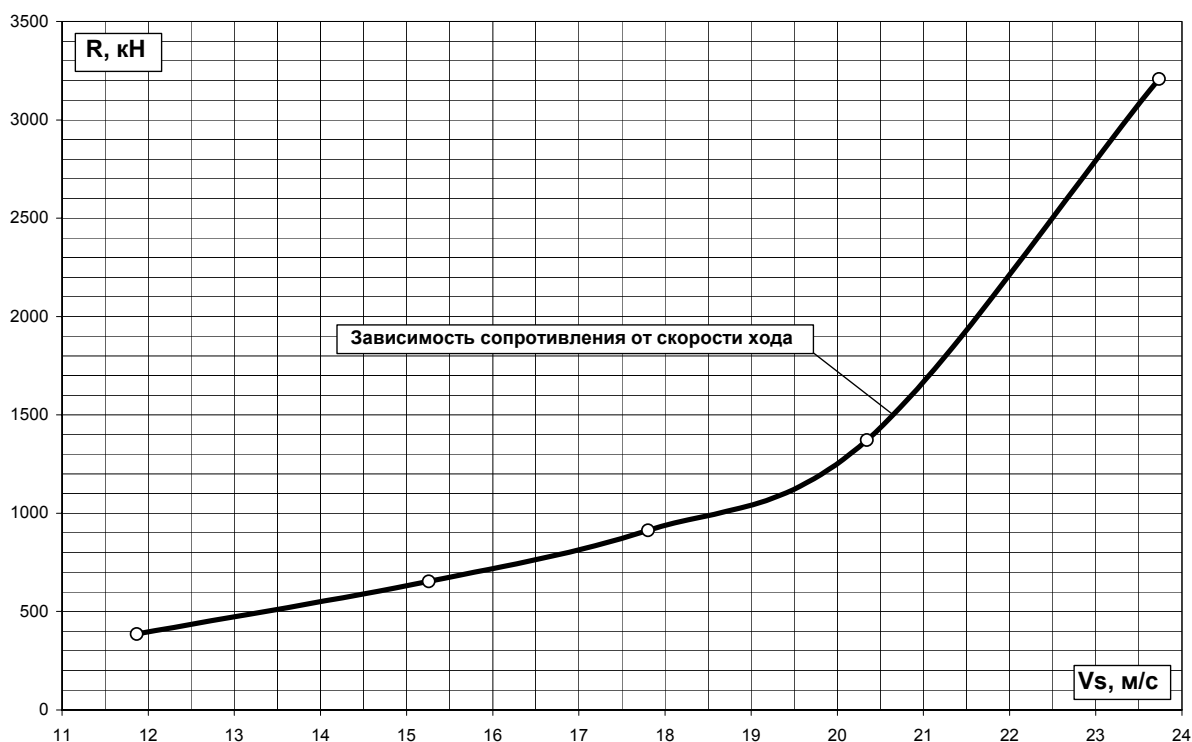


Рис. 3.1. Кривая сопротивления расчетного судна.

Таблица 3.1. Расчет винта, обеспечивающего максимальную скорость.

№	Величина	Разм.	Численные значения				
1	v	м/с	8,23	8,69	9,15	9,61	10,06
2	$v_s = v/0,514;$	узлы	16,02	16,91	17,8	18,69	19,58
3	$v_A = v \cdot (1 - W_T).$	м/с	6,30	6,65	7,00	7,36	7,71
4	$R(v_s);$ (по рис. 3.1)	кН	720	820	912	1000	1130
5	$T_B = R / (1 - t);$	кН	861	981	1091	1196	1352
6	$K_{NT} = \frac{v_A}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho}{T_B}};$	-	0,956	0,977	1,001	1,027	1,044
7	$J = f(K_{NT});$ (по рис. 2.1)	-	0,580	0,590	0,595	0,600	0,605
8	$J' = a \cdot J;$	-	0,609	0,620	0,625	0,630	0,635
9	$D_{opt} = \frac{v_A}{n \cdot J'};$	м	6,901	7,161	7,475	7,783	8,086
10	D	м	6,901	7,161	7,475	7,783	7,875
11	J	-	0,609	0,620	0,625	0,630	0,652
12	$K_T = \frac{T_B}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4};$	-	0,165	0,162	0,152	0,141	0,152
13	$P/D = f(K_T, J);$ (по рис. 2.1)	-	0,870	0,860	0,860	0,855	0,900
14	$\eta_0 = f(K_T, J);$ (по рис. 2.1)	-	0,650	0,655	0,659	0,664	0,663
15	$\eta_D = \eta_0 \cdot \eta_H;$	-	0,710	0,715	0,720	0,725	0,724
16	$P_s = R \cdot v / (\eta_D \cdot \eta_s);$	кВт	8612	10274	11958	13661	16196

Примечания к таблице 3.1:

1. В 10-ой строке таблицы производится пересчет диаметра винта D , используемого в последующих формулах. Пересчет осуществляется по соотношению:

$$D = \begin{cases} D_{opt}, & \text{если } D_{opt} \leq D_{max}; \\ D_{max}, & \text{если } D_{opt} > D_{max}. \end{cases} \quad (3.1)$$

2. В 11-ой строке таблицы производится пересчет относительной поступи винта J , используемой в последующих вычислениях. Пересчет осуществляется по соотношению:

$$J = \begin{cases} J', & \text{если } D_{opt} \leq D_{max}; \\ v_A / n \cdot D_{max}, & \text{если } D_{opt} > D_{max}. \end{cases} \quad (3.2)$$

По результатам расчетов (таблица 3.1) следует построить график зависимости диаметра винта D , шагового отношения P/D и потребной мощности двигателя P_S от скорости хода (рис. 3.2).

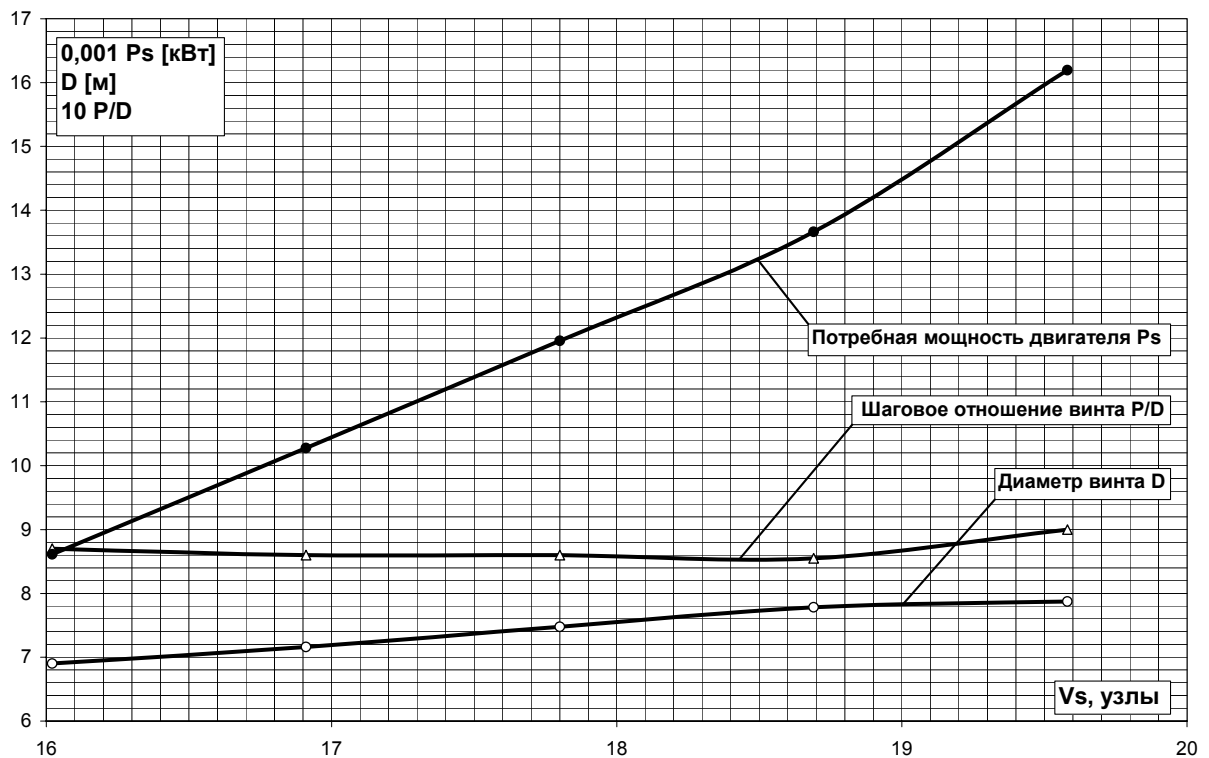


Рис. 3.2. Зависимость диаметра винта D , шагового отношения P/D и потребной мощности двигателя P_S от скорости хода.

Из графика на рис. 3.2 можно увидеть, что потребной мощности 12600 кВт (номинальная мощность выбранного двигателя) соответствуют:

- максимальная скорость, достижимая с выбранным двигателем $v_{S\max} = 18,15$ узла ;
- диаметр гребного винта $D = 7,6$ м;
- шаговое отношение гребного винта $P/D = 0,86$.

Таким образом, полученная максимальная скорость хода превышает проектную (17,8 узла) на 2 процента, что вполне допустимо по точности соответствия техническому заданию. Из таблицы 3.2 при указанной максимальной скорости могут быть определены все геометрические и гидродинамические характеристики выбранного гребного винта в расчетном режиме.

4. Расчет паспортной диаграммы судна

Гребной винт проектируется на один расчетный режим движения. Чтобы иметь представление о ходовых качествах судна, условиях работы гребного винта и двигателя на любых возможных при эксплуатации режимах, строят паспортную диаграмму судна.

Для построения паспортной диаграммы зададим пять фиксированных частот вращения, составляющих приблизительно 0,7; 0,8; 0,9; 1,0 и 1,03 от номинальной частоты вращения двигателя (в расчетном примере – $n_n = 90 \text{ об/мин} = 1,5 \text{ об/с}$). Для 4-х значений относительно поступи, составляющих примерно 0,65; 0,85; 1,0 и 1,15 от поступи расчетного режима (в расчетном примере – $J = 0,626$), снимем с соответствующей гребному винту диаграммы четыре значения коэффициента упора K_T и КПД винта η_0 при полученном из расчета шаговом отношении P/D (в расчетном примере – $P/D = 0,86$). Кроме того, учитывая, что паспортная диаграмма характеризует отличные от расчетного режимы работы винта, при ее расчете нужно учесть факт зависимости коэффициента засасывания от скольжения относительно поступи нулевого упора s_1 . Для этого можно использовать приближенную формулу Э.Э. Паппеля:

$$t = \frac{t_0}{s_1}; \quad (4.1)$$

где, в соответствии с ранее принятыми соотношениями, можно записать:

$$t_0 = 0,7 \cdot W_T \cdot \left(1 - \frac{J_{PACЧ}}{J_1} \right); \quad (4.2)$$

$$s_1 = 1 - \frac{J}{J_1}. \quad (4.3)$$

В формулах (4.2), (4.3) J – текущее значение относительной поступи, отличное от поступи расчетного режима; $J_{PACЧ}$ – относительная поступь расчетного режима винта, определяемая на максимальной скорости из таблицы 3.1 (в расчетном примере – $J_{PACЧ} = 0,626$); J_1 – относительная поступь нулевого упора, определяемая по соответствующей диаграмме (рис. 2.1 – 2.3) в точке равенства нулю коэффициента упора K_T гребного винта с расчетным значением шагового отношения P/D (в расчетном примере при $P/D = 0,86$ по рис. 2.1 имеем $J_1 = 0,96$). Коэффициент t_0 можно условно считать коэффициентом засасывания на швартовых. Для рассматриваемого в качестве иллюстрации судна при этом получим значения, приведенные в таблице 4.1.

Таблица 4.1. Значения поступи, коэффициента упора, засасывания и КПД винта.

J	0,40	0,50	0,60	0,70
$K_T(J, P/D)$; (по рис. 2.1)	0,235	0,200	0,162	0,122
$\eta_0(J, P/D)$; (по рис. 2.1)	0,475	0,565	0,647	0,695
$s_1 = 1 - J/J_1$	0,583	0,479	0,357	0,271
$t = t_0/s_1$	0,098	0,119	0,152	0,211
$\eta_H = \frac{1}{i_Q} \cdot \frac{1-t}{(1-W_T)}$	1,178	1,151	1,107	1,031
$\eta_D = \eta_0 \cdot \eta_H$	0,560	0,650	0,716	0,716

Верхнюю ограничительную характеристику двигателя (дизеля) примем линейной:

$$P_s(n) = \frac{P_{SH}}{n_H} \cdot n; \quad (4.4)$$

регуляторную характеристику, существующую при $n_H \leq n \leq 1,04 \cdot n_H$, также можно описать линейной зависимостью:

$$P_S(n) = 25 \cdot P_{SH} \cdot (1,04 \cdot n_H - n) / n_H. \quad (4.5)$$

Расчет паспортной диаграммы судна следует выполнять в таблице 4.2.

Таблица 4.2. Расчет паспортной диаграммы судна.

№	Величина	Разм.	Численные значения				
1	n	об/мин	65	70	80	90	95
2	n	об/с	1,33	1,58	1,83	2,08	2,33
При $J = 0,40$							
3	$v_S = J \cdot n \cdot D / [0,514 \cdot (1 - W_T)];$	м/с	8,369	9,013	10,300	11,588	12,232
4	$T_E = K_T \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^4 \cdot (1 - t);$	кН	851	987	1289	1631	1817
5	$P_S = 0,514 \cdot T_E \cdot v_S / \eta_D \cdot \eta_S;$	кВт	6741	8420	12568	17895	21046
При $J = 0,50$							
6	$v_S = J \cdot n \cdot D / [0,514 \cdot (1 - W_T)];$	м/с	10,461	11,266	12,875	14,485	15,289
7	$T_E = K_T \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^4 \cdot (1 - t);$	кН	707	820	1071	1355	1510
8	$P_S = 0,514 \cdot T_E \cdot v_S / \eta_D \cdot \eta_S;$	кВт	6029	7530	11241	16005	18823
При $J = 0,60$							
9	$v_S = J \cdot n \cdot D / [0,514 \cdot (1 - W_T)];$	м/с	12,553	13,519	15,450	17382	18,347
10	$T_E = K_T \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^4 \cdot (1 - t);$	кН	551	639	835	1057	1177
11	$P_S = 0,514 \cdot T_E \cdot v_S / \eta_D \cdot \eta_S;$	кВт	5118	6392	9541	13585	15977
При $J = 0,70$							
12	$v_S = J \cdot n \cdot D / [0,514 \cdot (1 - W_T)];$	м/с	14,646	15,772	18,025	20,279	21,406
13	$T_E = K_T \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^4 \cdot (1 - t);$	кН	386	448	585	741	825
14	$P_S = 0,514 \cdot T_E \cdot v_S / \eta_D \cdot \eta_S;$	кВт	4186	5230	7804	11111	13068

По данным таблицы 4.2 можно построить паспортную диаграмму с указанием ее характерных кривых (рис. 4.1).

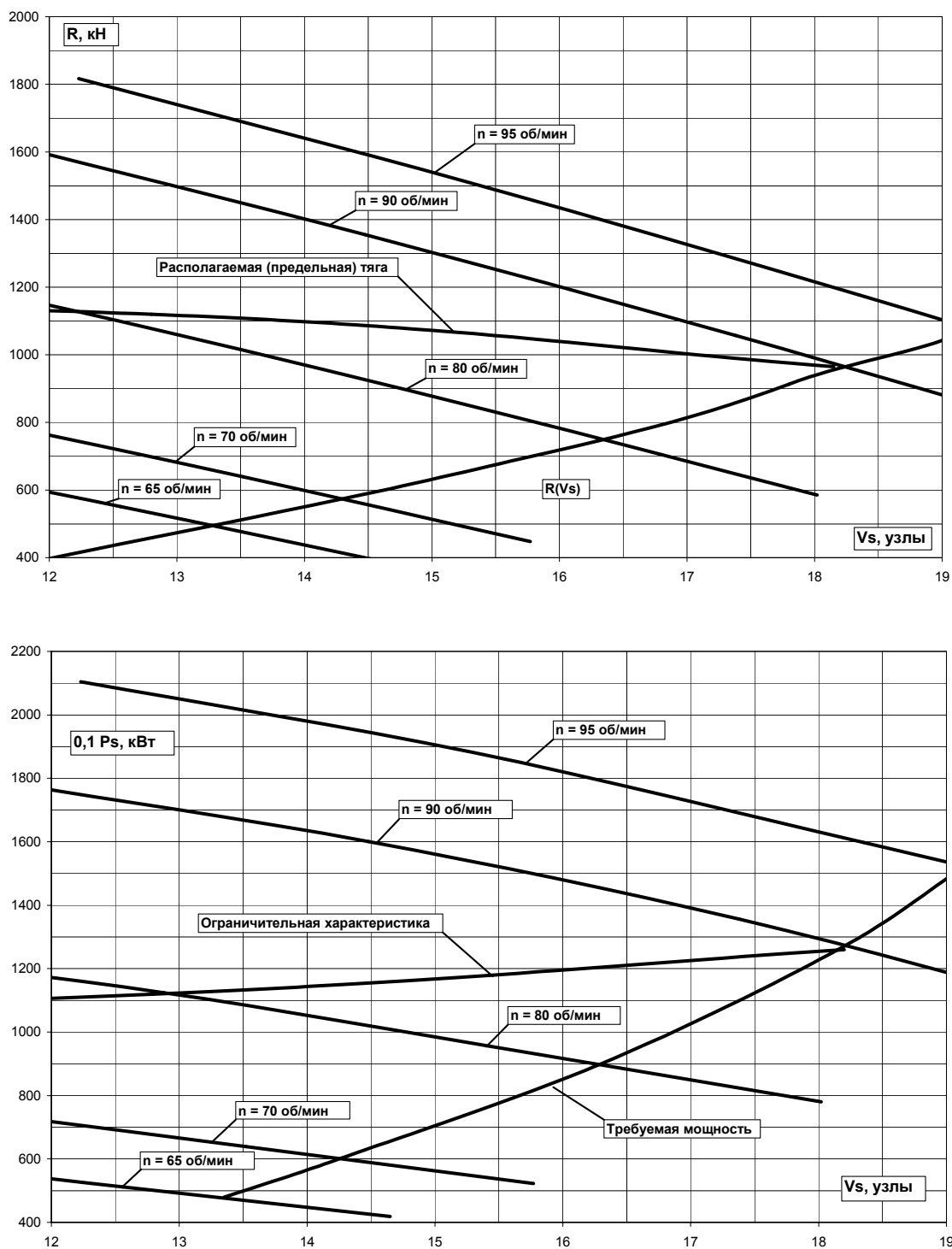


Рис. 4.1. Графики сопротивления и мощности, составляющие паспортную диаграмму судна.

Более подробную информацию о порядке расчета ходкости судна можно найти в [1].

Рекомендуемая литература.

1. Жинкин В.Б. Теория и устройство корабля. – СПб.: Судостроение 1995. – 336 с.