

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«КАЛИНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**Г. С. Горянский**

## **ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ**

Учебно-методическое пособие по курсовому проектированию  
для студентов бакалавриата по направлению подготовки  
26.03.02 Кораблестроение, океанотехника и объекты морской техники

Калининград  
Издательство ФГБОУ ВО «КГТУ»  
2022

УДК 629.12

Рецензент

кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры судостроения, судоремонта и морской техники ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет» В. Н. Морозов

**Горянский, Г. С.**

Теория корабля: учеб.-методич. пособие по выполнению курсового проекта для студ., обучающихся в бакалавриате по напр. подгот. 26.03.02 Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры / **Г. С. Горянский.** – Калининград: Изд-во ФГБОУ ВО «КГТУ», 2022. – 50 с.

Учебно-методическое пособие является руководством по выполнению курсового проекта по теории корабля студентами, обучающимися по направлению 26.03.02 Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры. Курсовой проект предназначен для закрепления полученных знаний и проверки степени усвоения теоретического материала и умения применять полученные знания для проведения гидродинамических расчетов.

Рис. 16, табл. 14, список лит. – 9 наименований

Учебно-методическое пособие рекомендовано к опубликованию комиссией ученого совета института морской техники, энергетики и строительства 25 ноября 2022 г., протокол № 3

УДК 629.12

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Калининградский государственный технический университет», 2022 г.  
© Горянский, Г.С., 2022 г.

# Оглавление

Введение .....	4
Порядок выбора темы и разработки курсового проекта.....	5
Требования к структуре, объему, содержанию и оформлению курсового проекта .....	5
<b>1. РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ И БУКСИРОВОЧНОЙ МОЩНОСТИ .....</b>	<b>7</b>
<b>2. ВЫБОР ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ И РЕДУКТОРА.....</b>	<b>10</b>
2.1. <i>Общие сведения .....</i>	10
2.2. <i>Расчет оптимального винта фиксированного шага на заданную скорость хода .....</i>	10
2.3. <i>Подбор главного двигателя и редуктора .....</i>	15
<b>3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГРЕБНОГО ВИНТА ФИКСИРОВАННОГО ШАГА.....</b>	<b>17</b>
3.1. <i>Постановка задачи .....</i>	17
3.2. <i>Выбор гребного винта .....</i>	17
3.3. <i>Построение кривых действия гребного винта в свободной воде .....</i>	18
3.4. <i>Расчет и построение паспортной диаграммы судна .....</i>	18
3.5. <i>Определение ходовых характеристик судна и оценка соответствия гребного винта двигателю .....</i>	24
3.6. <i>Проверка выбранного гребного винта на прочность и отсутствие кавитации .....</i>	24
3.7. <i>Заключение по расчету ВФШ.....</i>	24
<b>4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГРЕБНОГО ВИНТА РЕГУЛИРУЕМОГО ШАГА .....</b>	<b>24</b>
4.1. <i>Общие замечания .....</i>	24
4.2. <i>Определение исходных расчетных величин .....</i>	25
4.4. <i>Выбор ВРШ и передаточного отношения редуктора .....</i>	27
4.5. <i>Выбор рабочей диаграммы .....</i>	28
4.6. <i>Расчет и построение кривой предельной тяги .....</i>	28
<b>5. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ДВИЖИТЕЛЯ.....</b>	<b>30</b>
Список рекомендуемой литературы .....	34
Приложение 1 .....	35
Приложение 2 .....	36
Приложение 3 .....	47
Приложение 4 .....	48
Приложение 5 .....	49

## Введение

Дисциплина *Теория корабля* входит в основную профессиональную образовательную программу бакалавриата направления 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры». Учебным планом по данной дисциплине предусмотрено выполнение курсового проекта.

Целью выполнения курсового проекта является формирование компетенций, связанных с профессиональной деятельностью, систематизация знаний, умений, навыков, полученных при изучении теоретического курса. При этом обучающимся дается возможность ознакомиться и выбрать оптимальный двигатель-двигательный комплекс, обеспечивающий в расчетных условиях плавания заданную скорость хода.

Под двигатель-двигательным комплексом понимается система:  
*главный двигатель – редуктор – движитель.*

Задачами курсового проекта является:

- выполнение расчетов для винта фиксированного шага и винта регулируемого шага
- обработка и анализ полученных в ходе расчетов результатов
- выбор главного двигателя и движителя

В результате выполнения курсового проекта студент должен

### **знать:**

- основные закономерности физических процессов, протекающих при плавании судна;
- методы расчетного и экспериментального определения мореходных качеств судов;
- способы благоприятного влияния на мореходные качества судов;

### **уметь:**

- выполнять практические расчеты мореходных качеств судов;
- проектировать судовые движители;
- планировать эксперимент с моделью судна и по его результатам определять искомые характеристики мореходных качеств судна;

### **владеть:**

- инженерными способами расчета мореходных качеств судна;
- методами проектирования судовых движителей;
- методиками планирования эксперимента с моделью судна и способами пересчета полученных результатов на натуре.

### *Порядок выбора темы и разработки курсового проекта*

В курсовом проекте рассматривается судно с известными геометрическими характеристиками, которое в расчетных условиях плавания должно развить заданную скорость хода. Необходимо рассмотреть два варианта движителя: винт фиксированного шага (ВФШ) и винт регулируемого шага (ВРШ), выбрав в итоге лучший из них.

Тема курсового проекта – «Расчет двигательного комплекса судна».

Исходными данными для проектирования являются:

- тип судна
- геометрические характеристики
- посадка
- расчетные условия плавания
- требуемая скорость хода

Бланк задания приведен в приложении 5, исходные данные по вариантам - в приложении 3. Варианты заданий выдаются преподавателем индивидуально в начале семестра. В задании также приводятся сведения о дополнительных режимах плавания, для которых необходимо определить ходовые характеристики судна.

#### *Порядок разработки курсового проекта:*

- проанализировать исходные данные;
- определить сопротивление и буксировочную мощность;
- подобрать главный двигатель и редуктор;
- рассчитать оптимальный гребной винт фиксированного шага на полное использование мощности главного двигателя;
- рассчитать оптимальный гребной винт регулируемого шага на полное использование мощности главного двигателя;
- выбрать оптимальный вариант главного движителя.

#### *Требования к структуре, объему, содержанию и оформлению курсового проекта*

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка в общем виде должна иметь следующую структуру:

1. Титульный лист (Приложение 4)
2. Задание
3. Содержание
4. Основные обозначения

5. Введение
6. Основная часть
  - 6.1. Расчет и построение сопротивления и буксировочной мощности
  - 6.2. Выбор главного двигателя и редуктора
  - 6.3. Проектирование гребного винта фиксированного шага
  - 6.4. Проектирование гребного винта регулируемого шага
  - 6.5. Выбор оптимального движителя
7. Заключение по проекту
8. Список используемых источников

Графическая часть должна содержать следующую информацию:

- кривые буксировочных сопротивлений
- кривые буксировочных мощностей
- диаграмма двигателя
- интерполяционный график для выбора винта по  $K_{NQ}$  или по  $D = D_r$
- паспортная диаграмма судна
- кривые предельной тяги судна

Ссылки на чертежи графической части должны быть в пояснительной записке.

Основная часть пояснительной записки состоит из пяти разделов, которые делятся на подразделы и нумеруются арабскими цифрами.

В 1 разделе даются рекомендации по расчету сопротивления и буксировочной мощности судна, в разделе 2 описывается схема выбора главного двигателя и редуктора, в разделе 3 приводятся указания, необходимые для проектирования винта фиксированного шага, а в разделе 4 – материалы для выполнения расчета ВРШ. В разделе 5 описывается методика выбора оптимального движителя.

В каждом подразделе проводятся расчеты с поясняющим текстом. Все обозначения, порядок вычислений, рассчитанные данные в таблицах должны быть пояснены. При выборе расчетных формул, определении коэффициентов и справочных значений величин необходимо давать ссылку на использованные источники. Например: «Исходя из минимального дискового отношения рассмотрим в качестве расчетной серии серию Трооста В4–70. Для данной серии относительная толщина лопасти  $\bar{e}_0 = 0.045$  [2, с. 478]». Расчетные схемы, графики и диаграммы помещаются в текст. Графическую часть рекомендуется выполнять с использованием САПР.

Требования к тексту пояснительной записки:

- формат бумаги А4;
- ориентация книжная;
- размер шрифта - 14;
- гарнитура шрифта Times New Roman;
- межстрочный интервал одинарный;
- абзац сопровождается отступом 1,25;
- выравнивание шрифта по ширине;
- нумерация страниц с третьей страницы;
- автоматический перенос слов;
- поля: верхнее, нижнее, левое, правое – 2,0 см;
- все формулы набираются в редакторе формул и нумеруются, на них должны быть ссылки в тексте в круглых скобках;
- таблицу помещают под текстом, в котором впервые дана ссылка на нее или на следующей странице. Все таблицы нумеруются и имеют название.
- все иллюстрации (рисунки, схемы, чертежи) именуются рисунками, нумеруются по порядку, имеют название.

Чертежи в графической части оформляются в соответствии с требованиями ГОСТ 2.105-2019 Единая система конструкторской документации. (ЕСКД) Основные требования к чертежам.

### *Методические рекомендации по выполнению курсового проекта*

## **1. РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ И БУКСИРОВОЧНОЙ МОЩНОСТИ**

Данный этап включает в себя расчет и построение кривых буксировочного сопротивления  $R$  и буксировочной мощности  $R_e$  как функции скорости хода судна  $u_s$  для трех режимов его работы:

- свободный ход в условиях сдаточных испытаний ( $R_C$  и  $P_{EC}$ )
- свободный ход в условиях эксплуатационного рейса ( $R_Э$  и  $P_{EЭ}$ )
- буксировка воя с сопротивлением  $R_B$  в условиях эксплуатационного рейса ( $R_B = R_Э + R_{B,}$   $R_{EB} = R_B \cdot u$ , где  $u = 0.514 \cdot u_s$ )

В качестве расчетного режима работы, или расчетных условий плавания, судна принимается свободный ход в эксплуатационном рейсе для транспортных судов и буксировка воя в эксплуатационном рейсе для траулеров и буксиров. Два других режима работы судна из перечисленных выше будем называть нерасчетными или дополнительными.

В качестве воя для транспортных судов принимается корпус рассчитываемого судна, т.е.:

$$R_B = R_Э \quad (1.1)$$

Сопротивление веза у траулеров и буксиров на скоростях  $v_S$ , отличных от заданной скорости  $v_{S3}$ , определяется по формуле

$$R_B = (v_S/v_{S3})^2 \cdot R_{B3} \quad (1.2)$$

Расчеты выполняются для 8–10 значений скорости судна в диапазоне  $v_{sm} = 0 \div v_{sm}$ , где  $v_{sm}$  – фактическая максимальная скорость хода.

На расчетном режиме работы судна величина  $v_{sm}$  может быть принята приблизительно равной  $1,1v_{S3}$ . Введением 10%-го запаса по скорости заранее учитывается то обстоятельство, что фактическая максимальная скорость хода, определенная на последующих этапах расчета после выбора главного двигателя, обычно оказывается на 5–10 % выше заданной.

При определении величины  $v_{sm}$  на дополнительных режимах работы можно принять следующие допущения.

Сопротивление траулера (буксира) на полной скорости свободного хода  $v_{sm}$  приблизительно равно суммарному сопротивлению судна и веза на максимальной скорости буксировки веза.

На максимальной скорости буксировки веза у рефрижераторов и танкеров суммарное сопротивление судна и веза на 15–20 % больше, чем сопротивление судна на полной скорости свободного хода.

Величина  $v_{sm}$  на сдаточных испытаниях обычно на 10 % превышает ее значение в условиях эксплуатационного рейса.

Учет перечисленных рекомендаций по величине  $v_{sm}$ , как правило, избавляет от дополнительных расчетов сопротивления и буксировочной мощности на последующих этапах проектирования двигательного комплекса.

Буксировочное сопротивление на сдаточных испытаниях определяется по формуле:

$$R_C = (C_{F0} + C_R + C_{AP} + C_A) \times \rho v^2 / 2 \times \Omega, \quad (1.3)$$

где  $C_{F0}$  – коэффициент сопротивления эквивалентной пластины;

$C_R$  – коэффициент остаточного сопротивления;

$C_{AP}$  – коэффициент сопротивления выступающих частей;

$C_A$  – надбавка на шероховатость;

$\Omega$  – площадь смоченной поверхности корпуса судна, м<sup>2</sup>.

Площадь смоченной поверхности судна  $\Omega$  можно вычислить, пользуясь теоритическим чертежом или эмпирическими формулами [8, с. 221].

Для определения коэффициента сопротивления эквивалентной пластины в отечественной практике обычно используется формула Прандтля–Шлихтинга [8, с. 94]:

$$C_{F0} = 0.455 / (\lg Re)^{2.58}, \quad (1.4)$$

где  $Re = v \cdot L / \nu$  – число Рейнольдса; (1.5)

$\nu$  – кинематическая вязкость воды, которую в расчетах ходкости судна можно принять  $\nu = 1.57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

Расчет коэффициента остаточного сопротивления  $C_R$  выполняется по диаграммам серийных испытаний моделей судов, содержащимся, в частности, в справочнике [8, с. 348–380].

Физический смысл и способы определения коэффициента сопротивления выступающих частей  $C_{AP}$  детально изложены в учебнике [2, с. 219] и справочнике [8, с. 406]. В курсовом проекте для судов без скуловых килей величину  $C_{AP}$  можно принять

$$C_{AP} = 0.10 \cdot 10^{-3} \text{ (одновинтового судна)}, \quad (1.6)$$

$$C_{AP} = 0.25 \cdot 10^{-3} \text{ (двухвинтовые судна)}. \quad (1.7)$$

Установка скуловых килей приводит к увеличению коэффициента  $C_{AP}$  на  $(0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-3}$ .

Для определения надбавки на шероховатость  $C_A$  могут быть использованы рекомендации С.П. Мурагина [8, с. 325].

Методика расчета буксировочного сопротивления судна в условиях эксплуатационного рейса  $R_э$  обстоятельно изложена в монографии. [4, §7.3]

В курсовом и дипломном проектах величина  $R_э$  может быть определена по формуле

$$R_э = K_R \cdot R_C, \quad (1.8)$$

где  $K_R = 1.2$

При необходимости более точных рекомендации по определению коэффициента  $K_R$  можно найти в РД 31.21.29-85.

На рисунке 2.1 приведен пример оформления результатов расчета буксировочного сопротивления судна. Аналогично представляются и кривые буксировочной мощности.

## 2. ВЫБОР ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ И РЕДУКТОРА

### 2.1. Общие сведения

Выбор главного двигателя и редуктора осуществляется в два этапа.

На первом этапе выполняется расчет гребного винта фиксированного шага на заданную скорость хода  $v_{S3}$ . По результатам расчета определяется минимальная мощность на гребном винте, достаточная для развития судном скорости  $v_{S3}$ , и оптимальная частота вращения движителя.

Работы второго этапа включают подбор главного двигателя и определение передаточного отношения редуктора, если в ходе расчета выявится необходимость в нем.

Ниже приводится рекомендуемая схема выполнения указанных работ.

### 2.2. Расчет оптимального винта фиксированного шага на заданную скорость хода

#### 2.2.1. Определение исходных расчетных величин

##### 2.2.1.1. Габаритный диаметр винта

Габаритный (наибольший из условия размещения гребного винта за корпусом) диаметр  $D_{\Gamma}$  может быть определен по теоретическому чертежу с учетом требований к зазорам между винтом и корпусом либо по приближенным формулам:

$$D_{\Gamma} = 0.65 \cdot T_A \text{ (одновальные суда)} \quad (2.1)$$

$$\text{и} \quad D_{\Gamma} = 0.60 \cdot T_A \text{ (двухвальные суда)}, \quad (2.2)$$

где  $T_A$  – осадка судна в месте расположения движителя.

##### 2.2.1.2. Коэффициент попутного потока

Коэффициент попутного потока  $W_T$  (как и коэффициент засасывания  $t$ ) на ранних стадиях проектирования обычно определяется по приближенным формулам, полученным в результате обработки данных серийных модельных испытаний.

Такие формулы приведены в учебной и справочной литературе, например, в учебнике [1] и справочнике [8].

В частности, для транспортных судов величина  $W_T$  может быть вычислена по формуле Тейлора

$$W_T = 0.5 \cdot \delta - 0.05, \quad (2.3)$$

а для буксиров – по формуле Келдвилья

$$W_T = \frac{1}{3} \cdot \delta + 0.01 \text{ (одновальные суда)} \quad (2.4)$$

$$W_T = \frac{1}{3} \cdot \delta - 0.01 \text{ (двухвальные суда)} \quad (2.5)$$

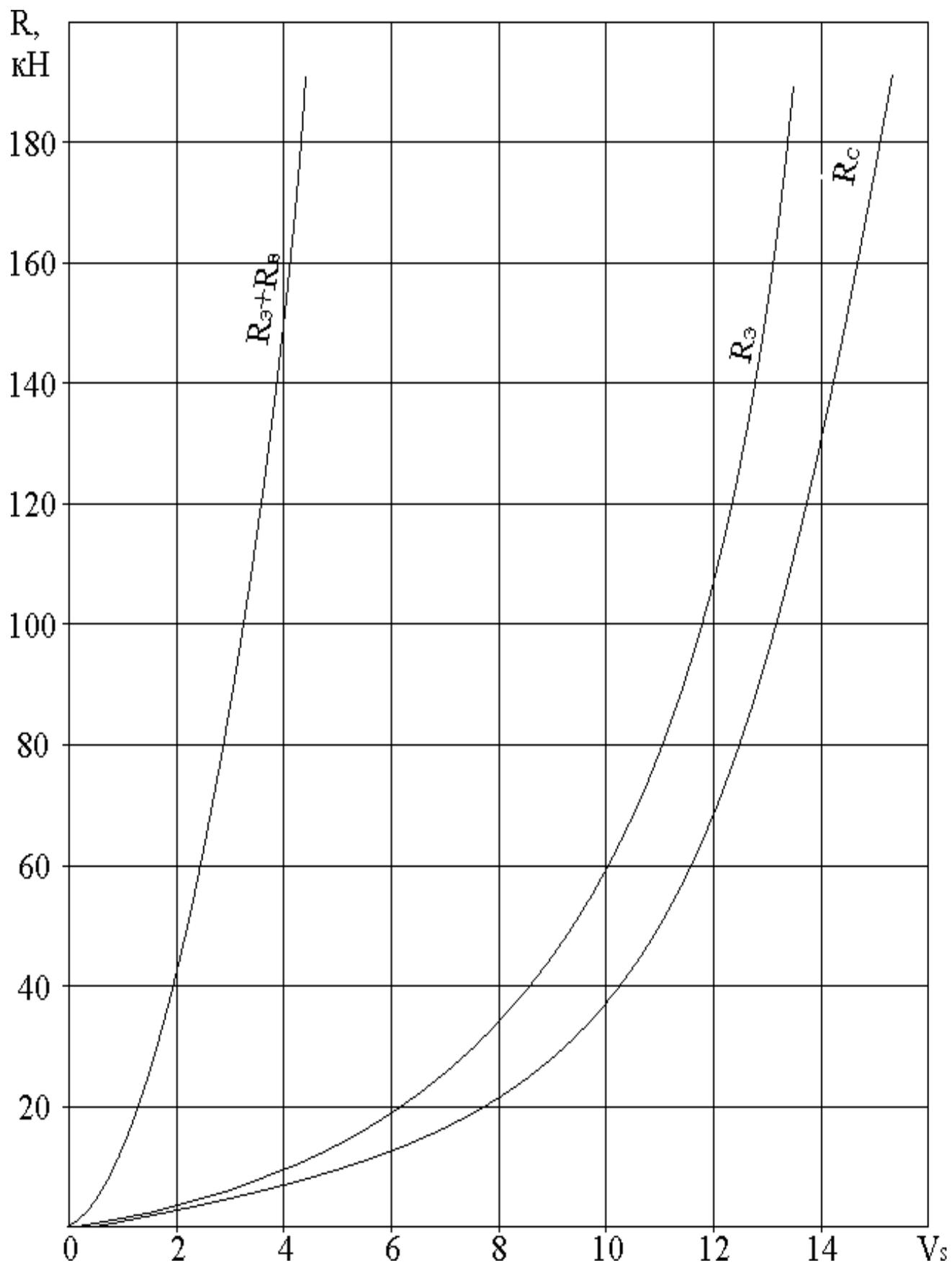


Рисунок 2.1 – Кривые буксировочного сопротивления судна

где  $\delta$  – коэффициент общей полноты судна.

Коэффициент попутного потока для траулеров можно определить по формуле Хэкшера:

$$W_T = 0.77 \cdot \varphi - 0.28, \quad (2.6)$$

где  $\varphi$  – коэффициент продольной полноты судна.

### 2.2.1.3. Поступательная скорость гребного винта

Поступательная скорость гребного винта  $v_A$ , соответствующая скорости  $v_S$ , определяется по формуле

$$v_A = 0.514 \cdot v_S \cdot (1 - W_T). \quad (2.7)$$

### 2.2.1.4. Коэффициента засасывания

При определении коэффициента засасывания  $t$  следует иметь в виду, что приведённые в справочной и учебной литературе приближенные формулы для его вычисления относятся, как правило, к режиму свободного хода судна. Причём это обстоятельство обычно в тексте не оговаривается. В настоящих методических указаниях коэффициент засасывания на свободном ходу имеет специальное обозначение  $t_{cx}$ .

Величина  $t_{cx}$  для транспортных судов и буксиров может быть определена по формуле Шенхера

$$t_{cx} = 0.8 \cdot W_T, \quad (2.8)$$

а для траулеров – по формуле Хэкшера

$$t_{cx} = 0.77 \cdot \varphi - 0.30. \quad (2.9)$$

Для определения коэффициента засасывания на буксирных режимах могут быть использованы следующие формулы [3]:

$$t = t_{cx} \cdot \frac{1.7+0.5 \cdot C_{TE}}{1+1.3 \cdot C_{TE}}, \quad (2.10)$$

$$t = t_{cx} \cdot \frac{1.7+0.5 \cdot C_{TA}}{1+1.3 \cdot C_{TA}}, \quad (2.11)$$

где  $C_{TE} = \frac{2T_E}{\rho \cdot v_A^2 \cdot A_0}$  – коэффициент нагрузки гребного винта (2.12)

по полезной тяге;

$$C_{TA} = \frac{2T}{\rho \cdot v_A^2 \cdot A_0} – коэффициент нагрузки гребного винта \quad (2.13)$$

по упору;

$T_E$  – полезная тяга, кН;

$T$  – упор гребного винта, кН;

$A_0 = \pi \cdot D^2 / 4$  – площадь гребного диска винта, м<sup>2</sup>;

$D$  – диаметр винта, который здесь и везде в пределах п. 2.2.1 и п. 2.2.2 принимается равным  $D_{\Gamma}$ ;

$\rho$  – плотность вод,  $\text{T}/\text{M}^3$ ;

Формула (2.10) используется для определения упора по полезной тяге, а формула (2.11) – когда по известному упору необходимо вычислить соответствующую ему полезную тягу.

При выполнении расчетов иногда возникает необходимость в определении коэффициента засасывания на швартовном режиме  $t_0$ .

Величина  $t_0$  может быть вычислена по формуле

$$t_0 = 0.4 \cdot t_{cx}, \quad (2.14)$$

полученной из (2.11) после предельного перехода к  $C_{TA} \rightarrow \infty$ .

#### 2.2.1.5. Упор гребного винта

Упор гребного винта  $T$  определяется по формуле

$$T = T_E / (1 - t). \quad (2.15)$$

#### 2.2.2. Выбор расчетной серийной диаграммы

В настоящее время известно большое количество серийных диаграмм для расчета гребного винта фиксированного шага. Значительная часть их содержится в справочнике [8, с. 477 - 510].

Выбор серийной диаграммы фактически означает определение всех геометрических характеристик гребного винта, кроме шагового отношения и диаметра.

Указанный выбор осуществляется таким образом, чтобы в первую очередь обеспечить максимальный коэффициент полезного действия движителя при отсутствии кавитации на его лопастях и достаточной прочности винта.

С этой целью определяют минимальное из условия отсутствия кавитации. дисковое отношение  $(A_E/A_0)_{min}$ . Дисковое отношение серийной диаграммы должно быть как можно ближе к величине  $(A_E/A_0)_{min}$ , но не менее ее.

В тех случаях, когда избежать кавитации не удастся, необходимо стремиться к тому, чтобы выбранное дисковое отношение  $A_E/A_0$  было не менее критической величины  $(A_E/A_0)_{кр}$ , при которой гарантируется отсутствие опасных форм кавитации. Если и это условие удовлетворить невозможно, принимается двухвальная схема двигательного-двигательного комплекса.

После выбора серийной диаграммы проверяется достаточность относительной толщины лопасти по оси винта  $\bar{e}_0$  из условия обеспечения прочности движителя. При недостаточной толщине лопасти выбирается другая

диаграмма с большей толщиной или увеличенным дисковым отношением так, чтобы была достигнута удовлетворительная прочность винта.

Величины  $(A_E/A_0)_{кр}$ ,  $(A_E/A_0)_{min}$ , а также минимальное значение относительной толщины могут быть определены по приведенным ниже эмпирическим формулам:

$$(A_E/A_0)_{min} = 1.3 \cdot (A_E/A_0)_{кр}, \quad (2.16)$$

$$(A_E/A_0)_{кр} = \frac{(1.5+Z \cdot 0.35) \cdot T}{(p_0 - p_v) \times D^2} + \frac{0.2}{Z_p}, \quad (2.17)$$

$$\bar{e}_{0 min} = 0.08 \cdot \frac{a_1}{D} \times \sqrt{\frac{T}{A_E/A_0}} \quad (2.18)$$

где  $p_0 = p_a + \rho \times g \times h_0$  – гидростатическое давление на оси винта, кПа

$p_a$  – атмосферное давление, кПа; может быть принято  $p_a = 100$  кПа;

$h_0$  – заглубление оси гребного винта, определяется по теоретическому чертежу при нахождении габаритного диаметра винта либо по приближенной формуле:

$$h_0 = T_A - 0.55 \cdot D_{Г} \quad (2.19)$$

где  $T_A$  – осадка судна в месте расположения движителя, м;

$\rho$  – плотность воды,  $T/M^3$ ; для морской воды можно принять  $\rho = 1.025 T/M^3$

$p_v$  – давление насыщенных паров воды, кПа, которое с достаточной точностью для нашего расчета можно принять  $p_v = 1$  кПа;

$Z$  – число лопастей винта;

$Z_p$  – число валов на судне;

$a_1$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материала винта.

Определяется по таблице 2.1.

Таблица 2.1

Материал винта	$a_1$
Углеродистая сталь	0.075
Бронза, латунь	0.060
Легированная сталь	0.040

При выборе серийной диаграммы необходимо, наряду с оптимизацией пропульсивных, кавитационных и прочностных характеристик гребного винта, стремиться, по возможности, минимизировать динамические нагрузки на гребном валу и пульсации давлений на обшивке корпуса перед винтом. Последние требования учитываются, главным образом, при выборе контура лопастей и их числа.

### 2.2.3. Расчет гребного винта на заданную скорость хода

Целью расчета является определение мощности на гребном винте  $P_{Dmin}$  его частоты вращения  $n_{opt}$ , требуемых для движения с заданной скоростью  $v_{сз}$ .

Расчет целесообразно выполнять, используя вспомогательный коэффициент

$$K_{DT} = v_A \cdot D \cdot \sqrt{\frac{\rho}{T}}. \quad (2.20)$$

Входящий в формулу (2.20) диаметр винта  $D$  можно принять равным его габаритному значению  $D_{\Gamma}$ , поскольку, как показывает практика, оптимальный диаметр винта транспортных и буксирных судов при отсутствии ограничений по частоте вращения всегда оказывается недопустимо большим из условия размещения движителя в кормовом подзоре.

Искомые величины  $P_{Dmin}$  и  $n_{opt}$  в этом случае определяются по формулам:

$$P_{Dmin} = \frac{T \cdot v_A}{\eta_0} \text{ кВт}, \quad (2.21)$$

$$n_{opt} = \frac{v_A}{J \cdot D} \text{ об/с}, \quad (2.22)$$

Необходимые для расчета значения коэффициента полезного действия винта  $\eta_0$  и оптимальной поступи  $J$  снимаются с серийной диаграммы  $\eta J$ .

### 2.3. Подбор главного двигателя и редуктора

Наименьшая эффективная мощность выбираемого главного двигателя  $P_{SH}$  должна удовлетворять условию

$$P_{SH} \geq \frac{P_{Dmin}}{\eta_s}, \quad (2.23)$$

где  $\eta_s$  – коэффициент механических потерь при передаче мощности на гребной винт.

При этом желательно, чтобы номинальная частота вращения двигателя была близка к расчетному значению  $n_{opt}$ . Если величины  $n_{opt}$  и  $n_H$  далеки друг от друга, целесообразно установить редуктор с передаточным отношением

$$i \approx i_{opt} = \frac{n_H}{n_{opt}} \quad (2.24)$$

Передаточные отношения судовых редукторов не стандартизированы и обычно выбираются по каталогам выпускаемых редукторов как можно ближе к величине  $i_{opt}$  с учетом габаритов, массы и цены изделия. В курсовом проекте достаточно определить передаточное отношение редуктора, а также выбрать количество зубьев шестерни и колеса каждой его ступени.

Коэффициент  $\eta_s$ , входящий в формулу (2.23), может быть принят в зависимости от типа передачи равным следующим значениям:

прямая передача –	$\eta_s = 0.97 \div 0.99;$
одноступенчатый редуктор –	$\eta_s = 0.95 \div 0.97;$
двух- или трехступенчатый редуктор –	$\eta_s = 0.91 \div 0.95;$

Для подбора главного двигателя можно воспользоваться каталогом судовых двигателей внутреннего сгорания, приведенным в приложении 2.

Раздел, посвященный выбору главного двигателя, заканчивается построением диаграммы двигателя в координатах  $P_S - n_d^*$ .

Диаграмма содержит ограничительные характеристики и линии одинаковых относительных удельных расходов топлива

$$\bar{g}_e = \frac{g_e}{g_{eH}} \cdot 100\%, \quad (2.25)$$

где  $g_e$  и  $g_{eH}$  – фактический и номинальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч);

При этом верхняя ограничительная характеристика и линии  $\bar{g}_{eH} = const$  для двухтактных двигателей могут быть построены с использованием рис. П. 9, а для четырехтактных – рис. П.10.

Нижняя ограничительная характеристика, линия минимальной устойчивой частоты вращения и регуляторная характеристика в курсовом проекте могут быть аппроксимированы, соответственно, прямыми  $P_S = 0$ ,  $n_{dmin} = 0.3 \times n_H$ ,  $n_{dmax} = n_H$ .

---

\*– Здесь и в дальнейшем индекс «d» означает частоту вращения главного двигателя ( $n_d$ ). Номинальная частота двигателя имеет специальное обозначение ( $n_H$ ). Частота вращения гребного винта индекса не имеет ( $n$ ). Частота вращения главного двигателя имеет размерность об/мин, а гребного винта – об/с.

### 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГРЕБНОГО ВИНТА ФИКСИРОВАННОГО ШАГА

#### 3.1. Постановка задачи

Цель этой части работы состоит в том, чтобы определить геометрические характеристики гребного винта фиксированного шага (ВФШ), обеспечивающего судну максимальную скорость в расчетных условиях плавания, и построить паспортную диаграмму судна, выявив по ней рабочие диапазоны скоростей судна во всех рассматриваемых в курсовом проекте условиях плавания и оценив соответствие гребного винта двигателю в указанных условиях.

В качестве расчетной серийной диаграммы в курсовом проекте может быть принята диаграмма, использованная на стадии подбора главного двигателя (см. п. 2.2.2).

#### 3.2. Выбор гребного винта

На рассматриваемом этапе проектирования частота вращения гребного винта фиксирована условием  $n = n_n / 60 \cdot i$ , поэтому приведенные в п. 2.2.3 соображения по выбору диаметра винта ( $D = D_\Gamma$ ) теряют силу, и величина  $D$  должна быть уточнена. Сам расчёт удобно вести методом вариаций, задаваясь рядом скоростей судна  $v_s$  в районе ожидаемого значения  $v_{s0}$  (см. таблицу 3.1) с использованием вспомогательного коэффициента

$$K_{NQ} = \frac{v_A}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt[4]{\frac{75 \cdot \rho \cdot v_A}{P_D}}. \quad (3.1)$$

Величина  $v_{s0}$  может быть определена по приближенной формуле:

$$v_{s0} = v_{s3} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{SH} \cdot \eta_s}{P_{Dmin}}}, \quad (3.2)$$

полученной в допущении, что требуемая мощность двигателя связана со скоростью судна кубической зависимостью  $P_S \approx v_s^3$ . В приведенной формуле  $v_{s3}$  – заданная скорость судна.

Каждый вариант винта обеспечивает для соответствующей скорости хода на номинальном режиме работы двигателя максимальную полезную тягу  $T_E$ .

По результатам расчета строится интерполяционный график (см. рисунок 3.1), из которого определяются характеристики оптимального винта (шаговое отношение  $\bar{P}$  и диаметр винта  $D$ ). Линия  $T_{E\text{треб}}$  на рисунке 3.1 соответствует кривой требуемой полезной тяги в расчетных условиях плавания.

В результате расчетов может оказаться, что диаметр оптимального винта превышает предельно допустимое значение  $D_\Gamma$ . В этом случае расчет необходимо выполнить в следующем приближении, приняв  $D_\Gamma = D$  и определяя

шаговое отношение, а также соответствующую ему максимальную скорость хода. Схема такого расчета приведена в таблице 3.2 и на рисунке 3.2.

### 3.3. Построение кривых действия гребного винта в свободной воде

Для расчета паспортной диаграммы потребуются сведения о гидродинамических характеристиках гребного винта в широком диапазоне его режимов работы. Такая информация может быть получена из кривых действия гребного винта в свободной воде.

При построении кривых действия линии  $K_T(J)$  и  $K_Q(J)$  переносятся непосредственно с серийных диаграмм, коэффициент попутного потока принимается независимым от режима работы движителя, а коэффициент полезного действия и коэффициент засасывания для заданной поступи определяются по формулам:

$$\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2 \cdot \pi} \quad (3.3)$$

и 
$$t = t_{cx} \cdot \frac{1.7 + 0.4 \cdot C_{TA}}{1 + C_{TA}}, \quad (3.4)$$

где 
$$C_{TA} = \frac{8 \cdot K_T}{\pi \cdot J^2}. \quad (3.5)$$

### 3.4. Расчет и построение паспортной диаграммы судна

Для оценки пропульсивных качеств судна на нерасчетных режимах используются различные диаграммы ходкости. Наиболее универсальной из них является паспортная диаграмма, которая фактически состоит из двух диаграмм, расположенных одна под другой (рисунок 3.3).

Обе диаграммы имеют одинаковую ось абсцисс – скорость судна  $v_s$ . По оси ординат верхней (корпусной) диаграммы откладывают полезную тягу  $T_E$  (кН), по оси ординат нижней (машинной) диаграммы – эффективную мощность  $P_S$  (кВт).

Корпусная диаграмма содержит кривые развиваемых винтом полезных тяг  $T_E = f_1(v_s)$  при фиксированных значениях частоты вращения двигателя  $n_d$  (об/мин), а машинная диаграмма – требуемые значения эффективной мощности двигателя  $P_S = f_2(v_s)$  при тех же частотах вращения.

Обычно паспортная диаграмма содержит по 5-7 кривых  $T_E(v_s)$  и  $P_S = f_2(v_s)$ , построенных в диапазоне  $n_{dmin} \div n_H$ . Целесообразно фиксированные значения  $n_d$ , соответствующие этим кривым, выбирать таким образом, чтобы при использовании паспортной диаграммы было удобно осуществлять интерполяцию по частоте вращения

Таблица 3.1 – Расчёт для выбора гребного винта по  $K_{NQ}$

$P_D = P_{SH} \cdot \eta_s$ кВт $n = \frac{n_H}{i \cdot 60}$ об/с $\rho =$ т/м <sup>3</sup> $W_T =$ $t_{cx} =$			
$v_s$ , уз	$\approx 0.95 \cdot v_{s0}$	$\approx v_{s0}$	$\approx 1.05 \cdot v_{s0}$
$v_A = v_s \cdot 0.514 \cdot (1 - W_T)$ м/с			
$K_{NQ} = \frac{v_A}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt[4]{\frac{75 \cdot \rho \cdot v_A}{P_D}}$			
J P/D $\eta_0$	с серийной диаграммы $K_{NQ}$		
$D = \frac{v_A}{J \cdot n}$ , м			
$T = \frac{P_D \cdot \eta_0}{v_A}$ , кН			
$C_{TA} = \frac{2T}{\rho \cdot v_A^2 \cdot A_0}$			
$t = t_{cx} \cdot \frac{1.7 + 0.4 \cdot C_{TA}}{1 + C_{TA}}$			
$T_E = T \cdot (1 - t)$ , кН			

Таблица 3.2 – Расчёт для выбора гребного винта по  $D = D_\Gamma$

$P_D = P_{SH} \cdot \eta_s$ кВт $n = \frac{n_H}{i \cdot 60}$ об/с $K_Q = \frac{P_D}{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5}$ $W_T =$ $t_{cx} =$			
$v_s$ , уз	$\approx 0,95 \cdot v_{s0}$	$\approx v_{s0}$	$\approx 1,05 \cdot v_{s0}$
$v_A = v_s \cdot 0.514 \cdot (1 - W_T)$ м/с			
$J = \frac{v_A}{n \cdot D}$			
P/D $\eta_0$	с серийной диаграммы $K_Q - J$		
$T = \frac{P_D \cdot \eta_0}{v_A}$ , кН			
$C_{TA} = \frac{2T}{\rho \cdot v_A^2 \cdot A_0}$			
$t = t_{cx} \cdot \frac{1.7 + 0.4 \cdot C_{TA}}{1 + C_{TA}}$			
$T_E = T \cdot (1 - t)$ , кН			

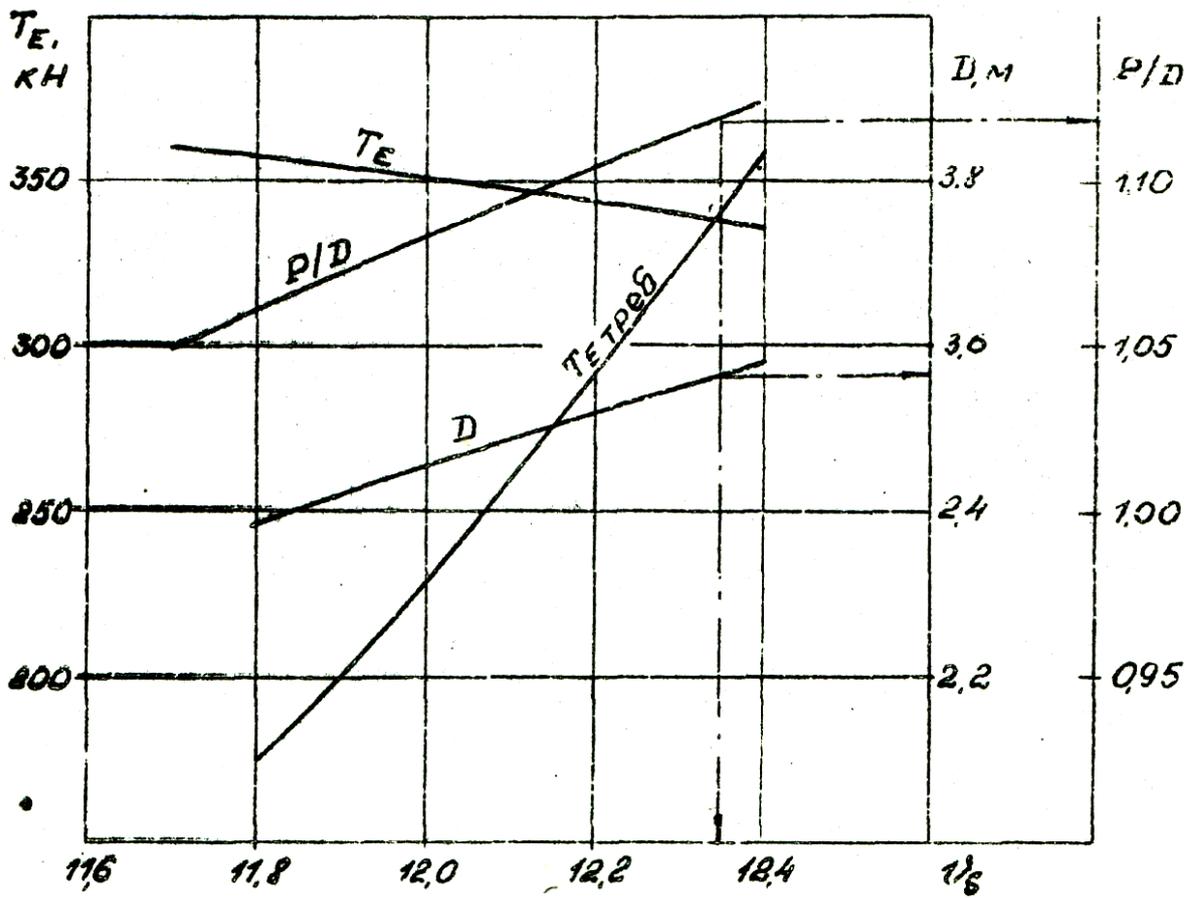


Рисунок 3.1 – График для выбора винта по  $K_{NQ}$

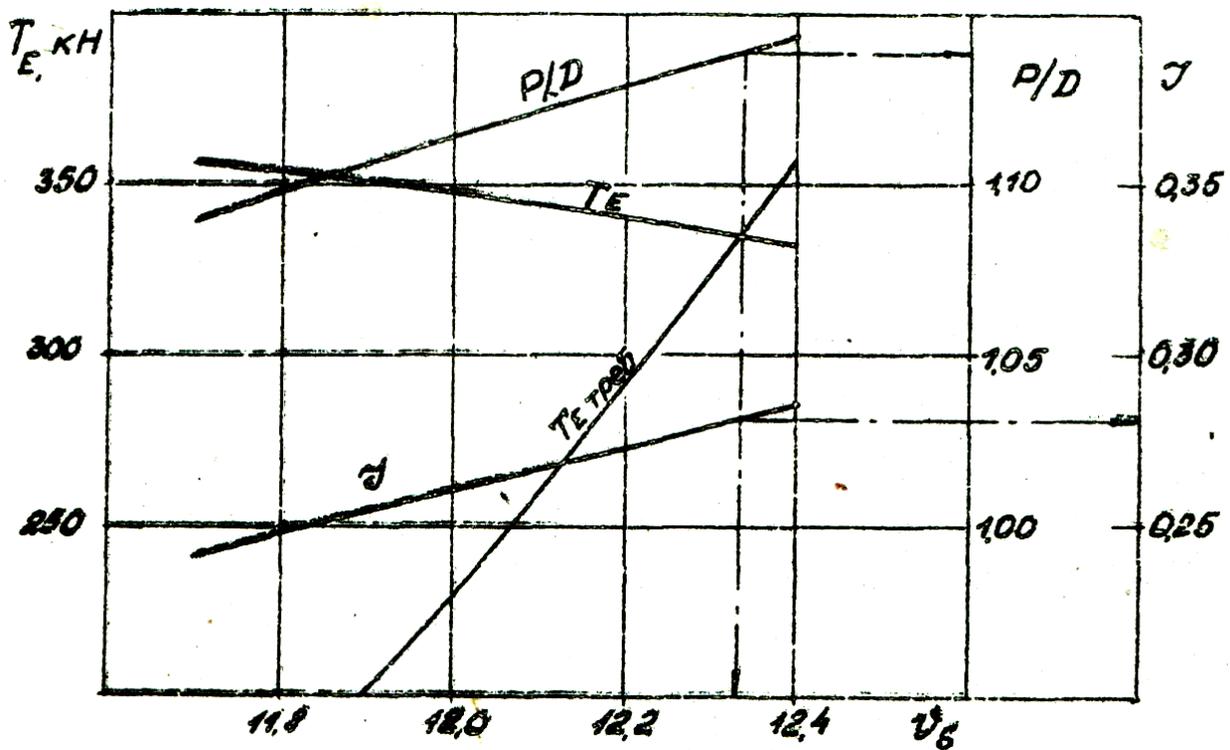


Рисунок 3.2 – График для выбора винта  $D = D_G$

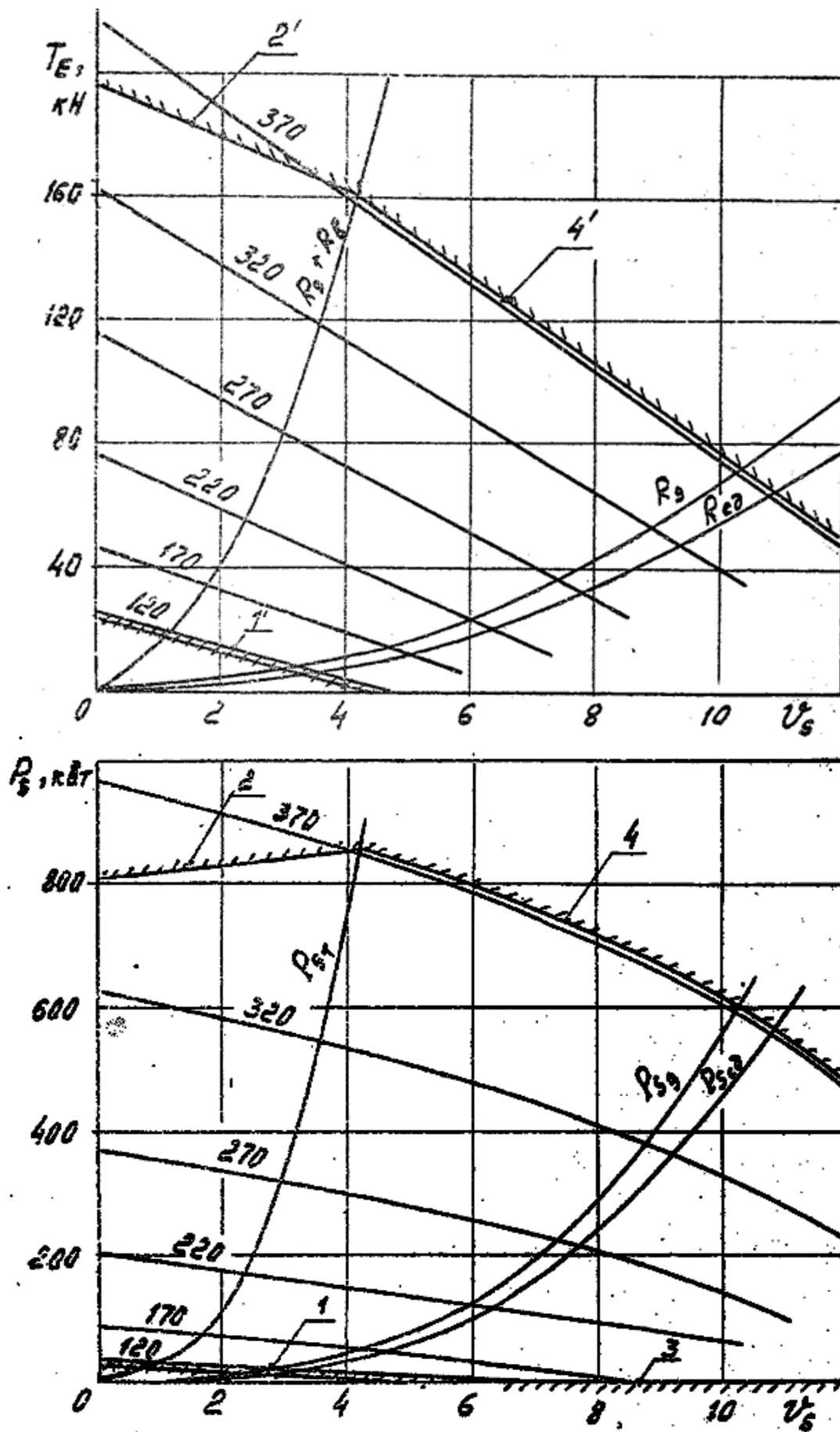


Рисунок 3.3 – Паспортная диаграмма судна

На машинную диаграмму наносятся ограничительные характеристики двигателя: кривая 1 – линия минимальной устойчивой частоты вращения; 2 – верхняя ограничительная характеристика; 3 – нижняя ограничительная характеристика и 4 – регуляторная характеристика, взятые из разд. 2.3.

На корпусной диаграмме строятся кривые предельной и минимальной тяги (на рисунке 3.3, соответственно, линии 2', 4' и 1').

Таблица 3.3 иллюстрирует рекомендуемую схему расчета кривых паспортной диаграммы  $T_E = f_1(v_s)$  и  $P_S = f_2(v_s)$ .

Расчет ведется для 4-5 значений поступи  $J$  в диапазоне от  $J = 0$  до  $J = 1.1 \cdot J_{CX}$ . Относительная поступь свободного хода  $J_{CX}$  соответствует максимальной скорости хода в условиях эксплуатационного рейса. Если выбор винта осуществлялся на режим буксировки веза, величина  $J_{CX}$  при расчете паспортной диаграммы может быть приближенно принята равной  $J_{CX} \approx 2.5 \cdot J_B$ , где  $J_B$  – относительная поступь на максимальной скорости буксировки веза.

Для более точного построения кривой предельной тяги целесообразно дополнительно определить максимальную частоту вращения двигателя на швартовном режиме  $n_{\partial 0m}$  и соответствующие ей значения предельной тяги  $T_{E0m}$  и эффективной мощности  $P_{S0m}$ .

С этой целью на ограничительные характеристики двигателя необходимо наложить кривую требуемых эффективных мощностей на швартовном режиме  $P_{S0}(n_{\partial})$ . Точка пересечения этой линии с верхней ограничительной характеристикой дает искомые значения  $n_{\partial 0m}$  и  $P_{S0m}$ .

Необходимые для выполнения указанных построений значения  $P_{S0}$  на заданной частоте вращения могут быть определены по формуле

$$P_{S0} = \frac{K_{Q0} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5}{\eta_s}, \quad (3.5)$$

где  $K_{Q0}$  – коэффициент момента винта при  $J = 0$ ;

$\eta_s$  – коэффициент механических потерь при передаче мощности на гребной винт;

$n = \frac{n_{\partial}}{60 \cdot i}$  – частота вращения гребного винта.

Предельная тяга на швартовах вычисляется по формуле

$$T_{E0m} = K_{T0} \cdot \rho \cdot n_{0m}^2 \cdot D^4 \cdot (1 - t_0), \quad (3.7)$$

где  $K_{T0}$  – коэффициент упора винта при  $J = 0$ ;

$n_{0m} = \frac{n_{\partial 0m}}{60 \cdot i}$  – максимальная частота вращения винта на швартовном режиме.

Таблица 3.3 – Расчёты для построения паспортной диаграммы

$W_{T1} = 0.147; \eta_S = 0.96$					
$J$	0	0.2	0.4	0.6	0.8
$10K_Q$	0.609	0.560	0.495	0.425	0.318
$K_T$	0.605	0.519	0.380	0.286	0.172
$t$	0.053	0.058	0.077	0.11	0.156
$W_T$	-	0.147	0.47	0.147	0.147
$a_4 = K_T \cdot \rho \cdot D^4 \cdot (1 - t)$	50.29	42.91	30.95	22.34	12.74
$a_5 = (K_Q \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 2\pi) / \eta_S$	106.4	97.86	86.50	74.27	55.57
$a_6 = (J \cdot D \cdot 1.95) / (1 - W_T)$	0				
$n_{\partial 1} = 120 \text{ об/мин}; n_1 = n_{\partial 1} / (60 \cdot i) = 0.678 \text{ об/с}; n_1^2 = 0.46; n_1^3 = 0.312$					
$T_E = a_4 \cdot n_1^2 \text{ кН}$	23.13	19.74	14.24	10.28	5.86
$P_S = a_5 \cdot n_1^3 \text{ кВт}$	33.2	30.53	27.0	23.2	17.4
$v_S = a_6 \cdot n_1^3 \text{ уз}$	0	0.953	1.88	2.81	3.75
$n_{\partial 2} = 170 \text{ об/мин}; n_2 = n_{\partial 2} / (60 \cdot i) = 0.96 \text{ об/с}; n_2^2 = 0.922; n_2^3 = 0.855$					
$T_E = a_4 \cdot n_2^2 \text{ кН}$	46.37	39.56	28.54	20.60	11.75
$P_S = a_5 \cdot n_2^3 \text{ кВт}$	94.18	88.61	76.55	65.73	49.18
$v_S = a_6 \cdot n_2^3 \text{ уз}$	0	1.32	2.66	3.98	5.31
$n_{\partial 3} = 220 \text{ об/мин}; n_3 = 1.24 \text{ об/с}; n_3^2 = 1.54; n_3^3 = 1.91$					
$T_E = a_4 \cdot n_3^2 \text{ кН}$	77.45	66.08	47.66	34.40	19.62
$P_S = a_5 \cdot n_3^3 \text{ кВт}$	203.3	186.9	165.2	141.9	106.1
$v_S = a_6 \cdot n_3^3 \text{ уз}$	0	1.71	3.43	5.15	6.86
$n_{\partial 4} = 270 \text{ об/мин}; n_4 = 1.52 \text{ об/с}; n_4^2 = 2.31; n_4^3 = 3.51$					
$T_E = a_4 \cdot n_4^2 \text{ кН}$	116.1	99.12	71.50	51.61	29.43
$P_S = a_5 \cdot n_4^3 \text{ кВт}$	373.5	343.5	303.6	260.7	195.0
$v_S = a_6 \cdot n_4^3 \text{ уз}$	0	2.1	4.31	6.31	8.41
$n_{\partial 5} = 320 \text{ об/мин}; n_5 = 1.81 \text{ об/с}; n_5^2 = 3.27; n_5^3 = 5.93$					
$T_E = a_4 \cdot n_5^2 \text{ кН}$	164.4	140.3	101.2	73.0	41.7
$P_S = a_5 \cdot n_5^3 \text{ кВт}$	631.1	580.1	512.9	440.4	329.5
$v_S = a_6 \cdot n_5^3 \text{ уз}$	0	2.5	5.01	7.51	10.0
$n_{\partial 6} = 370 \text{ об/мин}; n_6 = 2.09 \text{ об/с}; n_6^2 = 4.37; n_6^3 = 9.93$					
$T_E = a_4 \cdot n_6^2 \text{ кН}$	219.8	187.5	135.2	97.6	55.7
$P_S = a_5 \cdot n_6^3 \text{ кВт}$	917.6	893.7	789.7	678.1	507.3
$v_S = a_6 \cdot n_6^3 \text{ уз}$	0	2.88	5.79	8.67	11.56

### ***3.5. Определение ходовых характеристик судна и оценка соответствия гребного винта двигателю***

На этом этапе работы по построенной паспортной диаграмме определяются диапазоны рабочих скоростей для трех заданных условий плавания судна, а также оценивается соответствие гребного винта главному двигателю (согласован, легкий или тяжелый).

### ***3.6. Проверка выбранного гребного винта на прочность и отсутствие кавитации***

Для названной проверки необходимо выполнить расчеты по п. 2.2.2 для наиболее тяжелого по упору режима работы судна.

### ***3.7. Заключение по расчету ВФШ***

В заключении должны быть приведены основные геометрические характеристики ВФШ: название серии, профилировка, особенности контура лопасти, число лопастей, дисковое и шаговое отношения, относительная толщина лопасти на оси винта, а также сведения о прочности винта и склонности его к кавитации, местоположении в пояснительной записке кривых действия и паспортной диаграммы, рабочих диапазонах скоростей судна и о соответствии гребного винта двигателю в расчетных и дополнительных условиях плавания.

## **4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГРЕБНОГО ВИНТА РЕГУЛИРУЕМОГО ШАГА**

### ***4.1. Общие замечания***

При расчете винта регулируемого шага (ВРШ) в курсовом проекте заданными считаются расчетные условия плавания и главный двигатель, который принимается таким же, как и в варианте судна с винтом фиксированного шага (п. 2.3).

Основной целью расчета является выбор ВРШ и при необходимости передаточного отношения редуктора, обеспечивающих при полном использовании мощности главного двигателя максимальную скорость хода в расчетных условиях плавания. По построенной затем кривой предельной тяги определяются достижимые скорости на расчетном и дополнительных режимах работы судна.

## 4.2. Определение исходных расчетных величин

В рассматриваемом расчете заданной полагается номинальная мощность главного двигателя  $P_{SH}$  и соответствующая ей частота вращения  $n_H$ .

Известными также считаются расчетные условия плавания, характеризующиеся зависимостью необходимой полезной тяги  $T_E$  от скорости хода  $v_S$ .

$$T_E = f(v_S), \quad (4.1)$$

Величина  $T_E$  в (4.1) для свободного хода равна буксировочному сопротивлению судна, а при буксировке веза – суммарному сопротивлению судна и веза.

Главной особенностью расчета является отсутствие среди заданных величин максимальной скорости хода в расчетных условиях плавания  $v_S$  и соответствующей ей необходимой полезной тяги  $T_E$ . Вместе с тем, указанные параметры необходимы для выбора расчетной диаграммы.

Ниже приводятся рекомендации по приближенному определению величин  $v_{S0}$  и  $T_{E0}$ .

Как показывают многочисленные расчеты, произведение пропульсивного коэффициента  $\eta_D$  на коэффициент механических потерь при передаче мощности на гребной винт  $\eta_S$  с достаточной на стадии выбора серийной диаграммы точностью может быть принято зависящим только от типа движителя и режима его работы.

Для открытых винтов это произведение

$$\eta = \eta_D \cdot \eta_S \quad (4.2)$$

целесообразно принять равным следующим значениям:

$\eta = 0.35$  – на режиме буксировки веза;

$\eta = 0.60$  – в условиях свободного хода.

Знание величины  $\eta$  позволяет определить связь между развиваемой полезной тягой на номинальном режиме работы главного двигателя  $T_{E0}$  и скоростью хода  $v_S$ .

$$T_{E0} = f(v_S) \quad (4.3)$$

Действительно,

$$\eta = \frac{T_{E0} \cdot 0.514 \cdot v_S}{P_S} \quad (4.4)$$

и 
$$T_{E0} = \frac{P_{SH} \cdot \eta}{0.514 \cdot v_S} \quad (4.5)$$

Если представить графически зависимости (4.5) и (4.1) на одной диаграмме, то координаты точки их пересечения и будут искомыми значениями расчетной скорости и соответствующей ей тяги  $T_{E0}$ .

Остальные исходные величины: габаритный диаметр  $D_T$ , коэффициенты взаимодействия  $W_T$  и  $t$ , поступательная скорость  $v_A$  и упор винта  $T$  регулируемого шага – на расчетной скорости хода судна могут быть определены по рекомендациям, приведенным в п. 2.2.1.

### 4.3. Выбор расчетной серийной диаграммы

Расчет ВРШ по серийным диаграммам затруднен тем обстоятельством, что число таких диаграмм пока относительно невелико.

Наиболее полный комплект диаграмм для проектирования ВРШ содержит серия АУ-СР4, разработанная в Японии.

Все винты этой серии четырехлопастные с относительной толщиной лопасти на оси винта  $\bar{e}_0 = 0.05$ .

Серия содержит 3 группы диаграмм:

АУ-СР4-40 ( $A_E/A_0 = 0.40$ ),

АУ-СР4-55 ( $A_E/A_0 = 0.55$ ),

АУ-СР4-70 ( $A_E/A_0 = 0.70$ ).

Каждая группа состоит из двух сводных диаграмм для выбора ВРШ и трех пар рабочих диаграмм для оценки пропульсивных качеств выбранного винта.

Сводные диаграммы построены в координатах  $K_T-J$  и  $\sqrt{K_Q}-J$ . На них нанесены все вспомогательные линии, имеющиеся на серийных диаграммах ВФШ.

Каждая пара рабочих диаграмм относится к одному из трех конструктивных шаговых отношений:  $\bar{P}_{K1} = 0.6$ ,  $\bar{P}_{K2} = 0.8$  и  $\bar{P}_{K3} = 1.0$ , и содержит кривые  $K_T = f_1(J)$  и  $\sqrt{K_Q} = f_2(J)$ , соответствующие различным углам поворота лопасти относительно конструктивного положения. На этих диаграммах нанесены линии постоянных значений КПД винта, а также все вспомогательные кривые, характерные для серийных диаграмм гребного винта.

Сводные диаграммы серии АУ-СР4 имеются в справочнике [8]. Там же приведены рабочие диаграммы для дискового отношения. Полный набор диаграмм винтов серии АУ-СР4 содержат методические указания [5]. Выбор расчетной свободной диаграммы может быть выполнен по схеме, описанной в п. 2.2.2.

#### 4.4. Выбор ВРШ и передаточного отношения редуктора

Выбор ВРШ ведется в несколько приближений.

В первом приближении расчет выполняется методом вариаций в районе ожидаемой скорости  $v_{S0}$  (см. п. 4.2). Для входа в расчетную диаграмму используется вспомогательный коэффициент  $K_{DQ}$ . По результатам расчета определяются: конструктивное шаговое отношение  $\bar{P}_K$ , достижимая скорость хода  $v_{S1}$ , оптимальная частота вращения винта  $n_{opt}$  и передаточное отношение редуктора  $i \approx i_{opt} = \frac{n_H}{60 \cdot n_{opt}}$ , если его установка на судне будет признана целесообразной.

Во втором приближении расчет ведется по вспомогательному коэффициенту  $K_{NQ}$  методом вариаций вблизи скорости  $v_{S1}$ .

В результате приближения находится диаметр винта, конструктивное шаговое отношение и достижимая скорость  $v_{S2}$ .

Если полученное значение диаметра оказывается больше габаритного, выполняется третье приближение с использованием параметров  $K_Q$  и  $J$ . Вариации ведутся в районе скорости  $v_{S2}$ .

С целью улучшения реверсивных характеристик судна проектное значение конструктивного шагового отношения ВРШ, рассчитанного на режим свободного хода, целесообразно уменьшить на (7 – 10)% относительно значения  $\bar{P}_K$ , снятого с серийной диаграммы. Если проектировочный расчет выполняется на режим буксировки воя, такую коррекцию  $\bar{P}_K$  обычно не делают.

В процессе выбора движителя следует учитывать также высокую стоимость разработки ВРШ и освоения его производства. Поэтому при окончательном определении геометрических характеристик ВРШ и его конструкции целесообразно рассмотреть возможность установки на проектируемом судне одного из уже выпускаемых промышленностью винтов или хотя бы использования отдельных, наиболее сложных его узлов: ступицы, механизма изменения шага и др. При этом можно руководствоваться следующими дополнительными соображениями.

Изменение конструктивного шагового отношения в пределах 5 ÷ 7 % не приводит к существенному ухудшению пропульсивных качеств судна. Предпочтительно отклонение в меньшую сторону при расчете на свободный ход и в большую – если расчет выполнен для буксирного режима.

Допустимы также без значительного снижения КПД винта следующие отклонения его проектных геометрических характеристик от расчетных величин:

- дисковое отношение:  $\pm 10\%$ , но с обязательным удовлетворением условиям прочности и отсутствия опасных форм кавитации;
- относительный диаметр ступицы:  $\pm 10\%$ .

#### 4.5. Выбор рабочей диаграммы

В качестве рабочей диаграммы выбирается диаграмма с ближайшим к проектному конструктивным шаговым отношением.

Для определения предельных тяг на режимах переднего хода в качестве рабочей диаграммы может быть использована расчетная сводная диаграмма. Обусловленное такой заменой завышение тяги в указанных условиях работы судна не превышает 3 %.

#### 4.6. Расчет и построение кривой предельной тяги

При определении предельных тяг принимается во внимание, что ВРШ может быть согласован с двигателем на любой скорости хода. Таким образом, всем точкам кривой предельной тяги соответствует номинальный режим работы главного двигателя, характеризующийся коэффициентом момента

$$K_Q = \frac{P_{SH} \cdot \eta_S}{2\pi \cdot \rho \cdot n_m^3 \cdot D^5} \quad (4.6)$$

где

$$n_m = \frac{n_H}{60 \cdot i} \quad (4.7)$$

Схему расчета кривой предельной тяги иллюстрирует таблицу 4.1, где  $v_{sm}$  – ожидаемая скорость полного свободного хода, а  $T_{Em}$  – предельная тяга.

Таблица 4.1 – Расчёт кривой предельной тяги

$v_s$	уз	0			$\approx 1.05v_{sm}$
$v_A = v_s \cdot 0.514 \cdot (1 - W_T)$	м/с				
$J = v_A / (n_m \cdot D)$	–				
$\bar{P}(J, K_Q)$	–				
$K_T(J, \bar{P})$	–				
$T_m = K_T \cdot \rho \cdot n_m^2 \cdot D^2$	кН				
$C_{TA} = \frac{8T}{\rho \cdot v_A^2 \cdot \pi \cdot D^2}$	–				
$t = f(t_{cx}, C_{TA})$	–				
$T_{Em} = T_m \cdot (1 - t)$	кН				

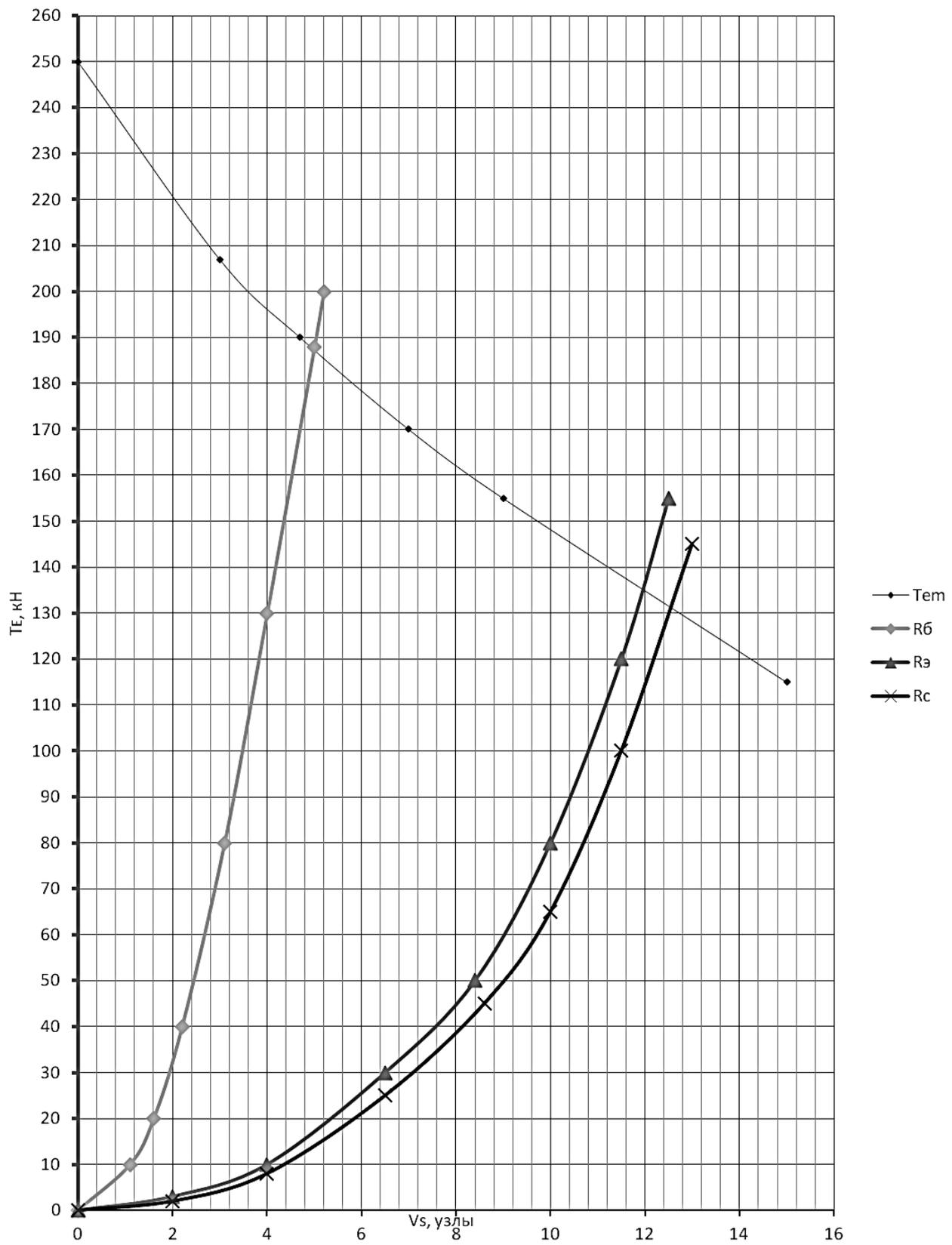


Рисунок 4.1. Кривая предельной тяги судна с ВРШ

#### **4.7. Определение достижимых скоростей хода и соответствующих им предельных упоров винта**

Достижимые скорости хода на расчетном и дополнительных режимах находятся как абсциссы точек пересечения кривых требуемых тяг с кривой предельной тяги. Для определения соответствующих этим скоростям упоров ВРШ необходимо, наряду с кривой предельной тяги, построить линию предельных упоров  $T_m$  (см. таблицу 3.1).

#### **4.8. Проверка ВРШ на прочность и отсутствие кавитации**

Проверочные расчеты прочности и кавитации ВРШ могут быть выполнены по рекомендациям п. 3.6. При этом в качестве расчетного упора принимается наибольший из трех предельных упоров  $T_m$ , определенных в п. 4.7.

#### **4.9. Заключение по расчету ВРШ**

В заключении необходимо привести сведения об основных геометрических характеристиках выбранного ВРШ, его рабочей диаграмме, местоположении в пояснительной записке кривой предельной тяги, достижимых скоростях хода в расчетных и дополнительных условиях плавания, прочностных и кавитационных характеристиках винта.

### **5. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ДВИЖИТЕЛЯ**

Оптимальным в курсовом проекте принимается движитель, обеспечивающий выполнение рейсового задания в кратчайшие сроки при минимальных затратах топлива.

Рейсовое задание включает:

- перечень эксплуатационных режимов\*, характеризующихся зависимостями

$$T_{Ei} = f(v_s), \quad (5.1)$$

где  $T_{Ei}$  – требуемая тяга на  $i$ -м режиме, кН;

- длину пути, который должен быть пройден судном на каждом из режимов ( $S_i$ ) \* и в целом за рейс  $S$ , мили;
- суточную продолжительность работы судна – 24 ч;
- плановую скорость хода, которая во всех случаях принимается равной максимальной скорости на соответствующем режиме плавания  $v_{sm_i}$ , уз.

В качестве критерия качества принимается параметр

$$E = \frac{1}{t \cdot G_e}, \quad (5.2)$$

где  $t$  – фактическое время рейса, ч;

$G_e$  – рейсовый расход топлива, т.

Фактическое время рейса  $t$  и расход топлива  $G_e$  для каждого из движителей определяются по формулам:

$$t = \sum t_i = \sum_{i=1}^m \left( \frac{S_i}{v_{sm_i}} \right), \quad (5.3)$$

$$G_e = g_{eH} \cdot 10^{-8} \cdot \sum_{i=1}^m \bar{g}_{e_i} \cdot P_{S_i} \cdot t_i, \quad (5.4)$$

где  $g_{eH}$  – удельный расход топлива на номинальном режиме работы главного двигателя, г/(кВт·ч);

$g_e$  – относительный удельный расход топлива на  $i$ -м режиме работы судна, % от  $g_{eH}$ ;

$P_{S_i}$  – эффективная мощность, развиваемая на полной скорости в  $i$ -х условиях плавания, кВт;

$t_i$  – продолжительность плавания на  $i$ -м режиме, ч;

$m$  – количество режимов плавания, предусмотренных рейсовым заданием.

Наилучшим признается движитель, которому соответствует максимальное значение параметра  $E$ .

---

\*Задаются преподавателем индивидуально

## Организация защиты и критерии оценки курсового проекта

Выполненный курсовой проект представляется для проверки на кафедру судостроения, судоремонта и морской техники не позднее, чем за неделю до даты проведения промежуточной аттестации по дисциплине. После проверки курсовой проект допускается к защите или отправляется на доработку. Если курсовой проект отправляется на доработку, следует устранить все замечания, указанные преподавателем и повторно сдать его на проверку.

Если курсовой проект допускается к защите, студент должен быть готовым дать все необходимые пояснения по расчетам, чертежам и содержанию работы. По результатам защиты выставляется оценка, при этом учитываются правильность выполнения заданий, оформление работы, а также качество защиты.

Система оценивания результатов защиты курсового проекта включает в себя следующие оценки: «отлично», «хорошо», «удовлетворительно», «неудовлетворительно». Критерии выставления оценки представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Критерии выставления оценки

Оценка \ Критерий	«неудовлетворительно»	«удовлетворительно»	«хорошо»	«отлично»
<b>1. Системность и полнота знаний в отношении изучаемых объектов</b>	Обладает частичными и разрозненными знаниями, которые не может научно корректно связывать между собой (только некоторые из которых может связывать между собой)	Обладает минимальным набором знаний, необходимым для системного взгляда на изучаемый объект	Обладает набором знаний, достаточным для системного взгляда на изучаемый объект	Обладает полной системой знаний и системным взглядом на изучаемый объект
<b>2. Работа с информацией</b>	Не в состоянии находить необходимую информацию, либо в состоянии находить отдельные фрагменты информации в рамках поставленной задачи	Может найти необходимую информацию в рамках поставленной задачи	Может найти, интерпретировать и систематизировать необходимую информацию в рамках поставленной задачи	Может найти, систематизировать необходимую информацию, а также выявить новые, дополнительные источники информации в рамках поставленной задачи

<b>3. Научное осмысление изучаемого явления, процесса, объекта</b>	Не может делать научно корректных выводов из имеющихся у него сведений, в состоянии проанализировать только некоторые из имеющихся у него сведений	В состоянии осуществлять научно корректный анализ предоставленной информации	В состоянии осуществлять систематический и научно корректный анализ предоставленной информации, вовлекает в исследование новые релевантные задаче данные	В состоянии осуществлять систематический и научно корректный анализ предоставленной информации, вовлекает в исследование новые релевантные поставленной задаче данные, предлагает новые ракурсы поставленной задачи
<b>4. Освоение стандартных алгоритмов решения профессиональных задач</b>	В состоянии решать только фрагменты поставленной задачи в соответствии с заданным алгоритмом, не освоил предложенный алгоритм, допускает ошибки	В состоянии решать поставленные задачи в соответствии с заданным алгоритмом	В состоянии решать поставленные задачи в соответствии с заданным алгоритмом, понимает основы предложенного алгоритма	Не только владеет алгоритмом и понимает его основы, но и предлагает новые решения в рамках поставленной задачи

### Список рекомендуемой литературы

1. Артющков, А.С. Судовые движители: учебник / А.С. Артющков, А.Ш. Ачкинадзе, А.А. Русецкий. – Ленинград: Судостроение, 1988. – 296 с.
2. Войткунский, Я.И. Сопротивление движению судов: учебник / Я.И. Войткунский. – Ленинград: Судостроение, 1988. – 288 с.
3. Горянский, Г.С. К вопросу о теоретическом определении коэффициента засасывания / Г.С. Горянский // Труды КТИРПиХ, вып. 44: - Калининград, 1972. – С. 28-41.
4. Кацман, Ф.М. Пропульсивные качества морских судов / Ф.М. Кацман, А.Ф. Пустошный, В.М. Штумпф. – Ленинград: Судостроение, 1972. – 510 с.
5. Маков, Ю.Л. Теория и устройство промысловых судов: методические указания с контрольными заданиями для студентов специальности 0525 «Судовые силовые установки». – Калининград: Изд-во КТИРПиХ, 1986.–54с.
6. Проектирование гребных винтов транспортных судов. – Ленинград: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 1983. – 210 с.
7. Русецкий, А.А. Судовые движители: учебник / А.А. Русецкий, М.М. Жученко, О.В. Дубровин. – Ленинград: Судостроение, 1971. – 286 с.
8. Справочник по теории корабля: в 3 т. – Т. 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители / под ред. Я.И. Войткунского. – Ленинград: Судостроение, 1985. – 768 с.
9. Маков, Ю.Л. Теория и устройство промысловых судов: методические указания / Ю.Л. Маков. – Калининград, 1986. – 56 с.

## ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

### *Основные геометрические характеристики гребного винта:*

$D$  – диаметр винта, м;  
 $A_0 = \pi \cdot D^2/4$  – площадь диска винта, м<sup>2</sup>;  
 $P/D$  – шаговое отношение;  
 $A_E/A_0$  – дисковое отношение;  
 $Z$  – число лопастей;  
 $e_0$  – условная толщина лопасти на оси винта;  
 $\bar{e}_0 = e_0/D$  – относительная толщина лопасти на оси винта;  
 $d_H$  – диаметр ступицы, м.

### *Кинематические характеристики комплекса корпус судна - гребной винт:*

$v_s$  – скорость судна, узлы;  
 $v$  – скорость судна, м/с;  
 $W_T$  – коэффициент попутного потока;  
 $v_A$  – поступательная скорость гребного винта, м/с;  
 $n$  – частота вращения винта, об/с;  
 $J = v_A/(n \cdot D)$  – относительная поступь гребного винта;

### *Динамические характеристики комплекса корпус судна - гребной винт:*

$R$  – буксировочное сопротивление. кН;  
 $R_B$  – сопротивление вала, кН;  
 $T_E$  – полезная тяга гребного винта. кН;  
 $P_E = (R + R_B) \cdot v = T_E \cdot v$  – буксировочная мощность, кВт;  
 $T$  – упор гребного винта, кН;  
 $Q$  – крутящий момент гребного винта. кН м;  
 $P_D = 2\pi \cdot n \cdot Q$  – мощность, потребляемая гребным винтом. кВт;  
 $P_S$  – эффективная мощность двигателя. кВт;  
 $\eta_s = P_D/P_S$  – коэффициент механических потерь при передаче мощности на гребной винт;  
 $t = 1 - (T_E/T)$  – коэффициент засасывания;  
 $\rho$  – плотность воды; в расчете может быть принята равной  $\rho = 1.025 \text{ т/м}^3$ ;  
 $K_T = T/(\rho \cdot n^2 \cdot D^4)$  – коэффициент упора;  
 $K_Q = Q/(\rho \cdot n^2 \cdot D^5)$  – коэффициент момента;  
 $C_{TE} = 2T_E/(\rho \cdot v_A^2 \cdot A_0)$  – коэффициент нагрузки гребного винта по полезной тяге;  
 $C_{TA} = 2T/(\rho \cdot v_A^2 \cdot A_0)$  – коэффициент нагрузки гребного винта по упору;  
 $\eta_0 = (T \cdot v_A)/P_D$  – коэффициент полезного действия гребного винта;  
 $\eta_D = P_E/P_D$  – пропульсивный коэффициент.

КАТАЛОГ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1. Высокооборотные двигатели внутреннего сгорания (ДВС)

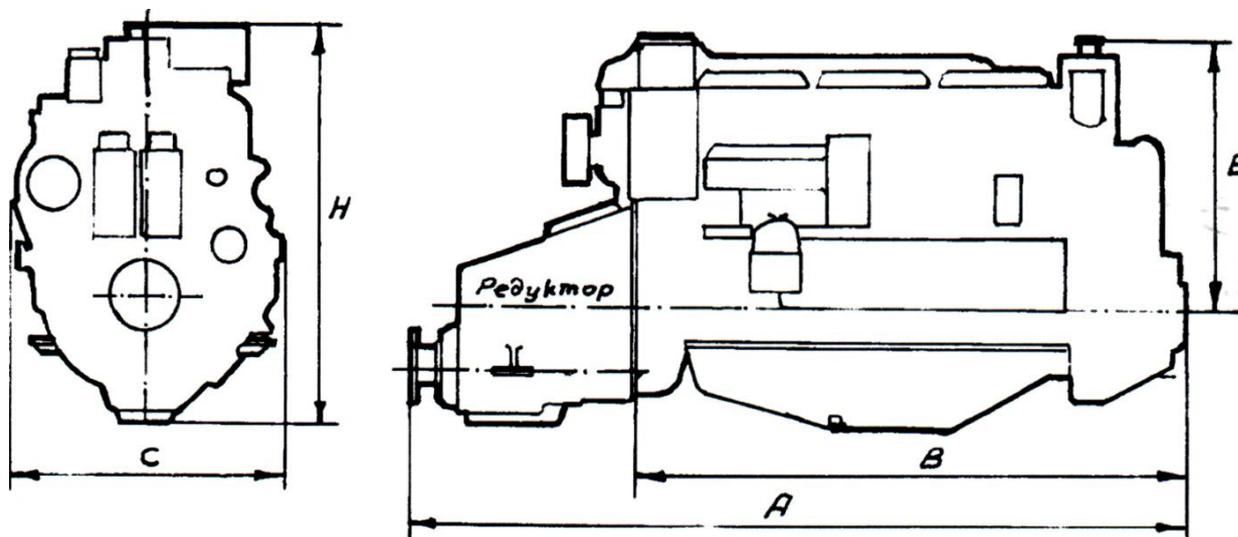


Рис. П.1. Рядные высокооборотные ДВС

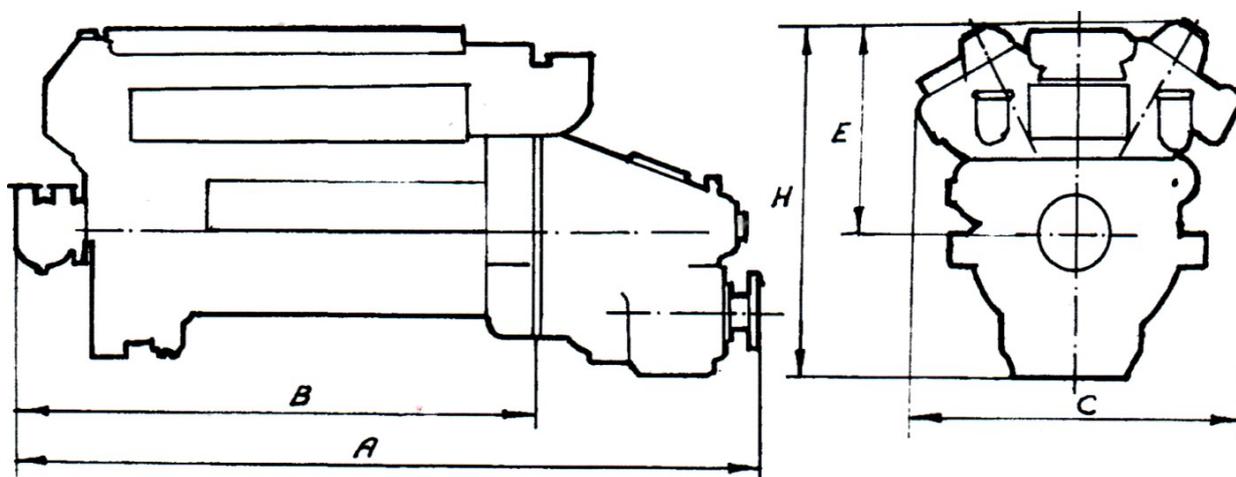
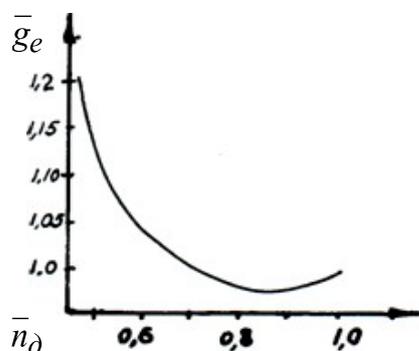


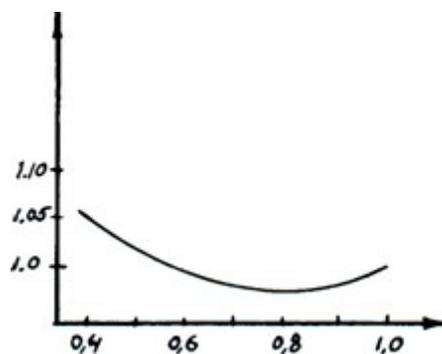
Рисунок П.2. V-образные ДВС

Таблица П.1 – Характеристики высокооборотных ДВС

Марка двигателя	Мощность $P_s$ , кВт	Размеры, мм					Масса $G$ , кг
		А	В	С	Н	Е	
6ЧСП 12/14-I	60	2140	1500	787	1128	757	1340
6ЧСП 12/14-II	67	2140	1500	787	1128	757	1340
$n_H=1500$ об/мин $g_{eH}=280$ г/(кВт·ч)							
6ЧНСП 12/14-I	75	2140	1500	787	1128	757	1380
6ЧНСП 12/14-II	95	2180	1500	803	1128	757	1380
$n_H=1700$ об/мин $g_{eH}=255$ г/(кВт·ч)							
6ЧСП 15/18-I	110	2640	1370	775	1163	680	1550
6ЧСП 15/18-II	125	2640	1370	775	1163	680	1550
6ЧСП 15/18-III	145	2640	1370	775	1163	680	1550
12ЧСП 15/18-I	220	2500	1650	1052	1158	640	1900
12ЧСП 15/18-II	250	2500	1650	1052	1158	640	1900
$n_H=1500$ об/мин $g_{eH}=240$ г/(кВт·ч)							
6ЧСП 14/16	150	2380	1300	720	1100	630	1570
12ЧСП 14/16	300	2410	1670	1010	1030	600	1930
$n_H=1800$ об/мин $g_{eH}=225$ г/(кВт·ч)							
6ЧСПН 14/16	210	2390	1300	720	1150	635	1610
8ЧСПН 14/16	280	2710	1490	720	1150	635	1820
12ЧСПН 14/16	425	2410	1680	1015	1040	610	2230
$n_H=1800$ об/мин $g_{eH}=220$ г/(кВт·ч)							



а) Высокооборотные двигатели с наддувом



б) Высокооборотные двигатели без наддува

Рисунок П.3

## 2. Средне - и высокооборотные ДВС Alpha

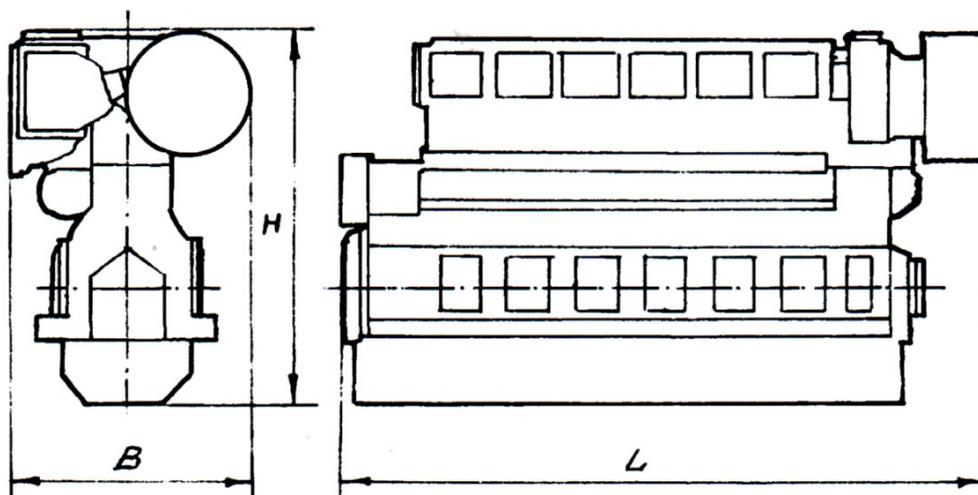


Рисунок П. 4

Таблица П.2 – Основные характеристики ДВС Alpha

Тип ДВС	Расход топлива, г/(кВт·ч), Частота вращения, об/мин	Число цилиндров; мощность, кВт					
		4L	5L	6L	7L	8L	9L
L20/27							
$D_{ц}=200$ мм $S=270$ мм	$n_H=1000$ $g_{eH}=190,0$	368	460	552	664	736	828
Габариты, L		2250	2550	2950	3250	3550	3800
мм B		1300	1300	1300	1300	1300	1300
H		2000	2000	2100	2100	2100	2100
L23, V23		5L	6L	7L	8L		10V
$D_{ц}=225$ мм $S=300$ мм	$n_H=825$ $n_H=750$ $n_H=720$ $g_{eH}=189,5$	570	685	800	910		1140
Габариты, L		3010	3380	3790	4160		3375
мм B		1120	1120	1120	1120		1700
H		2300	2300	2515	2515		2505
L28, V28		5L	6L	7L	8L	10V	12V
$D_{ц}=280$ мм $S=300$ мм	$n_H=775$ $n_H=750$ $n_H=720$ $g_{eH}=189,0$	975	1170	1365	1560	1950	2340
Габариты, L		3980	4460	4940	5420	4205	4715
мм B		1410	1410	1410	1410	1805	1850
H		2645	2645	2815	2815	2835	2840

3. Дизель-редукторные агрегаты на базе среднеоборотных двигателей VASA

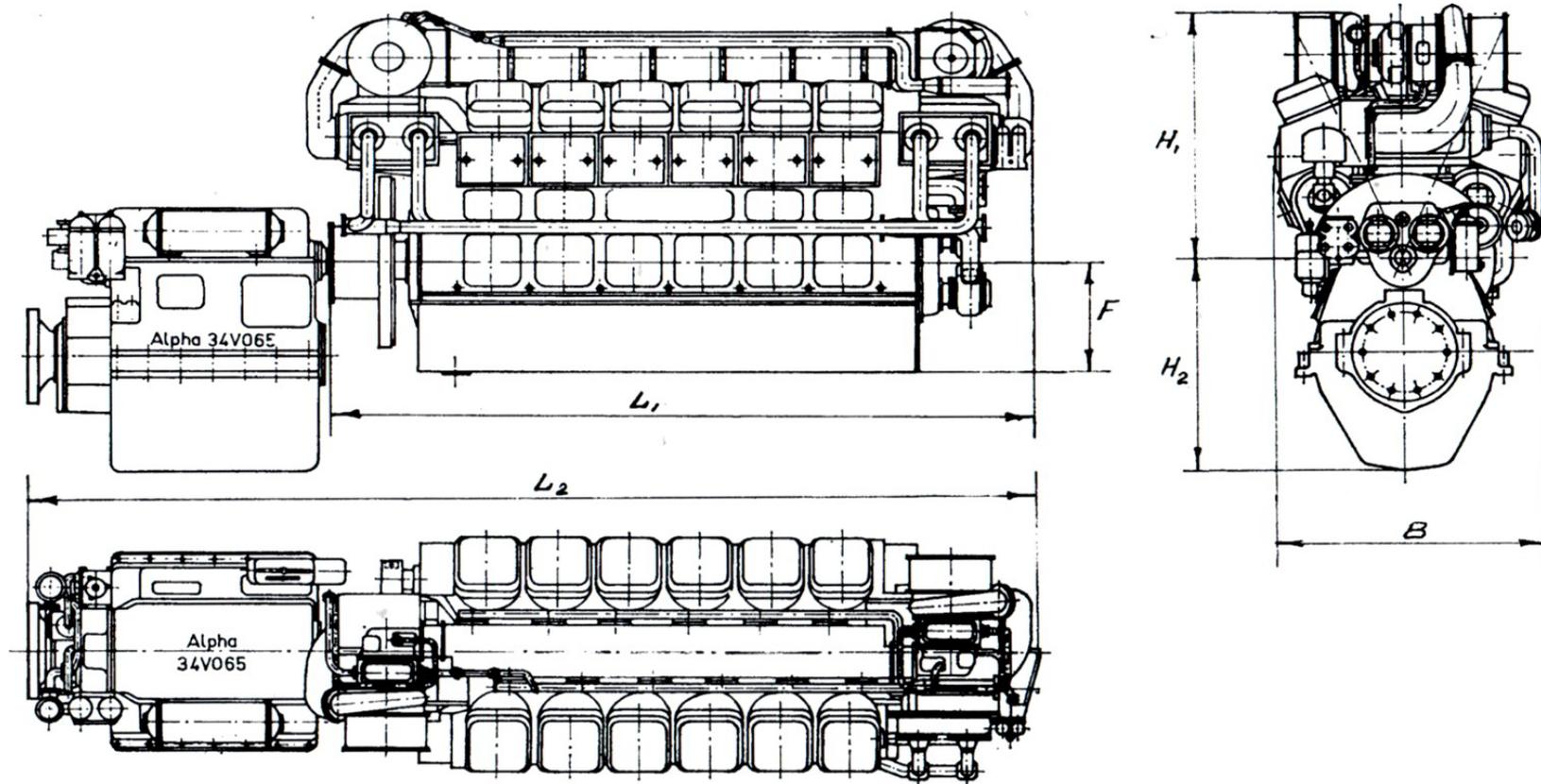


Рисунок П.5

Таблица П.3 – Основные характеристики среднеоборотных двигателей VASA

Тип двигателя	Мощность, кВт	$L_1$	$L * 2$	$B$	$H_1$	$H * 2$	$F$
4R22	650	2840	4100	1520	1690		710
6R22	975	3517	4610	1520	1690		710
8R22	1300	4200	4910	1520	1790		710
8V22	1300	3400	5100	2164	1795		755
12V22	1950	4500	5300	2100	1815		755
16У22	2600	5300	6010	2100	1890		755
$n_H=1000$ об/мин $g_{eH}=193$ г/(кВт·ч)							
4R22/26	710	2940	3500	1520	1690		710
6R22/26	1065	3620	4300	1520	1690		710
8R22/26	1420	4300	4910	1520	1890		710
8V22/26	1420	3420	5100	2160	1780		755
12V22/26	2130	4500	5300	2080	1860		755
16V22/26	2840	5280	6010	2080	1860		755
$n_H=1000$ об/мин $g_{eH}=191$ г/(кВт·ч)							
4R32	1640	3830	4700	1905	2260		1135
6R32	2460	4960	5750	1960	2345		1135
8R32	3280	5990	6900	1945	2713		1135
9R32	3690	6490	7350	2115	2650		1135
12V32	4920	5690	6560	2590	2503		1150
16V32	6560	6880	7700	2410	2770		1150
$n_H=750$ об/мин $g_{eH}=189$ г/(кВт·ч)							
4R46	3620	6380	7150	2990	4020		1460
6R46	5430	8000	9200	2990	4120		1480
8R46	7240	10030	11200	3480	4300		1480
9R46	8150	10850	12010	3480	4300		1480
12V46	10900	10170	11430	3550	4350		1520
$n_H=500$ об/мин $g_{eH}=186$ г/(кВт·ч)							

\* - размер уточняется или определяется по выбранному редуктору

## 4. Малооборотные ДВС

### 4.1 L35MC

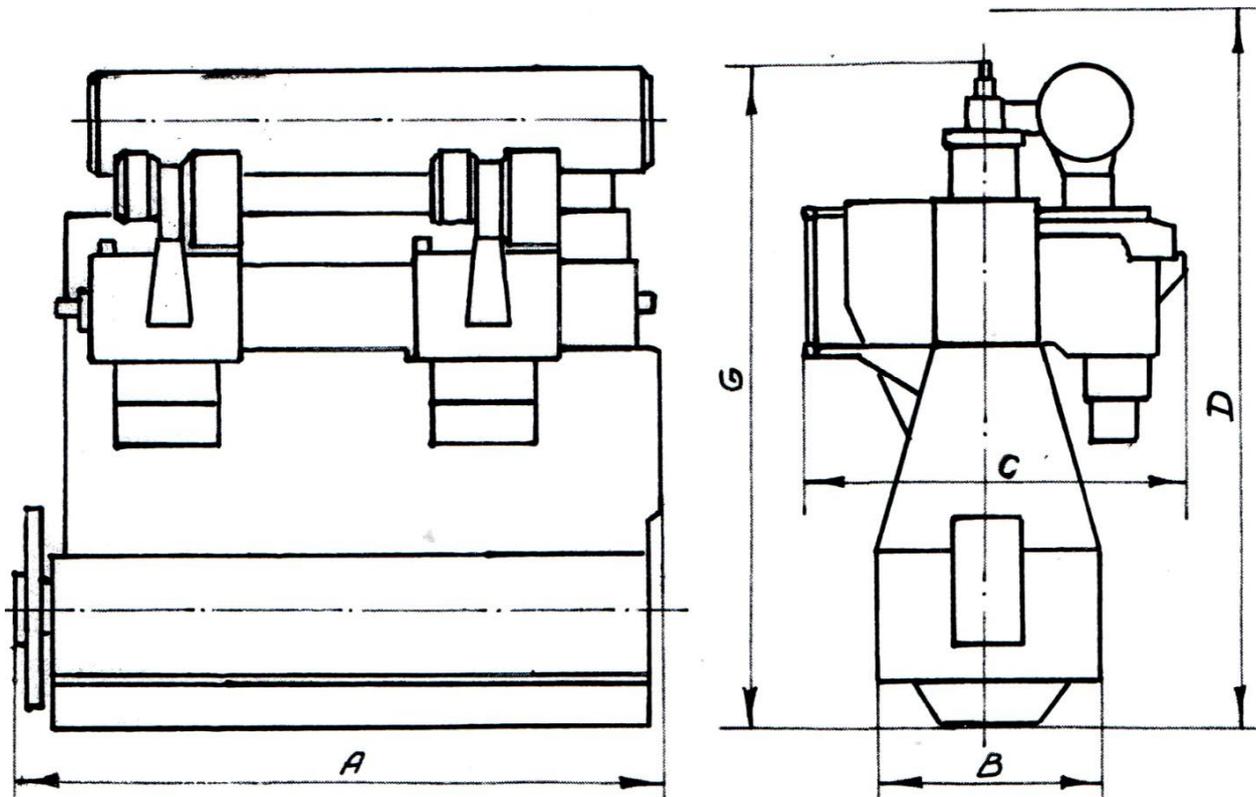


Рисунок П.6

Таблица П.4 – Характеристики ДВС L35MC

Число цилиндров	4	5	6	7	8
$n_H$	210 об/мин				
$P_{SH}$ , кВт	2400	3000	3600	4200	4800
A	4133	4733	5333	5933	6533
B	1980	1980	1980	1980	1980
C	3050	3050	3050	3050	3050
D	5600	5600	5600	5600	5600
G	4900	4900	4900	4900	4900
Масса, т	45	55	65	75	84

$$g_{eH}=177 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$$

4.2 L42MC

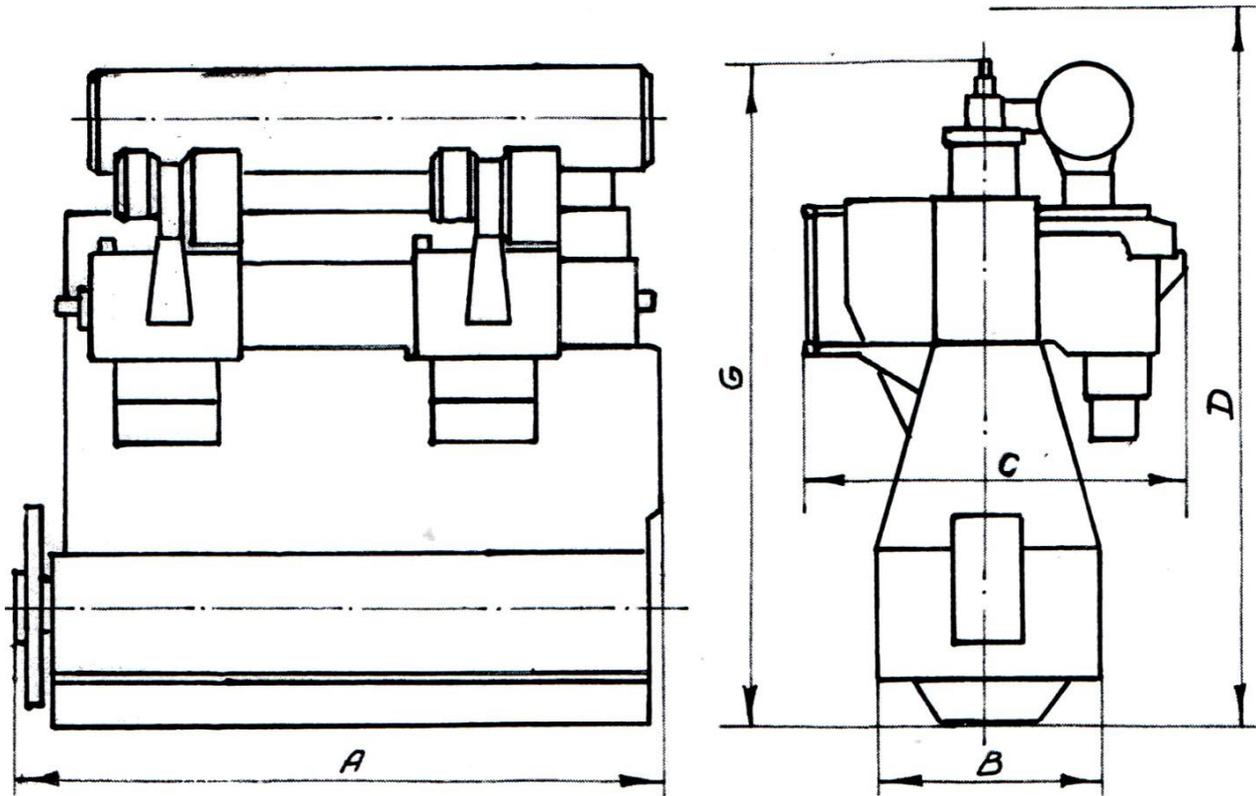


Рисунок П. 7

Таблица П.5 – Характеристики ДВС L42MC

Число цилиндров	4	5	6	7	8
$n_H$	176 об/мин				
$P_{SH}$ , кВт	3760	4700	5640	6580	7520
A	4660	5400	6200	6900	7650
B	2640	2640	2640	2640	2640
C	3500	3500	3500	3500	3500
D	7300	7300	7300	7300	7300
G	6250	6250	6250	6250	6250
Масса, т	96	113	129	144	162

$$g_{eH}=176 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$$

### 4.3 L50MC

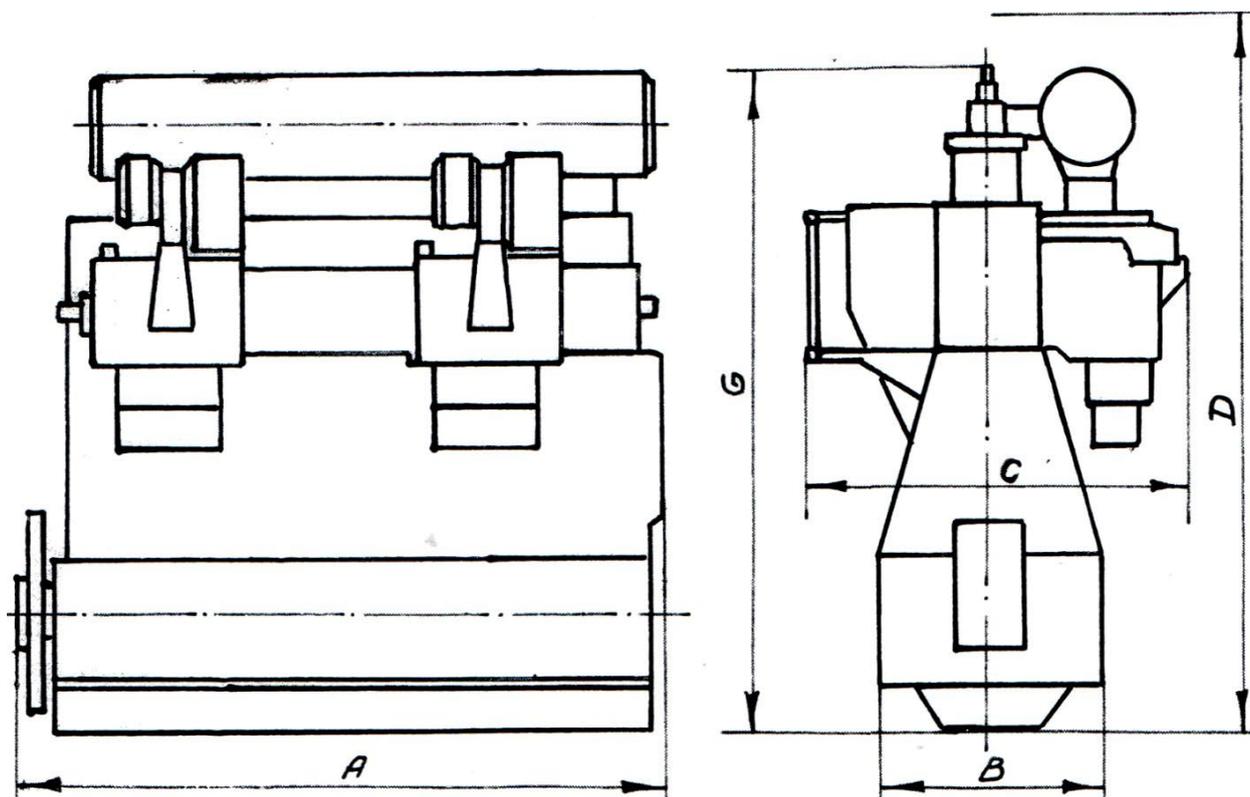


Рисунок П.8

Таблица П.6 – Характеристики ДВС L50MC

Число цилиндров	4	5	6	7	8
$n_H$	148 об/мин				
$P_{SH}$ , кВт	5320	6650	7980	9320	10640
A	5600	6500	7400	8300	9200
B	2710	2710	2710	2710	2710
C	3600	3600	3600	3600	3600
D	8600	8600	8600	8600	8600
G	7490	7490	7490	7490	7490
Масса, т	162	187	216	240	267

$g_{eH}=175$  г/(кВт·ч)

## 5. Ограничительные характеристики судовых дизелей

В курсовом и дипломном проектах для выполнения расчетов ходкости судна потребуются ограничительные характеристики выбранного главного двигателя и сведения о расходах топлива.

Обоснованные ограничительные характеристики могут быть получены только заводом-изготовителем в процессе доводочных работ и сдаточных испытаний.

С достаточной для выполнения перечисленных выше расчетов точностью линия минимальных устойчивых оборотов, регуляторная и нижняя ограничительная характеристики могут быть заменены, соответственно, прямыми:

$$n_{\partial} = 0.3 \cdot n_H; \quad (\text{П.1})$$

$$n_{\partial} = n_H; \quad (\text{П.2})$$

$$P_S = 0, \quad (\text{П.3})$$

где  $n_{\partial}$  – частота вращения двигателя на рассматриваемом режиме его работы;

$n_H$  – номинальная частота вращения двигателя.

Верхние ограничительные характеристики двухтактных и четырехтактных ДВС показаны, соответственно, на рис. П. 9 и П. 10. Там же приведены сведения об удельных расходах топлива  $\bar{g}_{eH}$  (в процентах от номинального удельного эффективного расхода  $g_{eH}$ ).

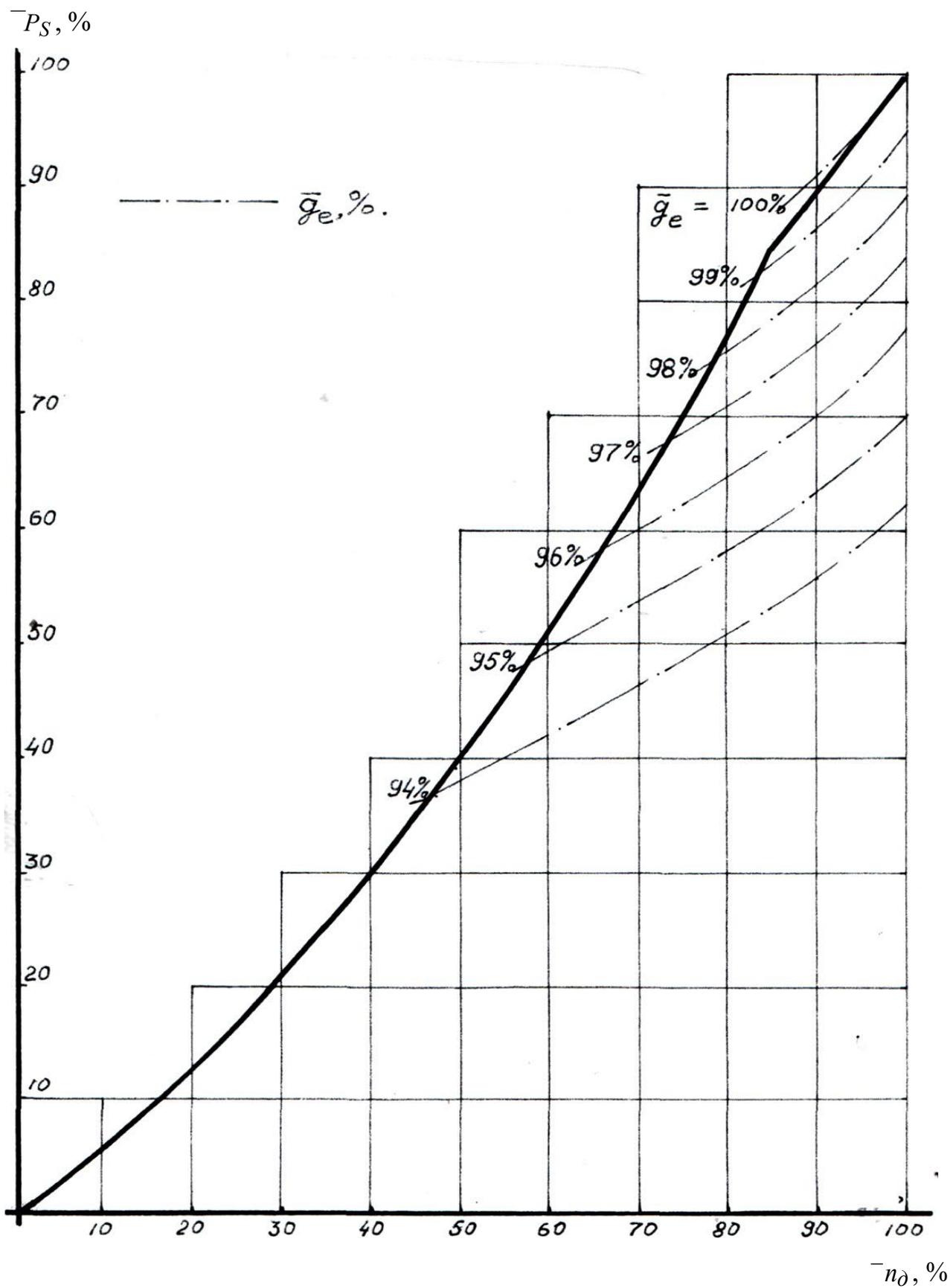


Рисунок П. 9. Обобщенные характеристики двухтактных ДВС с наддувом

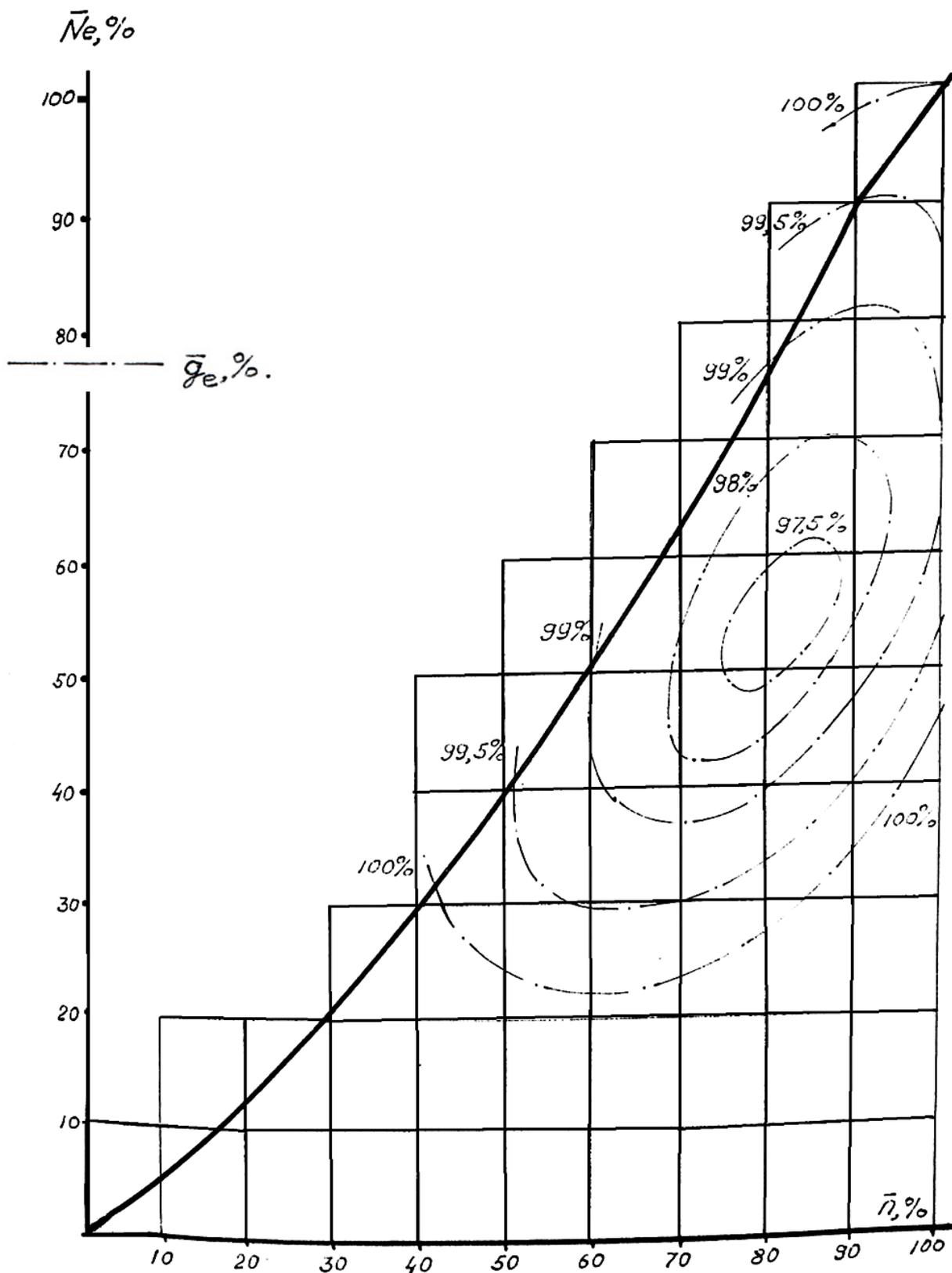


Рисунок П. 10. Обобщенные характеристики четырехтактных ДВС с наддувом

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО ВАРИАНТАМ

Вариант	Тип судна	$L_{пп}$	$B$	$T$	$x_c$	$\delta$	$\beta$	$v_{S3}$	$R_{B3}$
		м	м	м	–	–	–	узлы	кН
01	БАТМ	96.4	16.1	5.1	0.01	0.60	0.98	5.0	220
02	МРТ	49.0	9.4	3.2	-0.005	0.65	0.90	13.0	–
03	РТМС	92.0	15.6	5.2	0	0.60	0.98	5.0	180
04	МРТР	30.0	85	3.2	-0.02	0.50	0.80	4.0	30
05	ПР	93.0	13.7	5.7	-0.01	0.60	0.98	15.0	–
06	РТМА	73.0	13.5	4.2	0.01	0.60	0.96	5.0	150
07	СРТР	40.0	10.0	3.8	-0.01	0.49	0.83	4.0	50
08	ТР	153.0	23.5	7.6	-0.006	0.60	0.98	16.0	–
09	СРТМ	50.4	11.4	4.6	-0.02	0.52	0.88	4.0	80
10	БАТМ	90.0	16.1	5.4	0.01	0.64	0.98	5.5	250
11	БМРТ	71.0	13.7	5.9	-0.01	0.58	0.96	4.5	150
12	МРТР	28.0	9.0	3.2	-0.03	0.52	0.80	3.5	35
13	ТР	140.0	21.5	7.4	-0.005	0.65	0.98	15.0	–
14	ПР	90.0	13.8	6.0	-0.02	0.62	0.98	14.0	–
15	СРТМ	45.0	10.7	3.7	0	0.54	0.88	3.5	70
16	БМРТ	73.0	13.8	5.7	0	0.60	0.98	5.0	120
17	МРТР	29.0	8.3	3.0	-0.04	0.54	0.80	4.0	30
18	ПР	91.5	14.0	6.1	-0.005	0.64	0.98	15.0	–
19	СРТ	44.0	10.2	3.9	-0.01	0.56	0.90	4.0	60
20	Танкер	200.0	29.4	11.8	0.01	0.76	0.98	15.0	–
21	СРТР	39.0	9.5	3.8	-0.03	0.53	0.83	4.0	70
22	ТР	145.0	22.0	7.3	0	0.67	0.98	16.0	–
23	СРТМ	50.0	11.6	4.3	-0.03	0.54	0.86	4.0	80
24	ПБ	155.0	23.8	8.8	0.01	0.72	0.98	14.0	–
25	БАТМ	94.0	15.7	6.3	-0.01	0.68	0.98	4.5	250
26	РТМС	92.0	15.8	5.3	-0.01	0.61	0.98	4.5	150
27	ПР	92.0	13.5	5.4	-0.007	0.66	0.98	16.0	–
28	СТР	46.0	10.4	3.8	-0.01	0.58	0.90	5.5	70
29	РТМА	73.0	13.5	5.0	-0.02	0.64	0.96	4.5	140
30	СРТМ	45.0	11.2	4.5	-0.01	0.58	0.88	3.5	70

**ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«КАЛИНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт морских технологий, энергетики и строительства

Кафедра судостроения, судоремонта и морской техники

Курсовая работа

допущена к защите

«\_\_» \_\_\_\_\_ 202X г.

Руководитель

Горянский Г.С. \_\_\_\_\_

Курсовая работа

защищена с оценкой

Руководитель

Горянский Г.С. \_\_\_\_\_

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

по дисциплине «Теория корабля»

КП.ТК.26.03.02.ХХ

Нормоконтролёр

«\_\_» \_\_\_\_\_ 202X г.

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Курсовую работу

выполнила студентка

гр. ХХ–КС

\_\_\_\_\_ Ф.И.О. студента \_\_\_\_\_

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2022 г.

Калининград,

202X г.

## БЛАНК ЗАДАНИЯ

### 1. Постановка задачи

Целью курсового проекта является выбор оптимального двигательного-двигательного комплекса, обеспечивающего плавание в заданных условиях.

Двигательно-двигательный комплекс представляет собой систему:  
главный двигатель – редуктор – движитель.

### 2. Исходные данные

Необходимые исходные данные представлены в таблице ниже

Тип судна: ПР (производственный рефрижератор)		
Обозначение	Размерность	Значение
Длина между перпендикулярами, $L_{пп}$	м	
Ширина судна, $B$	м	
Осадка судна, $T$	м	
Коэффициента общей полноты судна, $\delta$	–	
Коэффициент продольной полноты судна, $\varphi$	–	
Отстояние центра величины судна от миделя, $\bar{x}_c$	м	
Коэффициент полноты наиболее полного шпангоута, $\beta$	–	
Условия плавания судна:		
Скорость, $v_{сз}$	уз.	
Плотность воды, $\rho$	Т/м <sup>3</sup>	
Кинематическая вязкость воды, $\nu$	м <sup>2</sup> /с	
Ускорение свободного падения, $g$	м/с <sup>2</sup>	
Сопротивление веза, $R_v$	кН	

Расчетный режим – траление.

Задание на курсовой проект выдал  
к.т.н., доцент кафедры «Судостроения,  
судоремонта и морской техники»

Задание на курсовой проект принял(а)  
студент группы XX–КС

XX.XX.202X г. \_\_\_\_\_ Горянский Г.С.

XX.XX.202X г. \_\_\_\_\_ Ф.И.О. студента

Учебное издание

Геннадий Степанович Горянский

## **ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ**

*Редактор И. Голубева*

Подписано в печать 01.12.2022 г. Формат 60x90 1/16. Уч.-изд. л. 3,7.  
Печ. л. 3,2. Тираж 30 экз. Заказ № 86

Издательство федерального государственного бюджетного  
образовательного учреждения высшего образования  
«Калининградский государственный технический университет».  
236022, Калининград, Советский проспект, 1