



Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический университет



СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ СУДОВ И ДВИЖИТЕЛИ

Методические указания к практическим занятиям № 1-8
по дисциплине «Статика и динамика» для студентов
специальности 7.100201- «Корабли и океанотехника»
всех форм обучения

Часть 2

Севастополь
2005



УДК 629.12.03:073

Сопротивление движению судов и движители. Методические указания к практическим занятиям № 1-8 по дисциплине «Статика и динамика» для студентов специальности 7.100201- «Корабли и океанотехника» всех форм обучения. Часть 2 / Сост. В.Г.Зиньковский-Горбатенко.- Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2005.- 56 с.

Целью настоящих методических указаний является оказание помощи студентам всех форм обучения в выполнении практических заданий по дисциплине Статика и динамика (часть 2 " Сопротивление движению судов и движители ").

Методические указания могут быть использованы в курсовом и дипломном проектировании по дисциплинам «Основы проектирования судов», «Проектирование судов различных типов».

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры Океанотехники и кораблестроения 28 января 2005 г., протокол № 10

Допущено учебно-методическим центром и научно-методическим советом СевНТУ в качестве методических указаний.

Рецензент: канд.техн.наук, доцент Новиков А.И.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Смоченная поверхность судна и её вычисление	5
2. Определение сопротивления судна по результатам испытаний его модели (способ Фруда)	8
3. Расчет сопротивления судна по данным серийных испытаний	13
4. Расчет сопротивления судна при ветре и волнении ...	22
5. Расчет гребного комплекса судна на основной расчет- ный режим	31
6. Проверка гребного винта на кавитацию	42
7. Проверка гребного винта на прочность по Правилам Регистра.....	43
8. Кривая предельной тяги. Скорость хода на скоростных испытаниях и в штормовых условиях	45
Библиографический список.....	50
ПРИЛОЖЕНИЕ А - Формулы для приближенного опре- деления смоченной поверхности судов различных типов	51

ВВЕДЕНИЕ

Ходкость является важнейшим мореходным качеством судна как транспортного средства, поскольку позволяет обеспечить доставку грузов в заданные сроки и с минимальными эксплуатационными затратами. Рост грузоподъемности судов, повышение цен на топливо делает задачу обеспечения высоких ходовых качеств судов всё более сложной и ответственной. Студенты –кораблестроители традиционно изучают курс «Сопротивление движению судов и движители» после курса «Статика корабля», при изучении которого они получили знания о том, как обеспечивается способность судна плавать и не опрокидываться.

Одним из основных отличий курса «Сопротивление движению судов и движители» по сравнению со «Статикой корабля» является широкое использование в инженерных расчетах результатов физического моделирования сопротивления судов и гидродинамических характеристик гребных винтов.

Это обстоятельство предопределяет направленность практических занятий – освоение приемов использования результатов испытаний моделей судов и гребных винтов и закрепление с помощью этих работ теоретических знаний.

Дисциплины цикла «Статика и динамика» построены таким образом, что в течение всех лет обучения каждый студент выполняет практические и расчетно-графические работы для одного и того же судна, теоретический чертеж которого он создал по индивидуальному заданию на первом курсе. Поскольку эти задания относятся к судам различных типов, назначения и размеров, обеспечивается знакомство студентов с широким спектром случаев, имеющих место в расчетах различных мореходных качеств, в том числе – ходкости.

Объем работ рассчитан на часы, отведенные Учебным планом.

Настоящие Указания полностью обеспечивают в методическом отношении предусмотренные Учебным планом расчетно-графические работы.

Методические указания могут быть использованы в курсовом и дипломном проектировании по дисциплинам «Основы проектирования судов», «Проектирование судов различных типов».

1. СМОЧЕННАЯ ПОВЕРХНОСТЬ СУДНА

И ЕЁ ВЫЧИСЛЕНИЕ

Цель работы:

1. Ознакомление со способами вычисления смоченной поверхности по теоретическому чертежу и по приближенным формулам
2. Оценка точности известных приближенных формул применительно к конкретному судну
3. Ознакомление со способами численного интегрирования функций по неравноотстоящим ординатам

1.1 Содержание работы

1. Построение кривой смоченных полупериметров шпангоутов
2. Вычисление смоченной поверхности по кривой полупериметров
3. Вычисление смоченной поверхности по приближенным формулам, относящимся к судам рассматриваемого типа

1.2. Теоретический раздел

Под смоченной поверхностью судна понимается величина Ω , определяемая как [1]

$$\Omega = 2 \int_L l(x) dx,$$

где $l(x)$ - смоченный полупериметр шпангоута с абсциссой x .

Порядок выполнения расчетов

Интеграл берется по всей смоченной длине судна. Значения $l(x)$ определяются по теоретическому чертежу с помощью курвиметра либо путем "обкатки" контура шпангоута полосой ватмана. Измеряется смоченный полупериметр – т.е. длина контура шпангоута от точки, принадлежащей диаметральной, и до расчетной ватерлинии.

График $l(x)$ - кривая смоченных полупериметров, - строится на рисунке под номером 1.1 и представляется в отчете.

Кривая смоченных полупериметров для реальных судов является, как правило, разрывной в некоторых точках (возможно, с разрывной первой производной $l(x)$ по x), поэтому необходимой частью процедуры подготовки расчета Ω является установление точек разрыва $l(x)$ и разрыва $\frac{dl}{dx}$, и введение в соответствующих точках дополнительных (к имеющимся

на теоретическом чертеже) шпангоутов. В точках разрыва $\frac{dl}{dx}$ вводится один дополнительный шпангоут, а в точках разрыва самой функции $l(x)$ -

два (с одинаковыми абсциссами).

На рисунке 1.1 все шпангоуты, вместе с дополнительными, нумеруются сквозной нумерацией (от кормы к носу).

Теперь интеграл для определения Ω можно вычислить по правилу трапеций с неравноотстоящими ординатами:

$$\Omega = 2 \int_L l(x) dx \approx 2 \sum_{i=0}^n l_i p_i$$

где p_i - весовые множители, определяемые как

$$p_i = \frac{x_{i+1} - x_{i-1}}{2}, \quad p_0 = \frac{x_1 - x_0}{2}, \quad p_n = \frac{x_n - x_{n-1}}{2}.$$

Учитывая, что основные шпангоуты расположены на одинаковом расстоянии друг от друга - через шпацию δL , можно значительно упростить вычисления, положив

$$x_i = m_i \delta L,$$

так что

$$m_i = \frac{x_i}{\delta L}.$$

Тогда будем иметь

$$p_i = k_i \delta L,$$

где $k_i = \frac{m_{i+1} - m_{i-1}}{2}, \quad k_0 = \frac{m_1 - m_0}{2}, \quad k_n = \frac{m_n - m_{n-1}}{2},$

$$\text{Теперь} \quad \Omega = 2 \int_L l(x) dx \approx 2 \delta L \sum_{i=0}^n l_i k_i,$$

где для большинства шпангоутов будет $k_i = 1$.

Расчет сводится в таблицу 1.1

Полученное значение Ω считается в теории корабля точным.

Поскольку во многих задачах проектирования судов необходимо знать смоченную поверхность еще до того, как будет создан теоретический чертеж судна, представляет интерес выбор приближенных формул, которые позволили бы с достаточной на начальных этапах проектирования точностью определять смоченную поверхность судов конкретного типа.

С этой целью следует выбрать из числа приведенных в Приложении А несколько формул и оценить их сравнительную точность, вычислив относительную погрешность каждой по отношению к значению, полученному, как указано выше, по теоретическому чертежу, и рассматриваемому как «точное».

По результатам сравнения следует вынести Заключение об их сравнительной точности.

где $L_p = L/1.017$, $C_{BP} = C_B 1.017$

$$\Omega = \left(3.223 + 0.5402 \frac{L_P + L}{2\nabla^{1/3}} \right) \nabla^{2/3}$$

5. Карпов А.Б. (речные суда без туннелей)

$$\Omega = \left(5.1 + 0.074 \frac{L}{d} - 0.4 C_B \right) \nabla^{2/3}$$

$\text{№} \begin{matrix} \text{№} \\ \text{ОСНОВ-} \\ \text{НЫХ} \\ \text{ШП.} \end{matrix}$	i	$x_i,$ М	$m_i = \frac{x_i}{\delta L}$	k_i	$l_i,$ М	$k_i l_i,$ М
	0					
	N					
$\sum k_i l_i, \text{ М}$						
$\Omega = 2 \delta L \int_L l_i k_i, \text{ М}^2$						

1.3. Содержание отчета

Краткое описание цели и процедуры расчета смоченной поверхности. Схематический вид диаметрали с указанием дополнительных шпангоутов. Ксерокопия корпуса теоретического чертежа с указанием масштаба. План обкатки всех шпангоутов с отметками полупериметров. Таблица 1.1 (заполненная). Обоснование выбора приближенных формул (2-3) для оценки их сравнительной точности применительно к рассматриваемому судну. Расчет смоченной поверхности по приближенным формулам и оценка их точности. Вывод о точности выбранных формул.

Контрольные вопросы

1. Можно ли величину смоченной поверхности, определенную как площадь под кривой смоченных полупериметров, рассматривать как истинную величину смоченной поверхности судна, и почему?
2. Какому условию должны удовлетворять приближенные формулы для корректной оценки площади под кривой полупериметров?
3. Какие приближенные формулы следует применять для оценки смоченной поверхности судна рассматриваемого типа?

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ СУДНА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ ЕГО МОДЕЛИ (СПОСОБ ФРУДА)

Цель работы:

Практическое ознакомление со способом пересчета сопротивления движению модели на натурное судно по "Схеме 1" (Способ Фруда);

2.1. Содержание работы:

Ознакомление с устройством и оборудованием малого опытового бассейна

Оценка коэффициентов кинематической вязкости воды в бассейне и в натуральных условиях [1, с. 9 - 10];

Испытание модели судна в опытовом бассейне;

Оценка корреляционной поправки [1, с. 325; 2];

Оценка надбавки на выступающие части [3];

Пересчет результатов испытаний модели на натурное судно (согласно индивидуальному заданию).

Построение графиков буксировочного сопротивления и буксировочной мощности судна.

Оценка качества судна по сопротивлению.

$$16. \text{Тейлор, Ловетт} \quad \Omega = 3.44 L d \left(\frac{C_M^2 d}{B} \right)^{1/4} \sqrt{\frac{BC_B}{d}}$$

17. Зиньковский-Горбатенко В.Г. (Серия 1 ЦНИИ им.акад. А.Н.Крылова)

для V образного носа

$$\Omega = L d \left[1.75 + 0.8 \frac{BC_B}{d} + 0.0974 \left(\frac{BC_B}{d} \right)^2 \right]$$

для бульбообразного носа

$$\Omega = L d \left[2.42 + 0.33 \frac{BC_B}{d} + 0.18 \left(\frac{BC_B}{d} \right)^2 \right]$$

18. Зиньковский-Горбатенко В.Г. (Серия BSRA)

$$\Omega = L d \left[1.58 + 1.04 \frac{BC_B}{d} \right]$$

19. Первов И.А. (Серия 3 ЦНИИ им.акад. А.Н.Крылова)

$$\Omega = k_1 k_2 L d \left(0.99 \frac{BC_B}{d} + 1.73 \right)$$

где $k_1 = 1.00$ для U-образных носовых обводов и
 $k_1 = 0.98$ для V-образных носовых обводов;
 $k_2 = 0.99$ для V-образных кормовых обводов

$$20. \text{Дюпре} \quad \Omega = 2 L B \sqrt{\frac{C_M d}{B}}$$

$$21. \text{Дюдебу} \quad \Omega = 2.42 L B^4 \sqrt{\left(\frac{d}{B} \right)^2 C_B C_M}$$

$$22. \text{Денни} \quad \Omega = L (C_P B + 1.7 d)$$

Формулы структурно некорректные

$$1. \text{Фруд} \quad \Omega = \left(3.4 + 0.5 \frac{L}{\nabla^{1/3}} \right) \nabla^{2/3}$$

2. Сабит (Серия "60" DTMB)

$$\Omega = L(B + 2d)(0.654C_B + 0.338)$$

Более точно:

для буксиров

$$\Omega = cL(B + 2d)(0.5C_M + 0.272),$$

где $c = 0.92$ - для судов со срезанным форштевнем,
 $c = 1.00$ - для судов с обычным форштевнем.

для рыболовных с $0.3 < C_B < 0.51$

$$\Omega = L(B + 2d)(0.7C_B + 0.33),$$

для мотоботов с $0.29 < C_B < 0.55$

$$\Omega = L(B + 2d)(0.76C_B + 0.28).$$

5. Норман

$$\Omega = L[B(0.09 + C_B) + 1.5d]$$

6. Геберс, Бурже

$$\Omega = 0.6L(B + 2d)$$

7. Мумфорд

$$\Omega = L(C_B B + 1.7d)$$

8. Мурагин С.П.

$$\Omega = L(1.13C_B B + 1.36d)$$

9. Риен (речные суда)

$$\Omega = 0.9L(C_W B + 2d)$$

10. Ольсен (буксиры, траулеры)

$$\Omega = L(0.46B + 1.22d)(C_B + 0.765)$$

11. Семека В.А. (транспорты полных обводов)

$$\Omega = L(1.97d + 1.37(C_B + 0.274)B)$$

12. Брукгоф

$$\Omega = \frac{L(0.5B + 2d)}{(1.625 - C_B)}$$

13. Ерошин В.А. (промысловые)

$$\Omega = L(0.5B + d)(1.52C_{Bp} + 0.55)$$

14. Афонасьев

$$\Omega = 1.02L(B + 2d)(0.8C_B + 0.2)$$

15. Бенге

$$\Omega = L(B + 2d)(0.76C_B + 0.28)$$

Техническое обеспечение:

Малый опытовый бассейн с буксировочным устройством и системой измерения скорости движения модели.

Модели судов

Компьютерный зал

Программное обеспечение: MATHCAD

2.2. Теоретический раздел

Сопротивление судна в условиях скоростных испытаний на мерной линии при использовании "схемы 1", т.е., по способу Фруда, определяется как

$$R = R_{F0} + R_R + R_A + R_{AP}, \quad (2.1)$$

где R_{F0} - сопротивление трения эквивалентной гладкой пластины, кН;

R_R - остаточное сопротивление, кН;

R_A - корреляционная поправка, кН;

R_{AP} - сопротивление выступающих частей, кН.

Сопротивление обычно представляется в виде

$$R = (C_{F0} + C_R + C_A + C_{AP})\rho\Omega v^2 / 2, \quad (2.2)$$

где C_{F0} - коэффициент сопротивления трения эквивалентной гладкой пластины ("экстраполятор трения"); обычно принимается по формуле Прандтля-Шлихтинга [1]

$$C_{F0} = 0.455(\lg Re)^{-2.58}, \quad (2.3)$$

где $Re = \frac{vL}{\nu}$ - число Рейнольдса.

C_R - коэффициент остаточного сопротивления, определяемый по результатам испытаний в опытовом бассейне модели пректируемого судна. Для геометрически подобных модели и судна C_R зависит только от числа Фруда

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}.$$

C_A - корреляционная поправка (известная также как "надбавка на шероховатость"); учитывает масштабный эффект вязкости, влияние немоделируемых факторов (в том числе, шероховатости обшивки), а также сопротивление воздуха, волнения на море и рыскания судна во время проведения скоростных испытаний. Определяется из сравнения сопротивления судов данного типа при натурных испытаниях и сопротивления тех же судов, полученного пересчетом ре-

зультатов испытаний их моделей по способу Фруда.
Согласно [1]

$$C_A = f(L).$$

C_{AP} - коэффициент сопротивления выступающих частей;

определяется по результатам экстраполяции на большие числа Re коэффициента сопротивления модели судна, снабженной выступающими частями и той же модели без выступающих частей ("голого корпуса"); для малых моделей испытания с выступающими частями не делаются. В этом случае оценка C_{AP} принимается по рекомендациям, в зависимости от числа винтов, рулей и полноты обводов. Согласно [3] для $Z_p = 1$ $C_{AP} = f(L)$, а для $Z_p = 2$

$$C_{AP} = f(C_B, Z_R);$$

Ω - смоченная поверхность голого корпуса судна, m^2 , определяется по теоретическому чертежу судна интегрированием "кривой смоченных полупериметров" шпангоутов $l = f(x)$ по x как

$$\Omega = 2 \int_L l(x) dx.$$

Сопротивление судна, должно представляться как

$$R = C_T(Re, Fr) \rho \Omega v^2 / 2,$$

где коэффициент полного сопротивления судна $C_T(Re, Fr)$ зависит как от числа Фруда, так и от числа Рейнольдса, и не может быть разделен на слагаемые, зависящие либо только от числа Фруда, либо только от числа Рейнольдса. Поэтому способ Фруда принципиально является приближенным.

Пересчет сопротивления модели на натурное судно является приближенным также потому, что только часть сопротивления модели (т.н. остаточное сопротивление) определяется из эксперимента с моделью данного судна; остальные слагаемые определяются заведомо неточно.

Непосредственные результаты испытаний модели опытовыми бассейнами представляются в виде графика в координатах "скорость - сопротивление".

При этом указываются:

- краткое описание бассейна (размеры, особенности конструкции, устройств и средств измерения, место точки приложения буксирующего усилия, средства удержания на курсе);
- материал и отделка поверхности модели;
- допущенные погрешности в форме и размерах модели;
- длина модели;
- наличие (или отсутствие) на модели выступающих частей;
- принятые в эксперименте меры искусственной турбулизации пограничного слоя;

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ФОРМУЛЫ ДЛЯ ПРИБЛИЖЕННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ СМОЧЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ СУДОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Приведенные далее формулы взяты из разных источников и отражают как особенности судов различных типов, в их историческом развитии, так и индивидуальные пристрастия авторов.

Выделены формулы, структурно не корректные, т.е. такие, которые не могут быть представлены как

$$\Omega = 2L \int l\left(\frac{x}{L}\right) d\left(\frac{x}{L}\right),$$

где l - смоченный полупериметр шпангоута с абсциссой x .

Сравнение результатов расчетов по подходящим формулам с результатами точных расчетов по теоретическому чертежу позволит вывести суждение об их сравнительной точности и применимости к судам современных форм.

1. Холторп Дж.

$$\Omega = Ld \left(2 + \frac{B}{d} \right) \sqrt{C_M} \left(0.453 + 0.4425C_B - 0.286C_M - 0.00347 \frac{B}{d} + 0.369C_W \right) + 2.38 \frac{A_B}{LdC_B},$$

где A_B - площадь поперечного сечения бульба.

2. Чудинов С.Д. $\Omega = 1.01aL(C_W B + 2C_{CL}d)$,

где

$$a = 1 - \left(1 - \frac{\sqrt{1+b^2}}{1+b} \right) \sqrt{2 \left[1 - \frac{C_B(1-C_W C_{CL})}{C_W C_{CL}(2-C_W-C_{CL})} \right]},$$

$$b = \frac{C_W B}{2C_{CL}d},$$

3. Зиньковский-Горбатенко В.Г. (для судов полных обводов)

$$\Omega = 1.03L(C_W B + 2C_B d)$$

4. Браун, Мессершмидт (мотоботы, траулеры, буксиры)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Справочник по теории корабля. /Под ред. Я. И. Войткунского. В 3-х т. Т.1.-Л.:Судостроение, 1985.-768 с.
- 2 РД 5.76.026-83.
3. РД 5.0181-75.
- 4 Вдовиков Г. В. Справочник по приемо-сдаточным испытаниям судов/Г.В.Вдовиков, В.А.Губанов, И.Е.Лучко.-Л. Судостроение, 1983.-208 с.
- 5 Артюшков Л. С. Судовые двигатели / Л. С. Артюшков, А. Ш. Ачкаинадзе, А. А. Русецкий.-Л.:Судостроение,1988.-296 с.
- 6 Российский Морской Регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Т.1/СПб, 2003.-494 с.
- 7 Российский Морской Регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Т.2/ СПб, 2003.- 620 с.
- 8 Кацман Ф. М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна/ Ф. М. Кацман.-М.:Транспорт, 1987.-223 с.
- 9 Овсянников М.К. Дизели в пропульсивном комплексе морских судов. Справочник / М.К. Овсянников, В.А.Петухов.-Л.:Судостроение,1987.-256 с.

- температура и плотность воды в бассейне
- посадка модели.

Таблица 2.1 - Сопротивление судна по результатам испытаний его модели

$$M = \text{_____}; \quad L_M = \text{_____} \text{ м}; \quad \Omega_M = \text{_____} \text{ м}^2; \quad \rho_M = \text{_____} \text{ т}\cdot\text{м}^{-3};$$

$$v_M = \text{_____} \text{ м}^2\cdot\text{с}^{-1};$$

$$L = \text{_____} \text{ м}; \quad \Omega = \text{_____} \text{ м}^2; \quad \rho = \text{_____} \text{ т}\cdot\text{м}^{-3};$$

$$v = \text{_____} \text{ м}^2\cdot\text{с}^{-1};$$

Элементы расчета	v м./с (по данным испытаний)						
1 $R_M(v_M)$, кН							
2 $Re_M = \frac{v_M L_M}{\nu_M}$							
3 $Fr = \frac{v_M}{\sqrt{g_M L_M}}$							
4 $C_M = \frac{R_M}{\left(\frac{\rho_M}{2} \Omega_M v_M^2\right)}$							
5 $C_{F_0M} = 0,455(\lg Re_M)^{-2,58}$							
6 $C_R = C_M - C_{F_0M}$							
7 $Re = Fr \sqrt{gL^3} / \nu$							
8 $C_{F_0} = 0,455(\lg Re)^{-2,58}$							
9 $C_A + C_{AP}$							
10 $C_T = C_R + C_{F_0} + C_A + C_{AP}$							
11 $v = Fr \sqrt{gL}$, м·с ⁻¹							
12 $R_T = C_T \frac{\rho}{2} \Omega v^2$, кН							
13 $P_E = R_T v$, кВт							

Продолжение таблицы 2.1

$$M = \text{_____}; \quad L_M = \text{_____} \text{ м}; \quad \Omega_M = \text{_____} \text{ м}^2; \quad \rho_M = \text{_____} \text{ т} \cdot \text{м}^{-3};$$

$$v_M = \text{_____} \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-1};$$

$$L = \text{_____} \text{ м}; \quad \Omega = \text{_____} \text{ м}^2; \quad \rho = \text{_____} \text{ т} \cdot \text{м}^{-3};$$

$$v = \text{_____} \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-1};$$

Элементы расчета	v м./с (по данным испытаний)						
1 $R_M(v_M)$, кН							
2 $Re_M = \frac{v_M L_M}{\nu_M}$							
3 $Fr = \frac{v_M}{\sqrt{g_M L_M}}$							
4 $C_M = \frac{R_M}{\left(\frac{\rho_M}{2} \Omega_M v_M^2\right)}$							
5 $C_{F_0 M} = 0,455(\lg Re_M)^{-2,58}$							
6 $C_R = C_M - C_{F_0 M}$							
7 $Re = Fr \sqrt{gL^3} / \nu$							
8 $C_{F_0} = 0,455(\lg Re)^{-2,58}$							
9 $C_A + C_{AP}$							
10 $C_T = C_R + C_{F_0} + C_A + C_{AP}$							
11 $v = Fr \sqrt{gL}$, м·с ⁻¹							
12 $R_T = C_T \frac{\rho}{2} \Omega v^2$, кН							
13 $P_E = R_T v$, кВт							

При пересчете на натуру указываются:

- использованный экстраполятор трения;
- смоченная поверхность модели;
- масштаб модели;
- принятые плотность и коэффициент кинематической вязкости воды для натуре;
- принятые при пересчете надбавки.

Контрольные вопросы к работам 5-8

1. Перечислите основные геометрические характеристики гребных винтов и опишите кратко их влияние на пропульсивные качества, кавитационные свойства прочность гребного винта.
2. Какие специальные характеристики гребного винта используются для упрощения процедуры оптимизации гребного винта при расчете винта по диаграммам в форме Папмеля ?
3. Какие стадии кавитации гребных винтов Вы знаете ? Как они влияют на гидродинамические характеристики гребного винта ?
4. Какие геометрические характеристики гребного винта должны быть известны для выполнения расчет его прочности в соответствии с Правилами Регистра ?
5. Какие эксплуатационные задачи можно решать с использованием кривой предельной тяги ?

Таблица 8.2 - Кривая предельной тяги гребного комплекса

$$2\pi \cdot \rho \cdot D^5 \cdot i_Q = \text{_____} \text{ кН} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^2, \quad \rho \cdot D^4 = \text{_____} \text{ кН} \cdot \text{с}^2.$$

Элементы Расчета	Ограничительные характеристики						
	верхняя загра- дательная			Ном.	Регуляторная		
$n, \text{ с}^{-1}$	n_1						
$P_D = f(n), \text{ кВт}$							
$10K_Q = \frac{10P_D}{2\pi \cdot \rho \cdot D^5 \cdot i_Q \cdot n^3}$							
$J = f(K_Q, P/D)$							
$K_T = f(J, P/D)$							
$v_A = JnD, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$							
$T = K_T \rho \cdot n^2 D^4, \text{ кН}$							
$K_{DT} = \frac{J}{\sqrt{K_T}}$							
$W_T = f(K_{DT})$							
$1 - W_T$							
$t = f(K_{DT})$							
$1 - t$							
$v = \frac{v_A}{1 - W_T}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$							
$T_E = T \cdot (1 - t), \text{ кН}$							

Кривая предельной тяги представляется графически на рисунке под номером 8.2. Там же наносятся кривые сопротивления судна в режиме скоростных испытаний и в штормовую погоду.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты анализа полученных данных оформляются в виде Заключения, в котором описываются полученные результаты и даются рекомендации, при необходимости, об улучшении характеристик гребного комплекса

Контрольные вопросы

1. Какие экстраполяторы трения используются в практических расчетах сопротивления судов?
2. Масштаб модели задан (например, 1/20). Во сколько раз смоченная поверхность натурного судна будет больше смоченной поверхности его модели?
3. Опишите кратко процедуру пересчета сопротивления модели на натурное судно по способу Фруда (Схема 1).
4. Чем, в принципе, отличается пересчет сопротивления по схеме ИТТС-78 от пересчета по схеме Фруда?

3. РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ СУДНА ПО ДАННЫМ

СЕРИЙНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Цель работы

Освоение способов приближенного расчета сопротивления судов по результатам серийных испытаний.

Содержание работы

Рассчитать сопротивление движению судна согласно индивидуальному заданию в полном грузу в условиях скоростных испытаний на мерной линии.

Построить графики сопротивления и буксировочной мощности.

3.1. Исходные данные

Тип и назначение судна _____
 Категория ледовых усилений по Правилам Регистра ЛУ
 Водоизмещение $\Delta = \text{_____}$ т;
 Скорость хода $V = \text{_____}$ уз;
 Плотность забортной воды $\rho = \text{_____}$ т·м⁻³;
 Водоизмещение объемное $\nabla = \text{_____}$ м³;
 Длина между перпендикулярами $L_p = \text{_____}$ м;
 Длина по ватерлинии $L = \text{_____}$ м;
 Ширина по ватерлинии $B = \text{_____}$ м;
 Осадка $d = \text{_____}$ м;



Коэффициенты теоретического чертежа

общей полноты	$C_B =$	_____
полноты ватерлинии	$C_W =$	_____
полноты мидельшпангоута	$C_M =$	_____
абсцисса центра величины	$x_{CP} =$	_____ м
Полуугол входа ватерлинии	$i_E =$	_____
Число гребных валов	$Z_P =$	_____
Число рулей	$Z_R =$	_____
Выступающие части		_____

3.2. Расчетные условия

3.2.1. Режим расчетный:

Скоростные испытания на мерной линии - расчетная скорость хода

$$V = \text{_____ узл} = v = \text{_____ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

3.2.2. Внешние условия на скоростных испытаниях

- соответствующие требованиям отраслевого стандарта [4], в том числе:

$$\text{глубина моря } H \geq \frac{4\sqrt{Bd}}{1,32v^2} = \text{_____ м};$$

сила ветра - не более _____ баллов;

сила волнения - не более _____ баллов.

3.3. Теоретический раздел

3.3.1. Сопротивление на скоростных испытаниях

Расчет сопротивления в условиях скоростных испытаний на мерной линии при использовании "схемы 1", т.е., по способу Фруда, выполняется по формуле:

$$R = R_{F0} + R_R + R_A + R_{AP}, \quad (3.1)$$

где R_{F0} - сопротивление трения эквивалентной гладкой пластины, кН;

R_R - остаточное сопротивление, кН;

R_A - корреляционная поправка, кН;

R_{AP} - сопротивление выступающих частей, кН.

Сопротивление R обычно представляется в виде

$$R = (C_{F0} + C_R + C_A + C_{AP}) \rho \Omega v^2 / 2, \quad (3.2)$$

где C_{F0} - коэффициент сопротивления трения эквивалентной

$$K_{DT} = K_{DE} (1 - W_T) \sqrt{1 - t}.$$

Расчет коэффициента засасывания в зависимости от K_{DT} сводится в таблицу 8.1.

Таблица 8.1 - Коэффициент засасывания

Элементы Расчета	K_{DE}						
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	
T							
$1-t$							
K_{DT}							

Результаты расчета представляются графически на рисунке под номером 8.1.

Расчет кривой предельной тяги выполняется в таблице 8.2.

Предварительно необходимо оценить частоту вращения вала на швартовах при выходе двигателя на работу по верхней заградительной характеристике, - частоту n_1 , соответствующую наибольшей частоте вращения винта (и тяге гребного комплекса) на швартовах

$$n_1 = \sqrt{\left(\frac{P_{DH}}{n_H}\right) \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K_{Q0} \cdot \rho \cdot D^5 \cdot i_Q}}$$

В номинальном режиме

$$P_{DH} = \frac{P_{SH} \cdot \eta_S}{i_Q};$$

(где в первом приближении можно принять $i_Q = 1$),

Номинальная частота вращения гребного вала n_H известна.

Коэффициент момента на швартовах K_{Q0} также известен. Следовательно, определяется n_1 . Дальнейший расчет сведен в таблицу 8.2.

Применительно к дизелю, работающему в качестве главного двигателя, в качестве предельных характеристик принимаются:

I - верхняя ограничительная,

II - регуляторная.

Верхняя ограничительная характеристика задается фирмой - изготовителем дизеля. Регуляторная характеристика соответствует работе двигателя на предельно допустимой частоте вращения вала.

В приближенных расчетах ограничительные характеристики обычно задаются в виде

$$P_S = \left(\frac{P_{SH}}{n_H} \right) \cdot n, \\ n = n_H \quad \text{при} \quad P_S \leq P_{SH}$$

Используемая далее схема расчета кривой предельной тяги основана на процедуре последовательных приближений по i_Q . В расчете используются предварительно вычисленные зависимости

$$\left. \begin{matrix} W_T \\ t \end{matrix} \right\} = f(K_{DT}).$$

Так как обычно опытными бассейнами W_T, t представляются в функции от K_{DE} , а не от K_{DT} , то необходимо предварительно произвести замену аргумента по формуле

$$K_{DT} = K_{DE} \cdot (1 - W_T) \sqrt{1 - t}.$$

При использовании приближенных формул для оценки W_T, t следует иметь в виду, что эти формулы обычно относятся к ходовым режимам, и не могут непосредственно использоваться для оценки коэффициентов взаимодействия во всем диапазоне изменения K_{DE} от нуля (швартовый режим) до значения, соответствующего свободному ходу.

При отсутствии данных испытаний рекомендуется, в первом приближении, считать, что

$$W_T \approx \text{const} \neq f(K_{DE}), \\ t \approx t_0 + (t_p - t_0) \frac{K_{DE}}{(K_{DE})_p},$$

где t_0 - коэффициент засасывания на швартовах (рекомендуется принимать $t_0 = 0,04$);

t_p - коэффициент засасывания на расчетном режиме, при

$$K_{DE} = (K_{DE})_p$$

Затем определяется и

гладкой пластины ("экстраполятор трения"); обычно принимается по формуле Прандтля-Шлихтинга [1]

$$C_{F0} = 0,455 (lg Re)^{-2,58}, \quad (3.3)$$

в которой Re - число Рейнольдса,

$$Re = vL / \nu, \quad (3.4)$$

(ν - коэффициент кинематической вязкости; обычно принимается (для морской воды при температуре $T = 277$ К) равным $\nu = 1,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$)

C_R - коэффициент остаточного сопротивления, определяемый по результатам испытаний в опытовом бассейне модели проектируемого судна или моделей других судов, близких к проектируемому по форме обводов и по параметрам формы обводов. Для геометрически подобных судов зависит только от числа Фруда

$$Fr = v / \sqrt{gL} \quad (3.5)$$

В общем случае C_R представляется в виде функции от параметров формы:

$$C_R = f(Fr, L/B, B/d, C_B, x_C/L, \dots).$$

C_A - корреляционная поправка; учитывает масштабный эффект вязкости, влияние немоделируемых факторов (в том числе, шероховатость обшивки), а также сопротивление воздуха, волнения и отрыскания судна во время проведения скоростных испытаний. Определяется из сравнения сопротивления судов данного типа при натурных испытаниях и сопротивления тех же судов, полученного пересчетом результатов испытаний их моделей по способу Фруда. Согласно [1, 3] для одновинтовых судов $C_A = f(L)$;

C_{AP} - коэффициент сопротивления выступающих частей; определяется по результатам экстраполяции на большие числа Re коэффициента сопротивления модели судна, снабженной выступающими частями и той же модели без выступающих частей ("голого корпуса"); изменяется в зависимости от числа винтов и рулей и полноты обводов. Согласно [3]

$$C_{AP} = f(L, Z_p, C_B);$$

Ω - смоченная поверхность голого корпуса судна, м^2 ; определяется по теоретическому чертежу судна интегрированием "кривой смоченных полупериметров" шпангоутов $l = f(x)$ по x как

$$\Omega = 2 \int_L l(x) dx, \quad (3.6)$$

Значение Ω , при отсутствии теоретического чертежа, может быть определено по приближенным формулам, полученным для судов соответствующего типа.

При малых числах Фруда ($Fr < 0,14 \dots 0,17$) достоверность результатов испытаний в опытовых бассейнах сомнительна, и обычно в расчетах значение C_R при $Fr < 0,14 \dots 0,17$ принимается равным его значению, указанному бассейном для минимального числа Fr .

Порядок выполнения расчетов.

Выполнение расчетов предваряется анализом формы судна, результаты которого используются при выборе способа расчета сопротивления. Детально процедура расчета описывается ниже.

3.4. Характеристика формы обводов судна

При выборе серии моделей для расчета сопротивления конкретного судна решающее значение имеет близость формы его обводов к обводам модели серии с теми же числовыми характеристиками формы.

В качестве характеристик формы обводов судов в каждой серии используется свой набор обобщенных параметров формы. Обычно он включает:

L/B или $L/\nabla^{1/3}$, B/d , C_B или $C_P = C_B/C_M$; $C_{PV} = C_B/C_W$; x_C/L_P ; i_E .

В расчетах требуется также знать L/L_P ;

При выборе серии следует обратить внимание на следующие особенности формы:

- форма форштевня (наклон, подрез);
- наличие цилиндрической вставки;
- наличие построечного дифферента;
- форма шпангоутов в носовой и кормовой оконечности (- U-образная, V-образная);
- наличие килеватости.

Числовые значения обобщенных параметров должны входить в диапазон их изменения в рассматриваемой серии

3.5. Выбор метода расчета остаточного сопротивления (серии моделей)

Пусть, для примера, перечисленные выше особенности формы обводов конкретного судна характерны для моделей "серии 3" ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова - серии судов с умеренной полнотой обводов [1].

Модели серии имели $C_B = 0,6 - 0,8$ при x_C/L в полосе $-0,025 \dots$

расчетного радиуса.

Дальнейший расчет сведен в таблицу 7.1. Предварительно определяются вспомогательные величины

$$F_1 = 9,8 \sqrt{\frac{0,14kP}{z \cdot \sigma \cdot n}},$$

$$F_2 = 9,8 \frac{m}{\sigma} \cdot \left(\frac{Dn}{300} \right)^2.$$

Таблица 7.1 Толщина лопастей гребного винта

Элементы	Расчетный радиус	
Расчета	0,6	
1. b		
2. s		
3. A		
4. c		
5. $\frac{A \cdot F_1}{\sqrt{b}} = \frac{A}{\sqrt{b}}$		
6. $c \cdot F_2 = c$		
7. $s_R = \binom{5}{s} + \binom{6}{s}$		
8. $\frac{s}{s_R} = \frac{\binom{2}{s}}{\binom{7}{s}}$		

В строках 7, 8 таблицы 7.1 вычислены требуемые Правилами Регистра толщины лопасти и отношение фактических толщин к требуемым, что позволяет сделать вывод о прочности гребного винта.

8. КРИВАЯ ПРЕДЕЛЬНОЙ ТЯГИ. СКОРОСТЬ ХОДА НА СКОРОСТНЫХ ИСПЫТАНИЯХ И В ШТОРМОВЫХ УСЛОВИЯХ

Цель работы

Практическое освоение способов оценки эксплуатационных характеристик гребного комплекса в различных условиях плавания.

Кривая предельной тяги представляет собой зависимость развиваемой гребным комплексом тяги от скорости хода

$$T_E = f(v)$$

при работе гребного двигателя по предельным характеристикам.



типа гребного двигателя и конструкции передачи мощности на винт (определяется по таблице 6.2.1-1 Правил);

A - множитель, зависящий от относительного радиуса расчетного сечения r/R и шагового отношения винта на расчетном радиусе H/D (определяется по номограмме рисунку 6.2.1 Правил);

c - множитель, определяемый по таблице 6.2.1-2 Правил;

$\sigma = 0,6 \cdot R_m + 175$, МПа, но не более 570 МПа для сталей винтов и не более 610 МПа для винтов из медных сплавов

m - уклон лопастей, мм;

b - ширина спрямленного цилиндрического сечения лопасти на расчетном радиусе, м;

D - диаметр винта, м.

Согласно требованиям Правил проверка толщины выполняется для двух расчетных сечений лопасти - в средней части лопасти на относительном радиусе $r_1/R = 0,6$ и в прикорневой части вне галтелей, - на относительном радиусе, зависящем от относительного диаметра ступицы и конструкции гребного винта.

Для гребных винтов с несимметричным контуром нормальной проекции и большой откидкой Правилами требуются дополнительные расчеты по 6.2.4.

Зная d_H/D для рассматриваемой серии, в соответствии с Правилами принимаем второе расчетное сечение на r_2/R .

Затем, на указанных радиусах, по таблицам и графикам геометрических характеристик винта находим относительную ширину b/D , и относительную толщину e/D , откуда определяются соответствующие размерные величины, а также шаговое отношение H/D для каждого расчетного радиуса.

Принимаем, в соответствии с формой обводов судна в корме, уклон лопастей m , мм.

В соответствии с указаниями Правил [7] определяем коэффициенты:

по табл. 6.2.1-1 - k - в зависимости от категории ледовых усиления

по табл. 6.2.1-2 - c - в зависимости от относительного радиуса сечения;

по номограмме рис.6.2.1 A - в зависимости от H/D для каждого

0,005 при $C_B=0,6$, в полосе $-0,005... 0,015$ при $C_B=0,7$ и в полосе $0,010...0,030$ при $C_B=0,80$. В основной серии сохранялись постоянными значения $L/B = 7,3$, $B/d=2,5$ и $C_M=0,982$. Результаты испытаний дополнительных серий используются для экстраполяции данных по сопротивлению на суда с другими значениями L/B , и B/d . Модели серии имели длину 7 м и испытывались с применением искусственной турбулизации потока, так что опытовый бассейн гарантирует хорошую точность полученных оценок коэффициентов остаточного сопротивления. Коэффициенты сопротивления трения определялись по формуле Прандтля – Шлихтинга, поэтому, если эта же формула используется для расчета сопротивления рассматриваемого судна, то коэффициенты остаточного сопротивления не требуют корректировки на различие в формулах трения.

3.6. Описание способа расчета

Материалы, приведенные в [1, раздел II], позволяют выполнить расчет сопротивления судов только с U-образными обводами. Коэффициент остаточного сопротивления определяется по формуле

$$C_R = C_R(C_B) \cdot k_\psi \cdot k_{B/d} \cdot a_{B/d} \cdot k_{x_C} \quad (3.7)$$

где: $C_R(C_B)$ - коэффициент остаточного сопротивления "стандартной" модели; определяется по [1, рис.VII.12];

$k_\psi = a_\psi / a_{\psi 0}$, a_ψ и $a_{\psi 0}$ - коэффициенты влияния т.н. "коэффициента остроты" $\psi = L/\nabla^{1/3}$; - определяются по [1, рис.VII.13] для ψ рассматриваемого судна и ψ_0 "стандартного" судна. Значение ψ_0 определяется по [1, рис.VII.12] или по формуле

$$\psi_0 = (((-233,3333U - 3,3333)U + 5,8333)U - 2,7417)U + 5,750 \quad (3.8)$$

$$\text{где } U = C_B - 0,7; \quad (3.9)$$

$k_{B/d}$ и $a_{B/d}$ определяются по [1, рис.VII.14];

k_{x_C} - коэффициент, учитывающий влияние x_C/L_P , определяется следующим образом.

Предварительно находится значение

$$\delta(x_C/L_P)_S = (x_C/L_P)_S - (x_C/L_P)_0, \quad (3.10)$$

представляющее собой смещение x_C/L_P относительно "стандартного" для данного C_B значения $(x_C/L_P)_0$ (см. таблицу 3.1).



Таблица 3.1 - Стандартные значения $(x_C/L_P)_0$

C_B	0,6	0,7	0,8
$(x_C/L_P)_0$	-0,015	0,005	0,020

Значение $(x_C/L_P)_S$ находится по x_C/L_P с учетом возможного различия в длинах кормовых свесов ватерлинии у рассматриваемого судна и у модели серии как

$$(x_C/L_P)_S = (1 - k_{Lp})/2 + (x_C/L_P) \cdot k_{Lp} \quad (3.11)$$

при $k_{Lp} = 1,0175/(L/L_P)$, а значение $(x_C/L_P)_0$ - по формуле

$$(x_C/L_P)_0 = (((33,3333U - 6,6666)U - 0,5833)U + 0,24166)U + 0,005 \quad (3.12)$$

После того как значение $\delta(x_C/L_P)_S$ вычислено, оно откладывается на графиках k_{x_C} [1, рис. VII.15], выбранных по C_B для линейной интерполяции, как смещение по оси x_C/L_P на $\delta(x_C/L_P)_S$ относительно "стандартных" значений $(x_C/L_P)_0$, указанных на графиках для каждого из выбранных C_{B1} и C_{B2} .

При полученных значениях

$$(x_C/L_P)_1 = (x_C/L_P)_{01} + \delta(x_C/L_P)_S \quad (3.13)$$

$$\text{и} \quad (x_C/L_P)_2 = (x_C/L_P)_{02} + \delta(x_C/L_P)_S \quad (3.14)$$

определяются значения $k_{x_{C1}}$ и $k_{x_{C2}}$ для линейной интерполяции по C_B , выполняемой по формуле:

$$k_{x_C} = (1 - a)k_{x_{C1}} + ak_{x_{C2}}, \quad (3.15)$$

$$\text{где} \quad a = (C_B - C_{B1}) / (C_{B2} - C_{B1}). \quad (3.16)$$

3.7. Расчетные параметры и вспомогательные величины

Таким образом, для рассматриваемого судна вычисляются :

$$C_B; \quad U = C_B - 0,7; \quad \psi; \quad x_C/L_P;$$

$$\psi_0 = (((-233,3333U - 3,3333)U + 5,8333)U - 2,7417)U + 5,750;$$

$$(x_C/L_P)_0 = (((33,3333U - 6,6666)U - 0,5833)U + 0,24166)U + 0,005;$$

$$L/L_P;$$

$$k_{Lp} = 1,0175 / (L/L_P);$$

$$(x_C/L_P)_S = (1 - k_{Lp})/2 + (x_C/L_P) \cdot k_{Lp};$$

коэффициент нагрузки по упору

$$C_{TA}$$

относительная поступь

$$J = \frac{v_A}{nD}$$

число кавитации по осевой скорости потока

$$\sigma_0 = \frac{p_A + \rho g h_0 - p_v}{\frac{\rho v_A^2}{2}}$$

Затем определяется критический коэффициент нагрузки $(C_{TA})_{cr}$ и делается вывод о возможности второй стадии кавитации при работе винта в расчетном режиме.

Возможность кавитации в первой стадии оценивается по диаграмме [1, рисунок V.9], для чего вычисляется число кавитации в форме $\sqrt{\sigma_0} \frac{J}{\pi}$.

Копия диаграммы [1, рисунок V.9] для спроектированного винта прилагается к отчету; на диаграмме наносится точка, соответствующая расчетному режиму при определенных выше значениях $\sqrt{\sigma_0} \frac{J}{\pi}$ и J .

Точка, изображающая расчетный режим на кавитационной диаграмме, показывает возможна ли, и в каком режиме, кавитация в первой стадии.

По кавитационной диаграмме оценивается возможность эрозионных повреждений винта при работе в расчетном режиме. Приводится анализ результата и формулируются необходимые рекомендации.

7. ПРОВЕРКА ГРЕБНОГО ВИНТА НА ПРОЧНОСТЬ ПО

ПРАВИЛАМ РЕГИСТРА

Цель работы

Закрепление теоретических сведений о прочности гребных винтов, изучение требований Правил Регистра к прочности гребных винтов и практическое освоение процедуры оценки их прочности.

В соответствии с Правилами Регистра [7, ч. VII, 6.2] прочность лопасти гребного винта считается обеспеченной, если её фактическая толщина (в мм) на расчетных радиусах не менее определенной по формуле

$$s = 9,8 \left[A \sqrt{\frac{0,14kP}{zb\sigma \cdot n}} + c \frac{m}{\sigma} \left(\frac{Dn}{300} \right)^2 \right]$$

где

P - мощность на валу, кВт;

n - частота вращения вала, об/мин;

k - множитель, зависящий от категории ледовых усилений,

- достижимая скорость хода судна v
 - развиваемая тяга T_{E2}
 - пропульсивный коэффициент равен $\eta_D = \frac{T_E v}{P_D}$,
 - валовый пропульсивный коэффициент $\eta_D \eta_S$.
- Делается вывод о качестве гребного комплекса.

6. ПРОВЕРКА ГРЕБНОГО ВИНТА НА КАВИТАЦИЮ

Цель работы

Освоение приемов оценки кавитационных характеристик рассчитанного гребного винта и выработка рекомендаций по их улучшению (при необходимости).

Данные испытаний [1] моделей гребных винтов выбранной серии содержат кавитационные диаграммы, позволяющие дать оценку кавитационных качеств спроектированного винта в различных режимах его работы.

Оценка возможности влияния кавитации на гидродинамические характеристики спроектированного гребного винта (т.е. возникновения второй стадии кавитации) выполняется по критическому значению коэффициента нагрузки винта по упору $(C_{TA})_{cr}$, определяемому в зависимости от приведенного числа кавитации $\sigma_0 \frac{A_E}{A_0}$ по диаграмме [1, рисунок V.6].

Коэффициент нагрузки по упору определяется известным выражением

$$C_{TA} = \frac{T}{\frac{\rho}{2} \frac{\pi D^2}{4} v_A^2}$$

Оценка возможности кавитации в первой стадии для серии М4 выполняется по диаграмме [1, рисунок V.9], на которой представлены критические значения параметра $\sqrt{\sigma_0} \frac{J}{\pi}$ для различных стадий развития кавитации винта с заданным шаговым отношением в зависимости от относительной поступи

$$\sqrt{\sigma_0} \frac{J}{\pi} = f(J, P/D).$$

Предварительно вычисляются:

осевая скорость потока в диске винта $v_A = v(1 - W_T)$,

упор винта $T = \frac{T_E}{1 - t}$

$$\delta(x_C / L_P)_S = (x_C / L_P)_S - (x_C / L_P)_0;$$

Затем выбираются табличные значения C_{B1} ; C_{B2} для линейной интерполяции по x_C / L_P : $(x_C / L_P)_{01}$ и $(x_C / L_P)_{02}$

Корректировка x_C / L_P :

$$(x_C / L_P)_1 = (x_C / L_P)_{01} + \delta(x_C / L_P)_S;$$

$$(x_C / L_P)_2 = (x_C / L_P)_{02} + \delta(x_C / L_P)_S;$$

Коэффициенты интерполяции:

$$a = (C_B - C_{B1}) / (C_{B2} - C_{B1});$$

и $1 - a$.

Вычисляются вспомогательные величины, используемые в расчете:

$$\sqrt{gL}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$L \cdot \sqrt{gL} / v;$$

$$\rho \cdot \Omega / 2, \text{ кН} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-2};$$

$$Fr_{\max} = v_{\max} / \sqrt{gL}.$$

3.8. Расчет сопротивления корабля в условиях скоростных испытаний

Расчет сведен в таблицы 3.2 и 3.3. Для скоростей, соответствующих $Fr \leq (0,14 \dots 0,17)$, коэффициент остаточного сопротивления принимается равным $C_R(Fr_{\min})$, где $Fr_{\min}$ - наименьшее число Fr , для которого имеются данные по C_R в "серии 3".

Результаты расчета представляются в виде графиков сопротивления $R(v)$ и буксировочной мощности $P_E(v) = v \cdot R(v)$ на рисунке за номером 3.1.

Конкретно указывается сопротивление на расчетной скорости.

Контрольные вопросы

1. Какие безразмерные параметры формы корпуса используются в Серии 3 при вычислении сопротивления судна?
2. Какие еще серии, кроме серии 3 Вы знаете? Сопротивление судов каких типов можно оценить с их помощью?

Таблица 3.2 - Сопротивление и буксировочная мощность судна на скоростных испытаниях

Элементы расчета	Fr (по рис.VII.12)				
	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20
1. $Re10^{-8} = (Fr \cdot L \sqrt{gL} / \nu) 10^{-8}$					
2 $\nu = Fr \sqrt{gL}$, м·с ⁻¹					
3 ν^2 , м ² ·с ⁻²					
4 $10^3 C_R(C_B)$ [1,рис.VII.12]					
5 a_ψ [1,рис.VII.13]					
6 $a_{\psi 0}$ [1,рис.VII.13]					
7 $k_\psi = a_\psi / a_{\psi 0}$					
8 $a_{B/d}$ [1,рис.VII.14]					
9 $k_{B/d}$ [1,рис.VII.14]					
10 $k_{x_{c1}} = k_{x_c}(C_{B1})$ [1,рис.VII.15]					
11 $k_{x_{c2}} = k_{x_c}(C_{B2})$ [1,рис.VII.15]					
12 $k_{x_c} = \cdot(^{10})(1-a) + (^{11})a$					
13 $10^3 C_R = (^4)(^7)(^8)(^9)(^{12})$					
14 $10^3 C_{F0} = 455(lg Re)^{-2,58}$					
15 $10^3 (C_A + C_{AP})$					
16 $10^3 C_T = (^{13}) + (^{14}) + (^{15})$					
17 $R = (^3)(^{16}) \rho \Omega / 2000$, кН					
18 $P_E = R \cdot \nu$, кВт					

Таблица 5.2 б - Расчет гребного винта предельного диаметра

$$P_D = P_S \eta_S / i_Q = \text{кВт}, \quad n = n_m / 60 = \text{с}^{-1}, \quad D_p = \text{м}$$

$$\rho \cdot n^2 D^4 = \text{к Н}; \quad nD = \text{м} \cdot \text{с}^{-1}$$

$$K_Q = \frac{P_D}{2\pi \rho n^3 D^5} = \text{—}$$

$$\text{При } K_{DE} = \text{—} \quad 1 - t = \text{—}$$

Элементы Расчета	V, м·с ⁻¹		
1 $T_E = R / z_p$, кН			
2 $\nu_A = \nu(1 - W_T)$, м·с ⁻¹			
3 $J = \nu_A / nD$			
4 $\left. \begin{matrix} P \\ D \\ K_T \end{matrix} \right\} = f(J, K_Q)$			
5 $T = K_T \rho \cdot n^2 D^4$, кН			
6 $(T_E)_p = T(1 - t)$, кН			
7 $(K_{DE})_p = \nu D \sqrt{\frac{\rho}{(T_E)_p}}$			
8 $t_p = f((K_{DE})_p)$			
9 $1 - t_p$			

Оценка коэффициентов взаимодействия в последнем случае выполняется способом последовательных приближений по K_{DE} .

В первом приближении K_{DE} принимается равным таковому на расчетной скорости хода.

Результаты расчета в таблице 5.2а (или 5.2б) представляются графически на рисунке за номером 5.1.

По этому рисунку оценивается, на режиме, соответствующем достижимой скорости хода (т.е., при $T_E = (T_E)_p$), значение $1-t$ и делается заключение о необходимости второго приближения по K_{DE} .

Затем из графиков определяются:

- шаговое отношение гребного винта P/D



Таблица 5.2а - Оптимальный диаметр гребного винта и минимальная потребляемая мощность
($\eta_S =$)

Величина	ν , м·с ⁻¹ (задается)				
1 T_E , кН					
2 $K_{DE} = \nu D_P \sqrt{\frac{\rho}{T_E}}$					
3 $\left. \begin{matrix} W_T \\ t \\ i_Q \end{matrix} \right\} = f(K_{DE}, D_P/d)$					
4 $\nu_A = \nu(1 - W_T)$, м·с ⁻¹					
5 $T = \frac{T_E}{1 - t}$, кН					
6 $K_{NT} = \frac{\nu_A}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{\rho}{T}}$					
8. $\left. \begin{matrix} P/D_p \\ J \\ \eta_0 \end{matrix} \right\} = f(K_{DT}),$ [1,]					
9 $P_{Snom} = \frac{T \nu_A}{\eta_0 \cdot \eta_S}$, кВт					
10 $D = \frac{\nu_A}{J \cdot n}$, м					

Продолжение таблицы 3.2

Элементы расчета	Fr				
	0,21	0,22	0,23	0,24	0,26
1. $Re 10^{-8} = (Fr \cdot L \sqrt{gL} / \nu) 10^{-8}$					
2 $\nu = Fr \sqrt{gL}$, м·с ⁻¹					
3 ν^2 , м ² ·с ⁻²					
4 $10^3 C_R(C_B)$ [1,рис.VII.12]					
5 a_ψ [1,рис.VII.13]					
6 $a_{\psi 0}$ [1,рис.VII.13]					
7 $k_\psi = a_\psi / a_{\psi 0}$					
8 $a_{B/d}$ [1,рис.VII.14]					
9 $k_{B/d}$ [1,рис.VII.14]					
10 $k_{x_{c1}} = k_{x_c}(C_{B1})$ [1,рис.VII.15]					
11 $k_{x_{c2}} = k_{x_c}(C_{B2})$ [1,рис.VII.15]					
12 $k_{x_c} = \cdot (^{10})(1 - a) + (^{11})a$					
13 $10^3 C_R = (^4)(^7)(^8)(^9)(^{12})$					
14 $10^3 C_{F0} = 455(\lg Re)^{-2,58}$					
15 $10^3 (C_A + C_{AP})$					
16 $10^3 C_T = (^{13}) + (^{14}) + (^{15})$					
17 $R = (^3)(^{16}) \rho \Omega / 2000$, кН					
18 $P_E = R \cdot \nu$, кВт					

Таблица 3.3 - Сопротивление и буксировочная мощность судна на скоростных испытаниях (на малых скоростях)

Элементы	Fr (задаются)		
Расчета	0,05	0,10	0,15
1. $Re10^{-8} =$ $(Fr \cdot L \sqrt{gL} / \nu) 10^{-8}$			
2 $\nu = Fr \sqrt{gL}$, $м \cdot с^{-1}$			
3 ν^2 , $м^2 \cdot с^{-2}$			
13 $10^3 C_R =$			
14 $10^3 C_{F0} = 455(lg Re)^{-2,58}$			
15 $10^3 (C_A + C_{AP})$			
16 $10^3 C_T =$ $(^{13}) + (^{14}) + (^{15})$			
17 $R = (^3)(^{16}) \cdot$ $\rho \Omega / 2000$, кН			
18 $P_E = R \cdot \nu$, кВт			

4. РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ СУДНА ПРИ ВЕТРЕ И ВОЛНЕНИИ

Цель работы

Освоение практических способов расчета оптимальных гребных комплексов

Содержание работы

Выполнить расчет гребного комплекса судна согласно индивидуальному заданию и определить достижимую скорость хода судна в полном грузу в условиях скоростных испытаний на мерной линии.

Построить графики сопротивления и буксировочной мощности.

сти.

По результатам расчета строятся графики $P_s, D, P/D, T_E = f(\nu)$, по которым, из условия $P_{Snomp} = P_{Sn}$ определяются достижимая скорость хода $\nu_{дост}$, оптимальный диаметр гребного винта D_{opt} и его шаговое отношение P/D . Затем вычисляется для достижимой скорости хода значение

$$K_{DE} = \nu D_P \sqrt{\frac{\rho}{T_E}}. \text{ Если при этом значении } K_{DE} \text{ коэффициентов взаимододействия существенно отличаются от заложенных в расчет, - расчет повторяется в следующем приближении по } K_{DE}.$$

Однако прежде всего следует убедиться в том, что условие $D_{opt} < D_{max}$ соблюдается, т.е. винт оптимального диаметра фактически может быть установлен на судне. Если условие $D_{opt} < D_{max}$ выполняется, данный этап расчета можно считать законченным, и следует перейти к расчету по разделу 6.

На практике, из-за ограниченности сетки типоразмеров двигателей, расчетчик может попасть в ситуацию, при которой условие $D_{opt} < D_{max}$ не выполняется. В связи с этим необходимо иметь ввиду следующее.

Гидродинамические характеристики гребных винтов таковы, что при примерном равенстве оптимальной частоты вращения и расчетной частоты вращения, т.е., при $n_{opt} \approx n_p$, в результате описанного выше расчета имеет место соотношение

$$D_{opt} > D_{max}.$$

Учет этого обстоятельства позволяет избежать бесполезных расчетов, если принять в качестве расчетного значения диаметра винта при $n_{opt} \approx n_p$ принять значение $D_p = D_{max}$, т.е. установить винт предельного диаметра как ближайшего к оптимальному.

Расчет гребного винта предельного диаметра сводится в таблицу 5.26.

Результатом расчета являются характеристики оптимального двигателя - P_{Smin} и n_{m_opt} , ориентируясь на которые и выбирают двигатель.

5.9. Выбор двигателя

Дизели мощностью до 30000 кВт и более выпускаются рядом дизелестроительных фирм. Из рассмотрения проспектов фирм-поставщиков (можно использовать данные из [9]) выбирается двигатель – его тип, мощность на фланце P_{Sn} , кВт и частота его вращения n_m , об/мин.

5.10. Определение характеристик оптимального гребного винта и оценка достижимой скорости хода на скоростных испытаниях

5.10.1. Расчетный режим гребного комплекса

Задача выбора параметров расчетного режима гребного комплекса судна не является однозначной.

Неизбежное увеличение сопротивления судна в процессе эксплуатации, и увеличение шероховатости поверхности лопастей самого гребного винта приводит к тому, что с течением времени возрастает потребляемая гребным винтом мощность при фиксированных оборотах - гребной винт становится "тяжелым", что особенно чувствительно для дизелей, и может приводить к перегрузке двигателя при работе на номинальных оборотах.

Рекомендуется [1, 7] учитывать указанные обстоятельства при проектировании гребного винта путем предварительного "облегчения" гребного винта, что достигается введением в расчет вместо фактической частоты вращения гребного вала "расчетной" частоты, равной увеличенной на несколько процентов номинальной частоте вращения гребного вала.

Под принятые значения P_{Sn} и n_m должен быть рассчитан оптимальный гребной винт.

5.10.2. Оптимальный гребной винт. Расчет

При принятой постановке задачи, т. е. при заданных P_{Sn} и n в общем случае может быть спроектирован оптимальный гребной винт, однако практически реализовать эту возможность удастся только в том случае, если диаметр этого оптимального винта не превышает предельный, т.е. при

$$D_{opt} < D_{max}$$

В предположении, что это условие будет обеспечено, расчет оптимального винта выполняется по следующей схеме (Таблица 5.2а), в которой вычисляется минимальная потребная мощность для оптимального по K_{NT} винта и соответствующий его диаметр. Серия, дисковое отношение и число лопастей принимаются теми же, что и в предыдущем расчете.

Расчет выполняется для ряда скоростей, близких к ожидаемой скоро-

4.1. Исходные данные

Тип и назначение судна _____

Категория ледовых усилений по Правилам Регистра ЛУ

Водоизмещение $\Delta =$ _____ т;

Скорость хода $V =$ _____ уз;

Плотность забортной воды $\rho =$ _____ т·м⁻³;

Водоизмещение объемное $\nabla =$ _____ м³;

Длина между перпендикулярами $L_p =$ _____ м;

Длина по ватерлинии $L =$ _____ м;

Ширина по ватерлинии $B =$ _____ м;

Осадка $d =$ _____ м;

Коэффициенты теоретического чертежа

общей полноты $C_B =$ _____

полноты ватерлинии $C_W =$ _____

полноты мидельшпангоута $C_M =$ _____

абсцисса центра величины $x_{CP} =$ _____ м

Полуугол входа ватерлинии $i_E =$ _____

Число гребных валов $Z_P =$ _____

Число рулей $Z_R =$ _____

Выступающие части _____

4.2. Расчетные условия

Судно при ветре и волнении носом на ветер и волну
 сила ветра _____ баллов, скорость ветра _____ м·с⁻¹;
 сила волнения _____ баллов, высота волн 3%- обеспеченности _____ м.

4.3. Теоретический раздел

4.3.1. Сопротивление при ветре и волнении

Сопротивление судна при ветре и волнении представляется как

$$R_T = R + R_{AA} + R_{AW}, \text{ кН}, \quad (4.1)$$

где R_T – полное сопротивление судна, кН;
 R – сопротивление судна в условиях испытаний на мерной линии;
 R_{AA} – сопротивление воздушное, кН;
 R_{AW} – сопротивление от волнения на море, кН.

Каждый вид сопротивления вычисляется по методикам, описанным в



[1, разделы I, II] и применяемым в настоящем расчете.

Расчет сопротивления судна в условиях скоростных испытаний на мерной линии выполняется как указано выше, в соответствии с Методическими указаниями к практическому занятию № 3.

4.3.2. Воздушное сопротивление судна

Сопротивление воздуха определяется как

$$R_{AA} = C_{AA} \frac{\rho_A}{2} F_T v_A^2, \quad (4.2)$$

где C_{AA} - коэффициент сопротивления воздуха, зависящий от формы и размеров надводной части судна и направления набегающего воздушного потока; определяется по результатам "продувки" надводной части модели судна в аэродинамической трубе;

ρ_A - плотность воздуха расчетная; принимается

$$\rho = 1.226 \cdot 10^{-3} \text{ т} \cdot \text{м}^{-3};$$

F_T - площадь проекции надводной части судна на плоскость мидель-шпангоута, м^2 ;

v_A - скорость "кажущегося" ветра, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$,

$$v_A = \sqrt{v^2 + v_{A0}^2 + 2vv_{A0} \cos \gamma_{A0}}, \quad (4.3)$$

где v_{A0} , γ_{A0} - скорость и курсовой угол истинного ветра;

В настоящем расчете считается, что судно идет носом на ветер и волну, так что $\cos \gamma_{A0} = 1$, и

$$v_A = \sqrt{v^2 + v_{A0}^2 + 2vv_{A0}} = v + v_{A0}.$$

При отсутствии результатов продувок модели рассматриваемого судна для оценки C_{AA} используются либо данные испытаний модели близкого по форме объекта, либо результаты обобщения аналогичных испытаний.

Порядок выполнения расчетов

В данной работе коэффициент воздушного сопротивления рекомендуется определять по способу Ишервуда [1, раздел I, формула II.44 при $\gamma_{A0} = 0$]

$$C_{AA} = A_0 + A_1 \frac{2F_L}{L_{OA}^2} + A_2 \frac{2F_T}{B^2} + A_3 \frac{L_{OA}}{B}, \quad (4.4)$$

где L_{OA}, B - наибольшие длина и ширина надводной части судна, м;

F_L, F_T - площади продольной и поперечной проекций надводной части судна, соответственно, м^2 .

Коэффициенты A_i равны [1, табл. II.3]:

$$\frac{A_E}{A_0} = \frac{(1,5 + 0,35z)T}{(p_A + \rho g h_0 - p_v)D_P^2} + \frac{0,2}{z_P}, \quad (5.6)$$

Из рассмотрения доступной информации [1] о современных сериях гребных винтов, предназначенных для транспортных судов и имеющих $Z = 4$ следует, что обычно целесообразно принимать серию М4, разработанную и испытанную в ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова; винты этой серии обладают высокими гидродинамическими характеристиками, слабой подверженностью кавитации и приемлемой прочностью.

5.8. Оптимальная частота вращения гребного вала и потребная мощность на валу

Оптимальная частота вращения гребного вала и минимальная потребная мощность на валу определяется для расчетной скорости при предельно допустимом диаметре гребного винта D_P .

Расчет сводится в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 - Оптимальная частота вращения гребного вала и минимальная потребная мощность ($\eta_S =$)

Величина	Значение
1 v , $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$	
2 T_E , $\text{к} \cdot \text{Н}$	
3 $K_{DE} = v D_P \sqrt{\frac{\rho}{T_E}}$	
4 $\left. \begin{matrix} W_T \\ t \\ i_Q \end{matrix} \right\} = f(K_{DE}, D_P/d)$	
5 $v_A = v(I - W_T)$, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$	
6 $T = T_E / (1 - t)$, $\text{к} \cdot \text{Н}$	
7 $K_{DT} = v_A D_P \sqrt{\frac{\rho}{T}}$	
8 $\left. \begin{matrix} P/D_P \\ J \\ \eta_0 \end{matrix} \right\} = f(K_{DT}), [1, \quad]$	
9 $P_{Smin} = \frac{T v_A}{\eta_0 \cdot \eta_S}$, кВт	
10 $n_{opt} = \frac{v_A}{J \cdot D_P}$, с^{-1}	



5.7. Серия моделей гребных винтов

Гидродинамические, кавитационные и прочностные характеристики гребных винтов зависят от особенностей их геометрии, поэтому выбор серии моделей гребных винтов в значительной мере предопределяет все характеристики проектируемого винта.

Выбор серии гребных винтов диктуется назначением судна и условиями эксплуатации, скоростью хода и нагрузкой.

При выборе серии ориентируются на приоритет одной из трех задач:

- обеспечение высокого пропульсивного к.п.д;
- обеспечение отсутствия кавитации;
- обеспечение высокой прочности лопастей -

при удовлетворительных значениях параметров, относящихся к двум другим задачам.

Применительно к судам, работающим в обычных условиях, приоритетной является задача обеспечения высокого пропульсивного к.п.д. при приемлемых кавитационных характеристиках и прочности.

Для выбора конкретной серии необходимо предварительно оценить

- число лопастей винта z ;
- дисковое отношение $\frac{A_E}{A_0}$.

Число лопастей гребного винта z следовало бы принимать возможно меньшим, так как с уменьшением числа лопастей возрастает к.п.д. винта, однако применение гребных винтов с малым числом лопастей, как правило, приводит к увеличению виброактивности винта и, обычно, к увеличению вибрации корпуса судна.

В первом приближении число лопастей принимается по опыту проектирования гребных комплексов одноступенчатых судов, и обычно составляет 4-6. С целью повышения живучести гребного комплекса на одновинтовых судах обычно принимают четное число лопастей. Новейшие серии моделей гребных винтов $M4$, $Z4$, разработанные для транспортных судов [1], имеют $z=4$.

В настоящей работе рекомендуется принимать $z=4$.

Дисковое отношение $\frac{A_E}{A_0}$ определяется из условия отсутствия кавитации гребного винта при заданной удельной нагрузке винта по упору

$$\frac{T}{\frac{\pi D_P^2}{4} \frac{A_E}{A_0}} \quad (5.5)$$

где $T = \frac{T_E}{1-t}$ - потребный упор гребного винта, кН.

Дисковое отношение рекомендуется [1, с.543] определять (с некоторым запасом) по формуле

$$A_0 = 2,152, \quad A_1 = -5,00, \quad A_2 = 0,243, \quad A_3 = -0,164.$$

Площади проекций надводной части судна F_L, F_T определяются по координатам z_i, x_i узловых i -точек полигона, являющегося внешним контуром рассматриваемых площадей, снятым с чертежей общего расположения судна (бок и вид с носа) и представленных в виде эскизов и таблиц координат. Площади полигонов вычисляются по правилу трапеций с неравноотстоящими ординатами

$$F = \sum_{i=0}^n z_i \cdot p_i, \quad (4.5)$$

где, при интегрировании в плоскости xOz :

$$p_0 = (x_1 - x_0)/2; \quad p_i = (x_{i+1} - x_{i-1})/2, \quad p_n = (x_n - x_{n-1})/2, \quad (4.6)$$

а при интегрировании в плоскости yOz :

$$p_0 = (y_1 - y_0)/2; \quad p_i = (y_{i+1} - y_{i-1})/2, \quad p_n = (y_n - y_{n-1})/2, \quad (4.7)$$

Полигон должен быть замкнут, так что всегда

$$x_0 = x_n, y_0 = y_n, z_0 = z_n.$$

Обход контура полигона должен производиться по часовой стрелке.

Для рассматриваемого судна создается эскиз надводной части (силуэт и вид с носа). Координаты узловых точек снимаются с эскиза и заносятся в таблицы 4.1, 4.2, в которых и производится расчет площадей - F_L, F_T .

Для рассматриваемого судна, очевидно:

$$L_{OA} = x_{MAX} - x_{MIN}, \text{ затем определяем } \frac{L_{OA}}{B} ..$$

С использованием данных таблиц 4.1, 4.2 находим $\frac{2F_L}{L_{OA}^2} \pm \frac{2F_T}{B^2}$.

По формуле (4.4) вычисляем C_{AA} .

Сопротивление на расчетной скорости ветра v_{A0}

будет: $R_{AA} = C_{AA} \frac{\rho_A}{2} F_T (v + v_{A0})^2$

Расчет R_{AA} сводится в таблицу 4.3

Результаты расчета $R_{AA}(v)$ используются далее для определения полного сопротивления в штормовую погоду.

Таблица 4.1 - Площадь парусности судна
(координаты узлов полигона - в м)

1	X_i	$p_i = (x_{i+1} - x_{i-1})/2$	Z_i	$p_i Z_i$
0				
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				
22				
23				
24				
25				
26				
27				
28				
29				
30				
31				
32				
33				
38				
39				
$F_L = \Sigma$				

обеспечить $\eta_D \cdot \eta_S \approx 0,6$, так что можно оценить потребную мощность ГЭУ для рассматриваемого судна $P_{\Sigma\Sigma}$. Зная число валов z_P , оценим и мощность на одном валу P_S .

Следует иметь ввиду, что мощность ГЭУ должна соответствовать категории ледовых усилений корпуса судна по Регистру [7, ч.VII, п.1.4.1].

Мощность ГЭУ, соответствующая указанной в Задании категории ледовых усилений (и, следовательно, обеспечивающая использование судна в заданных условиях эксплуатации) может оказаться б о л ь ш е мощности, требуемой для обеспечения заданной скорости хода на чистой воде, что изменит полученную выше оценку мощности на валу.

5.4.3. Выбор типа ГЭУ

Тип ГЭУ определяется условиями её эксплуатации и мощностью.

При мощностях до 30000 кВт на транспортных судах обычно в качестве главного двигателя принимается малооборотный дизель.

5.5. Класс и материал гребного винта

Класс гребного винта устанавливается ГОСТ 8054-81 [1, стр.442].

Класс определяется скоростью хода судна, его назначением и районом плавания. Выбранному классу соответствуют определенные требования к материалу гребного винта, точности и качеству обработки поверхности его лопастей.

Материал гребного винта должен удовлетворять требованиям Правил Регистра [3, ч. VII, ч. XIII].

Согласно Правилам гребные винты могут изготавливаться из сталей категорий 3, 4 [7, ч. VII, п. 1.14.3], т.е. сталей [7, ч. XIII, табл.3.12.3] с временным сопротивлением $R_M = 550 - 750$ МПа, пределом текучести $R_{eH} = 380 - 600$ МПа и работой удара $kV = 21$ Дж.

5.6. Взаимодействие гребного винта и корпуса судна

Коэффициенты взаимодействия гребного винта и корпуса -

W_T - коэффициент попутного потока;

t - коэффициент засасывания;

i_Q - коэффициент влияния неравномерности потока на момент

в общем случае представляются как:

$$\left. \begin{matrix} W_T \\ t \\ i_Q \end{matrix} \right\} = f \left(K_{DE}; \frac{D_P}{d}; Z_P \right) \quad (5.4)$$

Коэффициенты W_T , t , i_Q определяются по данным самоходных испытаний модели проектируемого судна или модели судна-прототипа, а при отсутствии таких данных - по результатам обобщения подобных испытаний для судов, близких по форме обводов.

где D_P - предельный диаметр гребного винта по Регистру;

p_A - атмосферное давление, кПа (принимается "нормальное давление" $p_A = 101,3$ кПа);

g - ускорение силы тяжести, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$ ($g = 9,80665 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$);

ρ - плотность забортной воды, $\text{т} \cdot \text{м}^{-3}$;

p_v - давление насыщенных водяных паров кПа (принимается $p_v = 0,873$ кПа);

h_0 - заглубление оси гребного винта, м; при диаметре винта D_P .

Для судна, не предназначенного для плавания в тяжелых ледовых условиях, выбор типа движителя (открытый винт или винт в насадке) осуществляется исходя из оценки пропульсивного коэффициента (т.е. коэффициента полезного действия гребного комплекса).

Пропульсивный коэффициент для одно- и двухвинтовых судов определяется как

$$\eta_D = \frac{T_E \cdot v}{P_D}, \quad (5.1)$$

где $T_E = \frac{R}{z_P}$ - расчетная тяга одного винта, кН;

v - расчетная скорость хода, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$;

P_D - мощность на гребном валу, кВт.

В первом приближении можно считать, что винт в насадке может обеспечить больший пропульсивный коэффициент, чем открытый винт, если обратный коэффициент нагрузки по тяге

$$K_{DE} = v \cdot D_P \sqrt{\frac{\rho}{T_E}} \quad (5.2)$$

меньше 1,3 при $z_P = 1$, или меньше 1,05 при $z_P = 2$.

5.4.2. Оценка мощности главной энергетической установки (ГЭУ)

Мощность ГЭУ большинства типов судов определяется как достаточная для обеспечения заданной скорости свободного хода.

Оценка мощности ГЭУ может быть получена через буксировочную мощность $P_E = T_E \cdot v$, кВт, и валовый пропульсивный коэффициент $\eta_D \cdot \eta_S$, как

$$P_{\Sigma} = \frac{P_E}{\eta_D \cdot \eta_S}, \quad (5.3)$$

где η_S - коэффициент механических потерь в тракте "двигатель-двигатель".

При прямой передаче мощности на гребной винт обычно удается

Таблица 4.2 - Площадь парусности при виде с носа
(координаты узлов полигона - в м)

I	y_i	$p_i = (y_{i+1} - y_{i-1})/2$	z_i	$p_i z_i$
0				
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
Σ				
$F_T = 2 \cdot \Sigma$				

Таблица 4.3 - Воздушное сопротивление судна
 $v_{A0} = \text{_____} \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$,

Элементы расчета	$v, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$						
	0						
$v + v_{A0}$							
$(v + v_{A0})^2, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$							
$R_{AA}, \text{ кН}$							

4.3.3. Сопротивление от волнения на море

Сопротивление от волнения на море R_{AW} определяется по результатам испытаний самоходной модели судна на нерегулярном волнении как превышение средней тяги гребного комплекса, потребной для движения модели на волнении с некоторой скоростью, над тягой, потребной для движения модели с той же скоростью на тихой воде, а при отсутствии резуль-

татов таких испытаний - по данным обобщения результатов испытаний моделей, близких по форме обводов к рассматриваемому судну.

В настоящей работе используется способ Мура и Мюрдэя [1, стр. 312 и далее], обобщающий результаты самоходных испытаний 42 моделей современных транспортных судов. По Муру и Мюрдэю (в обработке Липиса В. Б.) R_{AW} представляется в виде:

$$R_{AW} = D \cdot C + E \cdot Fr, \quad (4.8)$$

$$D = \rho \cdot g \cdot \left(\frac{L}{100}\right)^3 (1 - t_0) / q_w^2,$$

$$C = (A_0 + kA_6) + A_1 100(C_B - 0,5)^5 + A_2 \frac{L}{B} + (A_3 + kA_7) \frac{L}{10d} + A_4 \frac{x_C}{10L} + A_5 \frac{10r_y}{L};$$

$$E = 10A_8 D.$$

В этих формулах, кроме ранее описанных величин, используются следующие:

t_0 - коэффициент засасывания на тихой воде; учитывает влияние гребного винта на сопротивление судна на тихой воде; определяется по результатам самоходных испытаний модели судна; приближенно может быть принят по данным [5, стр.92 и далее]

$$q_w = \frac{g(\bar{\tau})^2}{10\pi^2 h_{3\%}} - \text{"коэффициент развитости" волнения; } (\bar{\tau} - \text{сред-}$$

ний период крупных волн, с; $h_{3\%}$ - высота волн 3%-ной обеспеченности, м) - для полностью развитого волнения q_w принимается равным единице.

r_y - радиус инерции массы судна относительно центральной поперечно-горизонтальной оси, м; приближенно принимается

$$\frac{r_y}{L} \approx \sqrt{0,07C_W};$$

k - признак бульба; при наличии бульба принимается $k = 1$, при отсутствии - $k = 0$.

Функции A_i вычисляются как

$$A_i = \sum_{m=1}^5 B_{im} a^m = (((B_{i5}a + B_{i4})a + B_{i3})a + B_{i2})a + B_{i1}a, \quad (4.9)$$

при $a = q_w \cdot \left(\frac{10h_{3\%}}{L}\right)$ (однако следует принимать a не более единицы).

5.3. Расчетные условия

Режимы расчетные:

скоростные испытания на мерной линии;

расчетная скорость хода $v_s = \text{_____ узл.}$, $v = \text{_____ м} \cdot \text{с}^{-1}$;

Внешние условия

на скоростных испытаниях

соответствующие требованиям отраслевого стандарта [4], в том числе -

$$\text{глубина моря } H \geq \begin{cases} 4\sqrt{Bd}, \\ 1,32v^2 \end{cases}, \text{ т.е. } H \geq \text{_____ м}$$

сила волнения - не более _____ баллов,

сила ветра - не более _____ баллов как для судна с $L = \text{_____ м}$;

5.4. Выбор типа движителя. Оценка мощности и выбор типа главного двигателя

5.4.1. Выбор типа движителя

На транспортных судах с традиционной формой обводов устанавливаются в качестве главных движителей гребные винты - либо открытые, либо в насадках, так как другие типы движителей требуют специфических обводов, учитывающих особенности конструкции этих движителей.

Винты в насадках устанавливаются в случае, если это приводит к улучшению пропульсивных характеристик гребного комплекса, и если это допустимо по условиям эксплуатации.

Число гребных валов z_p определяется с учетом требований, выходящих за рамки рассматриваемой задачи. Обычно число валов назначается согласно принятой форме кормовой оконечности и опыта проектирования судов - прототипов. Однако для крупных быстроходных судов имеет смысл выполнить предварительную оценку минимально допустимого числа винтов (и валов) из условия предельно допустимого дискового отношения гребных винтов, равного единице. В этом случае z_p принимается равным целому числу, ближайшему большему к величине

$$z_p' = \frac{(1,5 + 0,35z)R}{(p_A + \rho gh_0 - p_v)(1-t)D_p^2} + 0,2$$

Осадка $d =$ м

Коэффициенты теоретического чертежа:

общей полноты $C_B =$

полноты ватерлинии $C_W =$

полноты мидель-шпангоута.. $C_M =$

Абсцисса центра величины $x_C =$ м

Полуугол входа ватерлинии $i_E =$

Число гребных валов $Z_P =$

Число рулей $Z_R =$

Выступающие части

.....

Характеристика формы обводов

.....

.....

.....

5.2 Теоретический раздел

Расчет гребного комплекса судна сводится к решению следующих задач:

- выбор типа движителя (винт открытый или винт в насадке);
- выбор серии гребных винтов, обеспечивающей наивысшее гидродинамическое качество винта при приемлемых кавитационных свойствах и прочностных характеристиках;
- определение механических характеристик оптимального двигателя (т.е. оптимальной частоты вращения гребного вала и минимальной мощности, обеспечивающих достижение заданной скорости хода);
- выбор реального гребного двигателя (т.е. его типа, марки, частоты вращения выходного вала и мощности на валу);
- оценка оптимальных геометрических характеристик гребного винта, обеспечивающего наивысшую достижимую скорость хода с выбранным двигателем при отсутствии кавитации и достаточной прочности лопастей гребного винта.

Для транспортного судна расчет гребного винта ведется на условия скоростных испытаний.

Коэффициенты B_{im} приведены в [1, табл.V.2], а также даны ниже в таблице 4.4 (с исправлениями).

Таблица 4.4 - Коэффициенты разложения B_{im}

1	M				
	1	2	3	4	5
1	13,1320	-103,7100	222,0600	-170,7800	44,9810
2	-1,6109	33,4420	-49,2910	35,4960	-9,9726
3	0,1151	6,5272	-7,6263	5,0745	-1,5133
4	-5,5428	48,5920	-74,5600	52,5470	-14,0310
5	-11,1200	98,9780	-152,0700	105,2500	-27,5260
6	-7,5139	51,6370	-58,0050	28,5910	-5,1947
7	2,0858	-16,2630	17,7170	-9,6519	2,2724
8	-8,8430	62,3330	-73,3620	37,0750	-6,7179

Расчет сопротивления от волнения для рассматриваемого судна выполняется в условиях полностью развитого волнения ($q_w = 1$) на волнении заданной расчетной высоты $h_{3\%}$. Вычислив a , находим: $A_0 \dots A_8$

Коэффициент засасывания t_0 на тихой воде для рассматриваемого судна определяется по приближенным формулам [4, стр92] в зависимости от:

$$K_{DE} = v D_P \sqrt{\frac{\rho \cdot z_p}{R}}$$

где D_P - диаметр гребного винта.

Полагая, что гребной винт будет спроектирован близким к оптимальному, принимаем D_P , равным предельно допустимому диаметру по Правилам Регистра [6, часть II, п.2.10.2.7]. Предельный диаметр гребного винта для одновинтового судна может быть принят равным

$$D_P = H_A / 1,22,$$

где H_A - высота окна ахтерштевня.

Известно, что на свободном ходу K_{DE} , а, следовательно, и t_0 , слабо зависят от скорости хода, это позволяет при расчете R_{AW} ограничиться оценкой t_0 при ожидаемой скорости хода. Зная сопротивление R на расчетной скорости, определим K_{DE} и коэффициент засасывания t_0 .

Остальные величины, используемые в формуле (4.8):

$(C_B - 0,5)^5 \cdot L/B \cdot L/(10 \cdot d) \cdot x_C/(10 \cdot L) \cdot 10 \cdot r_y/L$ легко вычисляются.

В результате находятся D, C, E .

Дальнейший расчет сопротивления от волнения сведен в таблицу 4.5.

Таблица 4.5 - Дополнительное сопротивление от волнения

$$h_{3\%} = \text{---} \text{ м}, \sqrt{gL} = \text{---} \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$$

Элементы расчета	v (из таблиц 3.2, 3.3)							
	0							
$Fr = v / \sqrt{gL}$								
$E \cdot Fr$, кН								
$D \cdot C$, кН								
R_{AW} , кН								

4.3.4. Полное сопротивление в штормовых условиях

Полное сопротивление в штормовых условиях R_T в таблице 4.6 и представляется на рисунке за номером 4.1

Таблица 4.6 - Сопротивление судна в штормовых условиях

при ветре $v_{A0} = \text{---} \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ и волнении $h_{3\%} = \text{---} \text{ м}$

Элементы расчета	v, м·с ⁻¹ (задается – по таблицам 3.2, 3.3)							
	0							
R , кН								
R_{AA} , кН								
R_{AW} , кН								
R_T , кН								

Заключение по работам 3, 4

В заключительной части работ 3, 4 оценивается сравнительное качество рассматриваемого судна по сопротивлению.

Оценка качества судна по сопротивлению выполняется путем сравнения с сопротивлением существующих судов того же типа или с сопротивлением судна, теоретический чертеж которого соответствует модели известной серии, принимаемой за "стандартную" (например, серию "60" DTMB).

Сравнение должно выполняться при одинаковых значениях общепроектных характеристик судна. В качестве таких характеристик обычно принимаются водоизмещение и скорость хода. В этом случае проще всего сравнивать удельное полное сопротивление судов в условиях скоростных

испытаний $\frac{R}{g\Delta}$ при $\frac{v}{\sqrt{g\left(\frac{\Delta}{\rho}\right)^{1/3}}} = \text{const.}$

По результатам расчета делается заключение о сравнительном качестве рассматриваемого судна по сопротивлению.

Контрольные вопросы к работам 3, 4

1. Почему в расчетах сопротивления воды движению судна используется абсолютная скорость движения судна, а в расчетах сопротивления воздушного – относительная ?
2. С какими новыми для Вас параметрами внешних условий и характеристиками судна Вы встретились при выполнении расчета сопротивления от ветра и волнения ?
3. Есть ли какая ни будь связь между принимаемыми в расчете численными значениями параметров ветра и волнения ?

5. РАСЧЕТ ГРЕБНОГО КОМПЛЕКСА СУДНА НА ОСНОВНОЙ РАСЧЕТНЫЙ РЕЖИМ

Цель работы

Освоение практических способов расчета оптимальных гребных комплексов

Содержание работы

Выполнить расчет гребного комплекса судна согласно индивидуальному заданию и определить достижимую скорость хода судна в полном грузу в условиях скоростных испытаний на мерной линии.

5.1. Исходные данные

Тип судна _____
 Категория ледовых усилений по Регистру ЛУ _____
 Водоизмещение $\Delta =$ _____ т;
 Скорость хода $v_s =$ _____ узл;
 Плотность воды..... $\rho =$ _____ т·м⁻³;
 Водоизмещение объемное..... $\nabla =$ _____ м³;
 Длина между перпендикулярами..... $L_p =$ _____ м
 Длина по ватерлинии..... $L =$ _____ м
 Ширина по ватерлинии $B =$ _____ м