

# **РАСЧЕТ ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ВИНТОВОГО СУДНА**

Хабаровск 2010

Федеральное агентство по образованию  
Государственное образовательное учреждение  
Высшего профессионального образования  
«Тихоокеанский Государственный университет»

# **РАСЧЕТ ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ВИНТОВОГО СУДНА**

Методические указания к курсовой работе по дисциплине «Теория и устройство судна» для студентов III курса специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок»

Хабаровск  
ТОГУ  
2010

## **ВВЕДЕНИЕ**

Настоящие методические указания предназначены для оказания помощи студентам в овладении умениями и навыками при проектировании движительного комплекса винтового судна.

Выполнение курсового проекта закрепит знания по методам расчета сопротивления воды движению судна, выбору оптимальных параметров движительного комплекса, построению ходовых характеристик судна и разработке чертежа гребного винта.

Методические указания составлены в соответствии с утвержденной программой по дисциплине «Теория и устройство судна» для специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок»

### **1. ЦЕЛЬ И КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТА ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА**

Целью расчета движительного комплекса является проектирование гребного винта при условии полного и наиболее эффективного использования мощности главных двигателей судна.

Для выполнения расчета выдается задание на проект, в котором указываются тип и класс судна (по Речному Регистру), число гребных винтов, главные размерения (длина, ширина, осадка), коэффициент полноты водоизмещения, предельный диаметр гребного винта, скорость хода судна на глубокой воде, тяга на буксирном гаке или упор (для буксиров и толкачей).

По исходным данным выбирают тип движителя (на толкачах, буксирах, грузовых судах и танкерах устанавливают винты в насадках, на пассажирских, грузопассажирских судах и паромах - открытые винты).

Используя главные размерения и коэффициент объемной полноты, вычисляют смоченную поверхность и рассчитывают сопротивление воды при различных скоростях движения судна. Для ряда значений диаметра гребного винта определяют зависимость между минимально необходимой мощностью и частотой вращения двигателя, обеспечивающего заданную скорость движения судна на глубокой воде. Используя полученную зависимость, по каталогу выбирают конкретный двигатель, позволяющий развить необходимую мощность на соответствующих оборотах. Дальнейший расчет сводится к определению числа лопастей, дискового отношения, шага и диаметра гребного винта обеспечивающего наиболее эффективное использование мощности установленного двигателя. В заключение на основе поверочного расчета движительного комплекса необходимо построить ходовые характеристики судна и выполнить чертеж проекций лопасти винта по полученным расчетным значениям диаметра винта и шагового отношения. Для выполнения расчета движительного комплекса необходимы знания основ теории

судна, а также умение грамотно выполнить рабочие чертежи, пользоваться математическим аппаратом и современной вычислительной техникой.

## 2. СПИСОК ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

x-	число гребных винтов;
L-	длина судна, м;
B-	ширина судна, м;
T-	осадка судна, м;
$\delta$ -	коэффициент полноты водоизмещения;
D-	диаметр гребного винта, м;
Z-	тяга на буксирном гаке (или упор толкача), кН;
v-	скорость хода судна на глубокой воде, м/с;
$S_c$ -	смоченная поверхность судна, м <sup>2</sup> ;
V-	объемное водоизмещение, м <sup>3</sup> ;
$\nu$ -	коэффициент кинематической вязкости воды, м <sup>2</sup> /с;
Re-	число Рейнольдса;
$\rho$ -	плотность воды, кг/м <sup>3</sup> ;
$\zeta_t$ -	коэффициент сопротивления трения судна;
$\zeta_s$ -	коэффициент вязкостного сопротивления судна;
Fr-	число Фруда;
$\zeta_w$ -	коэффициент волнового сопротивления судна;
$\zeta_c$ -	полный коэффициент сопротивления судна;
R-	сопротивление воды движению судна, кН;
$\Psi$ -	коэффициент попутного потока;
t-	коэффициент засасывания;
$\Psi_f$ -	коэффициент попутного потока для винта в насадке;
t'-	коэффициент засасывания для винта в насадке;
$v_p$ -	скорость поступательного движения винта относительно воды, м/с;
$v_e$ -	скорость поступательного движения комплекса винт-насадка относительно воды, м/с;
P-	упор винта, кН;
$P_k$ -	упор комплекса винт-насадка, кН;
$\lambda_p$ -	относительная поступь открытого винта;
$\lambda_e$ -	относительная поступь комплекса винт-насадка;
$\eta_p$ -	коэффициент полезного действия открытого винта;
$\eta_k$ -	коэффициент полезного действия комплекса винт-насадка;
$N_e$ -	мощность, развиваемая двигателем, кВт;
$N_p$ -	мощность, подведенная к винту, кВт;

- $n$ - число оборотов винта, 1/с;  
 $K'_{d}$ - коэффициент задания «упор-диаметр» для открытого винта;  
 $K'_{dk}$ - коэффициент задания «упор-диаметр» для комплекса винт – насадка;  
 $K''_{n}$ - коэффициент задания «мощность-частота вращения» для открытого винта;  
 $K''_{nk}$ - коэффициент задания «мощность-частота вращения» для комплекса винт-насадка;  
 $K_1$ - коэффициент упора открытого винта;  
 $K_k$ - коэффициент упора комплекса винт-насадка;  
 $K_2$ - коэффициент момента винта;  
 $H$ - шаг винта, м;  
 $H/D$ - шаговое отношение;  
 $n_o$ - номинальное число оборотов двигателя без редуктора, 1/с;  
 $i_r$ - передаточное число редуктора  
 $i_r = n_o / n_p$  ( $n_p$  - обороты винта соответствующие  $n_o$ )  
 $N_{eo}$ - номинальная мощность двигателя, кВт;  
 $\theta$ - дисковое отношение;  
 $\eta_z$ - буксировочный коэффициент;  
 $b_m$ - максимальная ширина лопасти винта, м;  
 $b_{вх}$ - ордината входящей кромки лопасти, м;  
 $b_{вых}$ - ордината выходящей кромки лопасти, м;  
 $d_v$ - диаметр вала, м;  
 $l_o$ - длина ступицы, м;  
 $M_v$ - масса винта, кг;  
 $\rho_v$ - плотность материала винта, кг/м<sup>3</sup>.

### 3. РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ СУДНА

Для расчета сопротивления воды движению судна необходимо предварительно определить смоченную поверхность судна. Расчет смоченной поверхности  $S_c$  производится по формуле Ковалева и Шацмана [1]:  $S_c = \bar{w} \cdot V^{2/3}$ , где  $V = L \cdot B \cdot T \cdot \delta$  - объемное водоизмещение судна при заданных главных размерах судна;

$$\bar{w} = 1,807 + 0,322 \frac{B}{T} + \bar{L}(0,712 - 0,0152\bar{L}), \quad \bar{L} = \frac{L}{V^{1/3}}.$$

Дальнейший расчет сопротивления воды движению судна выполняется в форме табл. 3.1 для 6 значений скорости в интервале от  $v_{\min}$  до  $v_{\max}$ . Эти значения выбираются таким образом, чтобы они охватывали следующие возможные пределы изменения скорости движения судна в обычных условиях его эксплуатации:

- а) для пассажирских и грузовых (от скорости, равной половине расчетной ( $v_{\min}=v/2$ ), до скорости, превышающей расчетную на 3 км/ч [ $v_{\max}=(v+3)$  км/ч];  
 б) для буксиров-толкачей (от скорости, на 3 км/ч меньше [ $v_{\max}=(v-3)$  км/ч], до скорости, в 2 раза превышающей расчетную ( $v_{\max}=2\cdot v$ ).

Расчет сводится к разделительному определению коэффициентов вязкости и волнового сопротивления [2].

Определение вязкостного сопротивления производится в следующей последовательности:

- определяется число Рейнольдса для судна  $Re = \frac{vL}{\nu}$  (в дальнейшем для определенности примем при  $t_{\text{вод}}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$   $\nu=1,14\cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ );
- по формуле Прандтля-Шлихтинга находится коэффициент сопротивления эквивалентной гладкой пластины  $\zeta_{f0}=0,455/(\lg Re)^{2,58}$ ;
- коэффициент сопротивления трения реального судна находится по выражению  $\zeta_f=\zeta_{f0}+\Delta\zeta_f$ , где величина надбавки на шероховатость для металлических судов равна  $\Delta\zeta_f=0,5\cdot 10^{-3}$  [2];
- коэффициент вязкостного сопротивления подсчитывается по формуле  $\zeta_s=k_1\zeta_f+\Delta\zeta_s$ , где коэффициент пропорциональности  $K_1(\delta, L/T)$  в зависимости от характеристик судна выбирается интерполяцией по табл. 3.2, величина надбавки  $\Delta\zeta_s$  на выступающие части равна  $\Delta\zeta_s=0,1\cdot x\cdot 10^{-3}$  для судов без скуловых килей и  $\Delta\zeta_s=[0,3+0,1(x-1)]\cdot 10^{-3}$  для судов со скуловыми килями.

Таблица 3.1

## Расчет сопротивления воды

Расчетные величины и формулы	Скорость судна (м/с)				
$Re=vL/\nu$					
$\zeta_{f0}=0,455/(\lg Re)^{2,58}$					
$\zeta_f=\zeta_{f0}+\Delta\zeta_f$					
$K_1(\delta, L/T)$					
$\zeta_s=k_1\zeta_f+\Delta\zeta_s$					
$F_r=v/(gL)^{0,5}$					
$\zeta'_w(F_r, \delta)$					
$\Delta\zeta'_w(F_r, L/B)$					
$K_2(B/T)$					
$\zeta_w=K_2\cdot(\zeta'_w+\Delta\zeta'_w)\cdot 10^{-3}$					
$\zeta_c=\zeta_s+\zeta_w$					
$R=\zeta_c\rho v^2 S_c/2$					

Таблица 3.2

Зависимость  $K_1(\delta, L/T)$ 

L/T	$\delta$			
	0,5	0,6	0,7	0,8
20	1,197	1,246	1,306	1,385
30	1,170	1,220	1,278	1,354
40	1,139	1,185	1,241	1,311
50	1,096	1,137	1,187	1,256
60	1,046	1,081	1,124	1,185

Определение волнового сопротивления производится в следующем порядке:

3.1. Вычисляется число Фруда для судна  $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ .

3.2. По табл. 3.3 путем интерполяции определяется базовое значение коэффициента волнового сопротивления  $\zeta'_w(Fr, \delta)$ .

3.3. По табл. 3.4 находится надбавка на влияние L/B.

Таблица 3.3

 $\zeta'_w(Fr, \delta)$ 

Fr	$\delta$					
	0,50	0,60	0,66	0,70	0,76	0,80
0,1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,03
0,14	0,02	0,06	0,10	0,14	0,23	0,34
0,18	0,12	0,22	0,30	0,38	0,56	0,75
0,22	0,32	0,46	0,58	0,70	0,95	1,24
0,26	0,66	0,86	1,02	1,17	1,59	2,14
0,30	1,21	1,46	1,70	1,96	2,80	3,14

Таблица 3.4

Зависимость  $\Delta\zeta'_w(Fr, L/B)$ 

Fr	L/B					
	5	6	7	8	9	10
0,1	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,14	0,108	0,044	0,000	-0,032	-0,051	-0,057
0,18	0,222	0,089	0,000	-0,063	-0,108	-0,122
0,22	0,329	0,139	0,000	-0,095	-0,165	-0,196
0,26	0,424	0,184	0,000	-0,139	-0,241	-0,291
0,30	0,525	0,247	0,000	-0,200	-0,342	-0,418

3.4. По табл. 3.5 определяется поправочный множитель, учитывающий влияние В/Т.

Таблица 3.5

Зависимость $K_2$ (В/Т)						
В/Т	3	4	5	6	7	8
$K_2$	1,338	1,188	1,075	1,000	0,944	0,906

3.6. Коэффициент волнового сопротивления судна подсчитывается по формуле  $\zeta_w = K_2 \cdot (\zeta'_w + \Delta\zeta'_w) \cdot 10^{-3}$ . Сопротивление воды движению судна определяется по формуле  $R = \zeta_c \frac{\rho v^2}{2} S_c$ , где  $\rho = 10^3$  кг/м<sup>3</sup> — плотность воды;  $\zeta_c = \zeta_s + \zeta_w$ ;  $S_c$  — площадь смоченной поверхности корпуса судна.

Результаты расчета сводятся в табл. 3.1, и по ним должна быть построена кривая сопротивления воды движению судна (рис. 3.1), показывающая зависимость сопротивления движению судна от скорости хода на глубокой воде.

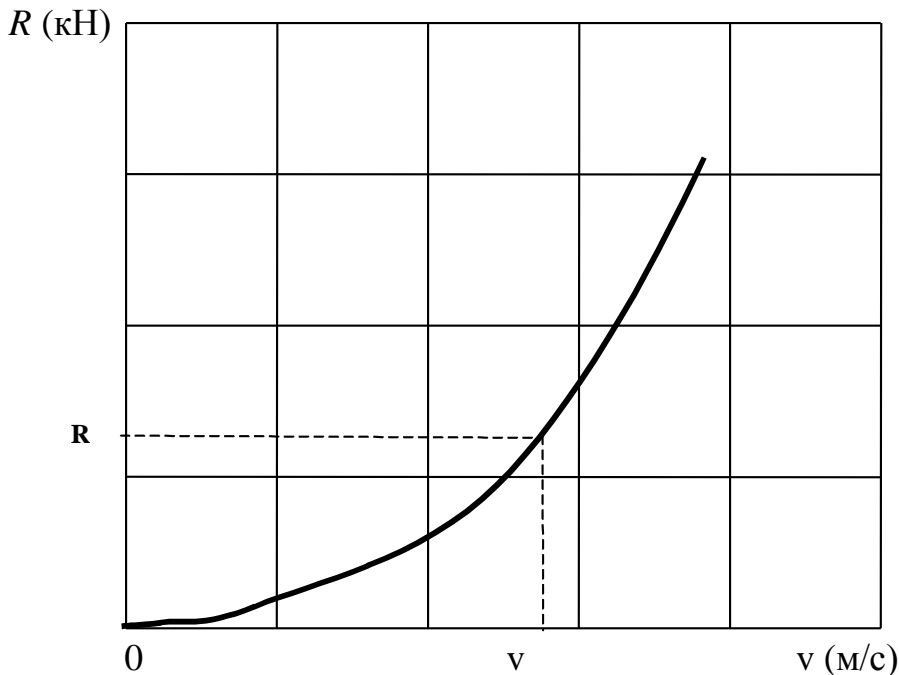


Рис. 3.1. Кривая сопротивления воды движению судна

#### 4. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ПРИ ВЫБОРЕ ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Исходными данными для расчета являются: главные размерения, коэффициенты полноты, кривая буксировочного сопротивления  $R=R(v)$ , скорость хода  $v$  и число движителей  $x$ .



Для буксиров задается также сила тяги на гаке при расчетной скорости буксировки, для толкачей - сила толкания при заданной скорости толкания.

В начале расчета определяются коэффициенты взаимодействия движителя и корпуса. Они вычисляются по приближенным формулам.

Для открытых винтов коэффициент попутного потока  $\Psi$  и коэффициент засасывания  $t$  рассчитываются по выражениям:

а) для винтов в диаметральной плоскости судна ( $x=1$ )

$$\Psi = 0,11 + 0,16\delta \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D_{\max}}} - \Delta\Psi;$$

$$t = 0,6\Psi(1 + 0,67\Psi);$$

б) для бортовых винтов ( $x=2$ )

$$\Psi = 0,11 + 0,08\delta^2 \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D_{\max}}} - \Delta\Psi;$$

$$t = 0,8\Psi(1 + 0,25\Psi).$$

Поправка  $\Delta\Psi = 0,3 \cdot \delta \cdot (Fr - 0,2)$  вводится для учета влияния волнообразования при  $Fr > 0,2$ . При  $Fr \leq 0,2$  поправка  $\Delta\Psi = 0$ .

Для винтов в направляющей насадке коэффициент попутного потока  $\Psi_f$  и коэффициент засасывания  $t'$  вычисляются следующим образом:  $\Psi_f = t' = 0,65\Psi$ , где  $\Psi$  - коэффициент попутного потока для открытых винтов.

Для всех типов судов, кроме буксиров и толкачей, расчетная скорость движителей  $v_p$  и  $v_e$  и необходимый упор  $P$  или  $P_k$  рассчитываются по формулам:

а) открытый винт: скорость винта  $v_p = v \cdot (1 - \Psi)$ , где  $v$  — заданная скорость хода судна, м/с; упор винта  $P$ , кН,  $P = \frac{R}{x(1-t)}$ ;

б) винт в насадке: скорость комплекса винт-насадка  $v_e = v \cdot (1 - \Psi_f)$ , где  $v$  - заданная скорость хода судна, м/с; упор винта  $P_k$ , кН,  $P_k = \frac{R}{x(1-t')}$ .

Входящее в выражение для упора значение сопротивления движению определяется по графику  $R=R(v)$  (см. рис. 3.1) при заданной скорости судна  $v$ .

Для буксиров и толкачей при заданной силе тяги или толкания упор комплекса винт-насадка определяется по формуле  $P_k = \frac{R+Z}{x(1-t')}$ , где  $Z$  - сила тяги или

толкания, кН, при заданной скорости буксировки или толкания  $v$ ;  $R$  - сопротивление движению буксира (толкача), кН, определяемое по графику заданной скорости  $R=R(v)$  (см. рис. 3.1).

Выбирается ряд значений диаметра гребных винтов, возможных для установки на судне. Максимальный диаметр  $D_{\max}$  указывается в задании на работу (прил. 2).

На этом этапе расчета, когда рассматривается наиболее широкий диапазон диаметров, минимальный диаметр винта для судов внутреннего плавания может составлять  $D_{\min}=0,5T$ . Для судов смешанного плавания минимальный диаметр может составлять  $D_{\min}=0,35T$ . В пределах между  $D_{\min}$  и  $D_{\max}$  следует взять пять промежуточных значений через приблизительно одинаковые интервалы. Значения диаметров  $D$ , принимаемые в метрах, округляются до одного знака после запятой.

Для каждого диаметра винта определяется соответствующая мощность  $N_e$ , которую должен развивать двигатель для обеспечения заданной скорости хода судна, и оптимальная частота вращения гребного вала  $n$ . Вычисление производится по форме табл. 4.1. При этом используется корпусная расчетная диаграмма (или ее аппроксимация полиномами), построенная в координатах  $K_1-\lambda_p$  (открытый винт) или  $K_K-\lambda_e$  (винт в насадке). При вычислении  $N_e$  необходимо учитывать потери в валопроводе и в редукторе (если он устанавливается). Ориентировочное значение КПД валопровода  $\eta_v=0,96$  и редуктора  $\eta_r=0,975$  (если редуктор не устанавливается, то принимают  $\eta_r=1$ ).

Таблица 4.1

Расчет элементов винта (винта в насадке) при выборе двигателя

Расчетные величины, формулы и единицы измерения	Диаметр винта			
	$D_{\min}$			$D_{\max}$
$K'_{d(\kappa)} = Dv_{p(e)} \sqrt{\frac{\rho}{P_{(\kappa)}}}$				
$\lambda_{p(e)} = f(K'_{d(\kappa)})$				
$\eta_{p(\kappa)} = f(K'_{d(\kappa)})$				
$n = \frac{v_{p(e)}}{\lambda_{p(e)} D}, 1/c$				
$N_p = \frac{P_{(\kappa)} v_{p(e)}}{\eta_{p(\kappa)}}, \text{кВт}$				
$N_e = \frac{N_p}{\eta_v \eta_r}, \text{кВт}$				

Вместо корпусных диаграмм для определения относительной поступи и коэффициента полезного действия могут быть использованы данные математической обработки расчетных диаграмм различных серий (прил. 3). На этом этапе можно взять четырехлопастный винт с дисковым отношением 0,55.

Результаты расчета табл. 4.1 представляются на графике (рис. 4.1) в виде кривой зависимости  $N_e(n)$ . Эта кривая показывает изменение минимально необхо-

димой мощности двигателя, обеспечивающей заданную скорость хода судна, в зависимости от частоты вращения винта.

На графике строится также кривая зависимости  $D(n)$ , которая дает возможность оценить взаимосвязь величин диаметра винта, соответствующей ему оптимальной частоты вращения, а также потребной мощности двигателя. Так, при максимальных значениях диаметра требуются минимальная частота вращения и мощность. Уменьшению диаметра соответствует увеличение оптимальной частоты вращения и мощности.

Характеристики двигателей (мощность и частота вращения гребного вала) выбираются из каталогов (прил. 1), исходя из полученного диапазона мощности и частоты вращения. Каждый принятый к рассмотрению двигатель обозначается точкой на графике рис. 4.1.

Рассмотрим варианты двигателей А и В, представленные на рис. 4.1. Двигатель, номинальный режим которого определяется точкой А, лежащей выше кривой  $N_e(n)$ , обеспечивает заданную скорость; двигатель В, мощность которого больше, чем у двигателя А, ее не обеспечивает.

Это происходит потому, что частота вращения двигателя А соответствует большему диаметру винта с большим КПД вследствие меньшей нагрузки на винт. Разница в мощности двигателей В и А расходуется на увеличение потерь в винте, обусловленных уменьшением КПД при уменьшении диаметра. С помощью двигателя В можно достичь заданной скорости, установив понижающий редуктор. При окончательном выборе двигателя следует исходить из наименьшей затраты мощности и учитывать такие характеристики, как расход топлива, масса, габариты, степень автоматизации, надежность, моторесурс двигателя.

В результате первого этапа проектировочного расчета должен быть выбран двигатель (расчет производится на один винт), т.е. получены по каталогу мощность двигателя  $N_{e0}$  (кВт) и частота вращения гребного вала  $n_0/i_r$  (1/с), необходимые для дальнейшего расчета элементов винта.

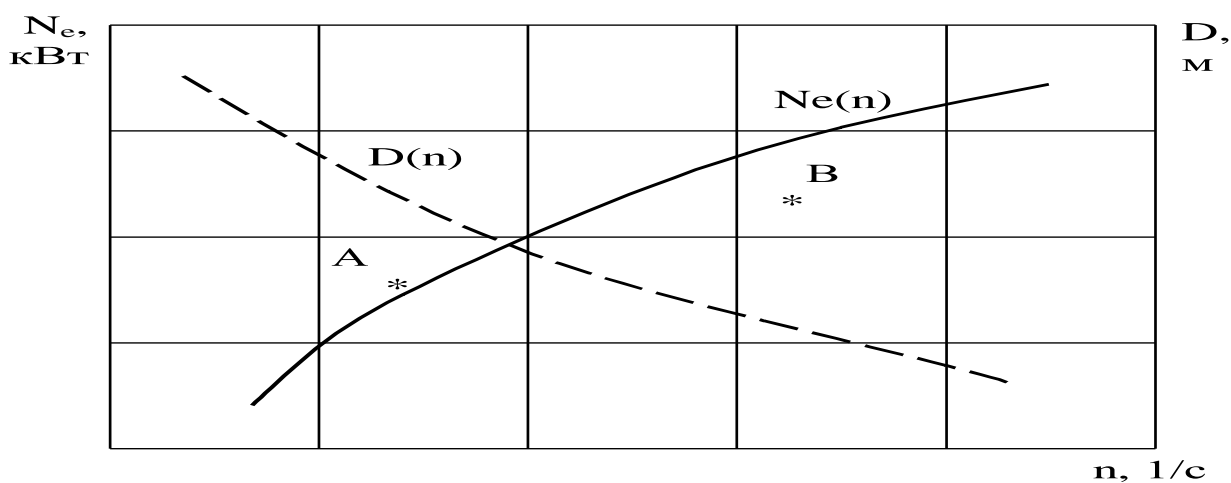


Рис. 4.1. К выбору главного двигателя

## 5. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА НА ПОЛНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОЩНОСТИ ГЛАВНЫХ ДВИГА- ТЕЛЕЙ

Исходными данными являются:

- кривая сопротивления воды движению судна  $R=R(v)$ ;
- тип, мощность главных двигателей  $N_e$  (кВт) и частота вращения гребного вала  $n$  (1/с);
- тип движительной установки, число движителей  $x$ ;
- максимальное значение диаметра винта, возможного к установке на судне,  $D_{max}$ .

Цель расчета – определить основные элементы гребного винта, которые обеспечивают для небуксирного судна наивысшую скорость движения при полном использовании мощности силовой установки судна, заданных характеристик корпуса и условий плавания. Для буксирных судов этим расчетом устанавливается наибольший упор при заданной скорости движения состава.

Первоначально необходимо выбрать число лопастей и дисковое отношение гребного винта. Для этого вычисляется коэффициент задания  $K'_n = \frac{v_p}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho}{P}}$ , если

$K'_n \leq 1$ , то следует принять четырехлопастный винт, если  $K'_n > 1$  – трехлопастный. Винт, расположенный в диаметральной плоскости, рекомендуется во всех случаях принимать четырехлопастным. Дисковое отношение выбирают из условий прочности, максимальной относительной толщины лопасти и отсутствия кавитации.

Из условия прочности  $\theta_1 \geq \frac{mP}{(\pi D^2 / 4)P_{max}}$ ,

где  $m$  – коэффициент, учитывающий возможное увеличение нагрузки на лопасть (для ледоколов  $m=2$ ; для судов, работающих в битом льду,  $m=1,75$ ; для буксирных судов  $m=1,5$ ; для грузовых, пассажирских и прочих судов  $m=1,15$ );

$P_{max}$  – предельное значение нагрузки на  $1 \text{ м}^2$  поверхности лопасти выбирается в зависимости от материала, из которого сделан винт, и числа лопастей  $z$ .

Таблица 5.1

Значения предельной нагрузки на лопасть и коэффициента прочности винта

Материал лопастей	$P_{max}$ при $z=3$ (Па)	$P_{max}$ при $z=4$ (Па)	Коэффициент прочности $a'$
Чугун серый	27000	23000	0,115
Сталь	64000	55000	0,075
Бронза обькнов.	36000	31000	0,100
Бронза специальн.	120000	100000	0,050

Из условия непревышения максимальной относительной толщины лопасти  
 $\theta_2 \geq 0,375 \left( \frac{a'z}{D\delta_{\max}} \right)^{2/3} \sqrt[3]{\frac{mP}{100000}}$ , где  $\delta_{\max}$  - предельное значение относительной толщины  
 лопасти винта в сечении, находящемся на расстоянии  $(0,6 \div 0,7)R$ ;  $\delta_{\max} = 0,08 \div 0,10$ .

Из условия отсутствия кавитации

$$\theta_3 \geq \frac{(1,5 + 0,35 \cdot z) \cdot P}{(101300 + \rho \cdot g \cdot (T - D/2 - 0,1) - 1700) \cdot D^2} + \frac{0,2}{x}.$$

$P$  - упор винта при расчете  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  и  $\theta_3$  - подставляется в ньютонах.

Для дальнейшего расчета принимают наибольшее из трех полученных дисковых отношений, которое затем округляют до ближайшего значения имеющегося на диаграммах из прил. 3. Число лопастей расчетного винта и винта, для которого построена диаграмма, должно быть одинаковым.

В начале расчета определяется мощность, подведенная к гребному винту,  $N_p = N_e \eta_v \eta_r$ . Значения коэффициентов взаимодействия  $\Psi$ ,  $\Psi_f$ ,  $t$  и  $t'$  принимаются такими же, как рассчитанные в разд. 4. Дальнейшие вычисления ведутся в форме табл. 5.2. Если в процессе вычисления диаметр винта  $D$  получится больше  $D_{\max}$ , то следует прекратить расчет табл. 5.2 и, задаваясь диаметром  $D = D_{\max}$ , производить расчет по форме табл. 5.3.

Таблица 5.2

Расчет элементов оптимального винта (винта в насадке) на полное использование мощности двигателя

Расчетные величины, формулы и единицы измерения	Скорость, м/с				
	$v_i = v$	$v_{i+1}$	...	...	...
$v_{p(e)} = v_i(1 - \Psi_f)$ (м/с)					
$K''_{n(\kappa)} = 2,943 \frac{v_{p(e)}}{\sqrt{n}} \sqrt[4]{\frac{\rho v_{p(e)}}{N_p}}$					
$\lambda_{p(e)} = f(K''_{n(\kappa)})$					
$\lambda'_{p(e)} = \lambda_{p(e)} \cdot a$ , где $a = 1,05$ при $x = 1$ , $a = 1,03$ при $x = 2$					
$D = \frac{v_{p(e)}}{\lambda'_{p(e)} n}$ (м)					
$K_2 = \frac{N_p}{2\pi n^3 D^5}$					
$\eta_{p(\kappa)} = f(\lambda'_{p(e)}, K_2)$					

Окончание табл.5.2

Расчетные величины, формулы и единицы измерения	Скорость, м/с				
	$v_i=v$	$v_{i+1}$	...	...	...
$\frac{H}{D} = f(\lambda'_{p(e)}, K_2)$					
$P_{(к)} = \frac{R(v_i)}{x \cdot (1 - t')} \quad (H)$					
$N_{p1} = P_{(к)} v_{p(e)} / \eta_{p(к)} \quad (BT)$					
$v_{i+1} = v_i \cdot \sqrt[3]{\frac{N_p}{N_{p1}}} \quad (м/с)$					

Таблица 5.3

Расчет элементов винта (винта в насадке) заданного диаметра на полное использование мощности двигателя ( $D=D_{max}$ )

Расчетные величины, формулы и единицы измерения	Скорость, м/с				
	$v_i=v$	$v_{i+1}$	...	...	...
$v_{p(e)} = v_i (1 - \Psi_{(f)}) \quad (м/с)$					
$\lambda_{p(e)} = \frac{v_{p(e)}}{nD}$					
$\lambda'_{p(e)} = \lambda_{p(e)} \cdot a$ , где $a=1,05$ при $x=1$ $a=1,03$ при $x=2$					
$K_2 = \frac{N_p}{2\pi n^3 D^5}$					
$\eta_{p(к)} = f(\lambda'_{p(e)}, K_2)$					
$\frac{H}{D} = f(\lambda'_{p(e)}, K_2)$					
$P_{(к)} = \frac{R(v_i)}{x \cdot (1 - t')} \quad (H)$					
$N_{p1} = P_{(к)} v_{p(e)} / \eta_{p(к)} \quad (BT)$					
$v_{i+1} = v_i \cdot \sqrt[3]{\frac{N_p}{N_{p1}}} \quad (м/с)$					

Для всех типов судов, за исключением буксиров и толкачей при заданной силе тяги или толкания, расчет выполняют методом последовательных приближений по схеме, представленной в табл.5.2 и 5.3. Для буксиров и толкачей при заданной силе тяги или толкания последовательных приближений делать не требуется. Расчет ведется один раз при заданной скорости буксировки или толкания. В

этом случае полное использование мощности и согласования элементов винта и двигателя приведут к получению большей силы тяги или толкания, чем заданная, если мощность выбранного двигателя превосходит минимально необходимую мощность. Расчет производится в виде одного столбца по схеме, аналогичной табл.5.2 и 5.3 за исключением трех последних строк, т.е. определяются все величины табл.5.2 и 5.3 до упора комплекса  $P_{(к)}$ . Далее производится расчет силы тяги или толкания  $Z$  (кН), соответствующей полному использованию мощности выбранного двигателя, по формуле  $Z=xP_{к}(1-t')-R$ , где  $R$  - сопротивление движению буксира (толкача) при заданной скорости буксировки (толкания)  $v$ ,  $P_{к}=N_p \eta_{p(к)} / V_{p(e)}$ .

В завершение расчета определяется буксировочный КПД по формуле  $\eta_z = \frac{Zv}{xN_e}$ .

Рассмотрим сущность метода последовательных приближений, заложенного в основу табл.5.2 и 5.3. Обе таблицы рассчитываются по вертикали, начиная с первого столбца. Входящая в выражение для  $v_{p(e)}$  величина скорости  $v$  в каждом столбце имеет свое значение. В качестве  $v_1$  принимают заданную скорость хода судна. Средняя часть столбца определяется с использованием машинной диаграммы (или ее аппроксимации полиномами). Если  $|v_{i+1} - v_i| > 0,05$  м/с, то следует повторить расчет, приняв в качестве исходной скорости  $v_{i+1}$ . Расчет проводится последовательно до совпадения значений скорости в первой и последней строчке одного столбца с точностью до 0,05 м/с.

Из последнего приближения берутся значения диаметра  $D$  и упора  $P_{(к)}$ , по которым пересчитываются дисковые отношения  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  и  $\theta_3$  и число лопастей  $z$ . Из  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  и  $\theta_3$  выбирается наибольшее и сравнивается с дисковым отношением, принятым для расчета по табл. 5.2 и 5.3. Если число лопастей или дисковое отношение не совпадают, то расчет по табл. 5.2 и 5.3 повторяется уже с новым дисковым отношением и числом лопастей. Для уменьшения предельных дисковых отношений  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  и  $\theta_3$  надо уменьшать обороты винта с помощью редуктора.

Вместо машинных диаграмм, для расчета табл. 5.2 и 5.3 могут быть использованы данные математической обработки диаграмм, приведенные в прил. 3.

## **6. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ХОДОВЫХ (ИЛИ ТЯГОВЫХ) ХАРАКТЕРИСТИК СУДНА**

Ходовыми характеристиками судна называются графики, показывающие изменение эффективного упора движителей, мощности и частоты вращения двигателей, а также изменение сопротивления движению в зависимости от скорости судна. Тяговые характеристики буксира (или толкача) дополнительно дают возможность оценить тягу на буксирном гаке (или упор толкача) при всех режимах движения судна, а также при работе на швартовых (без хода).

В обоих случаях упомянутые характеристики (ходовые или тяговые) строятся на основании результатов поверочного расчета, выполняемого для движительного комплекса. Такая последовательность выполнения проекта позволяет проверить правильность результатов расчета, полученных в раз. 5, и своевременно исправить допущенные ошибки или неточности.

Для расчета и построения ходовых (тяговых) характеристик судна необходимо располагать следующими исходными данными (обычно графическом или табличном виде):

- а) кривой буксировочного сопротивления судна при заданных условиях эксплуатации  $R(v)$ ;
- б) внешней характеристикой главного двигателя  $N_e(n)$ ;
- в) динамическими характеристиками движительного комплекса за корпусом судна.

Наиболее достоверную зависимость  $N_e(n)$  можно получить в результате стендовых испытаний двигателя. Для большинства судовых ДВС эта зависимость приблизительно соответствует условию сохранения номинального крутящего момента на валу двигателя, т.е.  $M_{кpo} = \text{const}$ . Величину этого момента можно найти из

выражения  $M_{кpo} = \frac{N_{eo}}{2\pi n_o}$ , которое содержит известные значения  $N_{eo}$  и  $n_o$ , полученные

в разд. 4 при выборе главных двигателей (в данном случае  $n_o$  - число оборотов двигателя без редуктора). Тогда ограничительную характеристику двигателя, т.е. зависимость  $N_e(n)$  при постоянной тепловой напряженности его деталей, можно

представить в виде линейной зависимости  $N_e = \frac{N_{eo}}{n_o} n \cdot i_r$  (для двигателей без наддува при постоянном эффективном давлении в цилиндрах) и зависимости

$N_e = \frac{N_{eo}}{3} \left( 4 \frac{n \cdot i_r}{n_o} - 1 \right)$  (для двигателей с наддувом при постоянном максимальном давлении в цилиндре), где  $n$  - частота вращения гребного вала.

Для анализа совместной работы двигателя и винта кривые  $N_e(n)$  целесообразно представить в виде зависимости коэффициента вращающего момента на валу винта  $K_2'$  от частоты вращения винта  $n$ :

$$K_2' = \frac{N_e}{n^3} \frac{\eta_B \eta_r}{\rho D^5 2\pi}, \text{ где } N_e = \frac{N_{eo}}{n_o} n \cdot i_r \text{ или } N_e = \frac{N_{eo}}{3} \left( 4 \frac{n \cdot i_r}{n_o} - 1 \right).$$

Если между двигателем и винтом имеется редуктор, то расчет следует вести по частоте вращения гребного вала. Для двигателей без наддува выражение для  $K_2'$

можно записать в виде  $K_2' = \frac{A}{n^2}$ , где  $A = \frac{N_{eo}}{n_o} \frac{\eta_B \eta_r i_r}{2\pi \rho D^5}$ , а для двигателей с наддувом



$K_2' = \frac{A}{3} \left( \frac{4}{n^2} - \frac{n_o / i_r}{n^3} \right)$ . Результаты расчета характеристик двигателя представляют графически (рис. 6.1) для частот вращения  $0,5 \frac{n_o}{i_r} \leq n \leq 1,2 \frac{n_o}{i_r}$  ( $i_r$  – передаточное число редуктора, если его нет,  $i_r=1$ ).

Для гребных винтов исходными данными являются динамические характеристики при работе за корпусом судна. Они представляют собой зависимость коэффициента полезной тяги  $K_e$  и коэффициента момента сопротивления вращению винта  $K_2$  от относительной поступи  $\lambda_p$ . Задавшись (5-6) значениями относительной поступи от нуля до поступи, близкой к поступи нулевого упора ( $K_1 \approx 0$ ), необходимо по «корпусной» и «машинной» диаграммам (или их аппроксимациям) определить коэффициенты упора и момента, т.е. получить кривые действия винта в свободной воде.

Чтобы получить кривые действия винта за корпусом судна, необходимо учесть изменение взаимодействия винта и корпуса при различных режимах. Если коэффициент попутного потока  $\Psi_{(f)}$  может быть принят постоянным, то изменением коэффициента засасывания  $t'$  пренебречь нельзя. Для его определения используют следующее эмпирическое соотношение:  $t' S_1 = t_o = \text{const}$ , где  $S_1 = 1 - \frac{\lambda_{p(e)}}{H_1 / D}$  –

скольжение, вычисленное по динамическому шагу  $H_1$  нулевого упора, при этом  $\frac{H_1}{D} = \frac{H}{D} + 0,1$ ;  $t_o$  – коэффициент засасывания на швартовых, определяемый по значениям  $t'$  и  $S_1$  для расчетного режима как  $t_o = t'_{\text{расч}} S_{1\text{расч}}$ . Расчет сводят в табл. 6.1.

Значения  $\frac{H}{D}$ ,  $\lambda'_{p(e)\text{расч}}$  принимаются теми же, что получены в разд. 5 в последнем приближении при определении элементов винта на полное использование мощности двигателя. Коэффициент засасывания  $t'_{\text{расч}}$  берется из раздела 4, скольжение

$S_{1\text{расч}} = 1 - \frac{\lambda'_{p(e)\text{расч}}}{H_1 / D}$ . При составлении табл. 6.1 рекомендуется одно из значений относительной поступи выбрать равным  $\lambda'_{p(e)\text{расч}}$ .

Таблица 6.1

## Расчет динамических характеристик винта

Расчетные величины и формулы	Относительная поступь					
	0			$\lambda'_{p(e)} \text{ расч}$		$\lambda_{p(e)} \text{ max}$
$K_{1(k)} = f\left(\lambda_{p(e)}, \frac{H}{D}\right)$						
$K_2 = f\left(\lambda_{p(e)}; \frac{H}{D}\right)$						
$S_1 = 1 - \frac{\lambda_{p(e)}}{H_1/D}$						
$t' = t_o / S_1$						
$K_e = K_{1(k)}(1 - t')$						

Вместо «корпусной» и «машинной» диаграмм можно пользоваться результатами их математической обработки, приведенными в прил. 3.

При расчете ходовых характеристик условием, обеспечивающим совместную работу винта и двигателя, является равенство коэффициентов вращательного момента двигателя на валу винта и коэффициента момента сопротивления воды вращению винта, т.е.  $K'_2 = K_2$ . Анализ совместного действия винта и двигателя обычно выполняют при двух режимах: при работе двигателя по ограничительной характеристике и по регуляторной характеристике (при  $n_p = n_0/i_r = \text{const}$ ).

И тот и другой расчеты являются продолжением табл. 6.1, т.е. проводятся при выбранных ранее значениях поступи. Для ограничительной характеристики расчеты ведутся при  $\lambda_{p(e)} \leq \lambda'_{p(e)} \text{ расч}$ , а для регуляторной, т.е. при  $n_p = n_0/i_r$ , - при  $\lambda_{p(e)} \geq \lambda'_{p(e)} \text{ расч}$ . Результаты расчета ходовых характеристик сводятся в табл. 6.2.

Таблица 6.2

## Расчет ходовых характеристик

Расчетные величины, формулы и единицы измерения	Относительная поступь					
	0			$\lambda'_{p(e)} \text{ расч}$		$\lambda_{p(e)} \text{ max}$
<b>А. При работе двигателя по ограничительной характеристике</b>						
$n = f(K_2) \quad (1/c)$						
$N_e = f(n) \quad (\text{кВт})$						
$xP_e = xK_e \rho n^2 D^4 \quad (\text{кН})$						
$v = \frac{\lambda_{p(e)} n D}{1 - \psi_{(f)}} \quad (\text{м/с})$						

Б. При работе двигателя по регуляторной характеристике

$$(n_p = \frac{n_o}{i_r})$$

$N_e = 2\pi \frac{K_2 \rho n_p^3 D^5}{\eta_B \eta_r}$ (кВт)							
$xP_e = xK_e \rho n_p^2 D^4$ (кН)							
$v = \frac{\lambda_{p(e)} n_p D}{1 - \psi_{(f)}} \quad (\text{м/с})$							

В. При работе двигателя с постоянной частотой вращения  $n$

$N_e = 2\pi \frac{K_2 \rho n^3 D^5}{\eta_B \eta_r}$							
$xP_e = xK_e \rho n^2 D^4$ (кН)							
$v = \frac{\lambda_{p(e)} n D}{1 - \psi_{(f)}} \quad (\text{м/с})$							

При работе двигателя по ограничительной характеристике по значению  $K_2$  из табл. 6.1 на графике (рис. 6.1) определяют частоту вращения  $n$  и мощность  $N_e$ . Далее находят полезную тягу  $xP_e$  и скорость судна  $v$  (табл. 6.2,А).

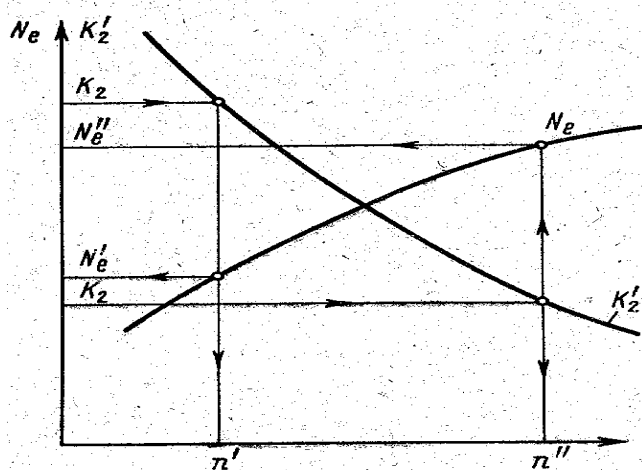


Рис. 6.1. Определение режимов работы винта и двигателя

При работе двигателя по регуляторной характеристике мощность, необходимую для работы винта, рассчитывают исходя из полученных в табл. 6.1 значений коэффициента момента винта  $K_2$  (табл. 6.2,Б).

Расчеты гребных винтов в направляющих насадках выполняются аналогично и по тем же таблицам. Надо только заменить величины  $P$ ,  $v_p$ ,  $\eta_p$ ,  $\lambda_p$ ,  $\psi$  и  $t$  для винта соответствующими величинами  $P_k$ ,  $v_e$ ,  $\eta_k$ ,  $\lambda_e$ ,  $\psi_f$  и  $t'$ . Закон изменения коэффициента засасывания можно принять таким же, как и для открытых винтов.

Окончательное согласование всех трех частей пропульсивного комплекса проводят на графике ходовых характеристик (рис. 6.2 а). Для не буксирного судна на нем строят кривую сопротивления  $R(v)$ , зависимость  $xP_e(v)$ , зависимость  $N_e(v)$  и зависимость  $n(v)$  при двух режимах работы двигателя. Для  $xP_e$  и  $R$  выбирают одинаковый масштаб.

Анализируя рабочие кривые, можно выявить характер их изменения. При увеличении относительной поступи коэффициенты момента и упора уменьшаются, коэффициент засасывания винта растет, что вызывает снижение коэффициента полезной тяги  $K_e$ . При постоянной частоте вращения двигателя увеличению относительной поступи соответствует увеличение скорости, при этом, однако, происходит снижение полезной тяги и мощности.

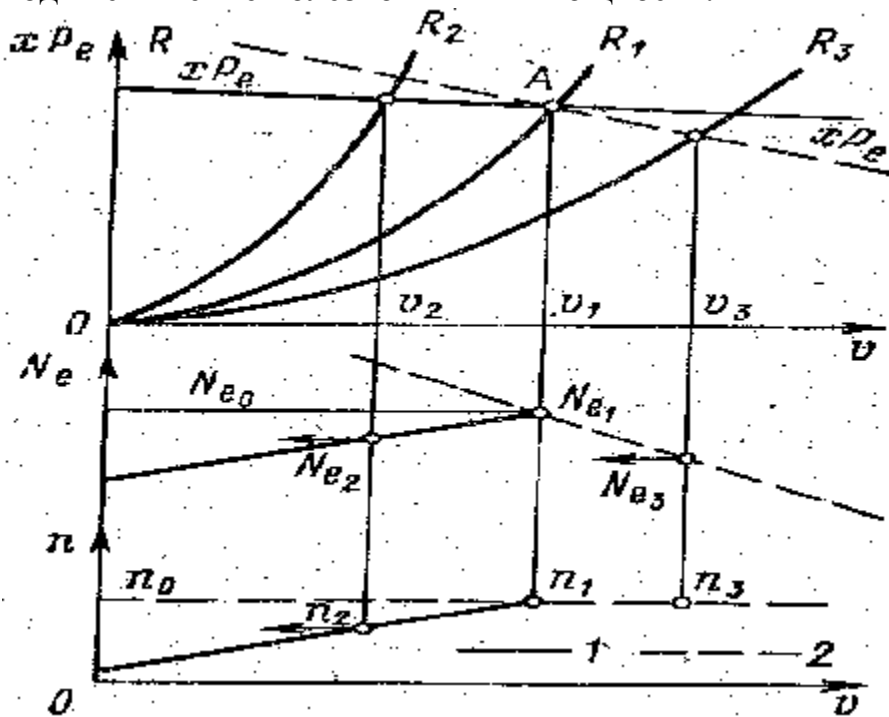


Рис. 6.2 а. График ходовых характеристик винтового судна:  
1- при работе двигателя по ограничительной характеристике;  
2- при работе двигателя по регуляторной характеристике

При работе двигателя по ограничительной характеристике увеличение поступи и одновременное снижение коэффициента момента винта приведет к росту оборотов и мощности, скорость судна также будет возрастать. Полезная тяга при увеличении поступи уменьшается, но увеличение частоты вращения замедляет это снижение по сравнению с изменением тяги при постоянных оборотах. В некоторых случаях при работе двигателей с большой степенью наддува по круто падающей ограничительной характеристике полезная тяга может быть близка к постоянной или даже (с увеличением скорости) несколько возрастать.

В общем случае ходовые характеристики надо рассчитать для ряда постоянных значений частот вращения (см. табл. 6.2в). Построив кривые  $xP_e$  и  $N_e$  для различных оборотов, можно, проектируя точки пересечения кривой сопротивления с кривыми тяги для ряда оборотов на соответствующие кривые для этих же оборотов, получить винтовую характеристику в виде зависимости мощности двигателя от оборотов и скорости  $N_e(n,v)$  (рис. 6.2в).

Для буксиров и толкачей в верхней части графика тяговых характеристик строят кривые силы тяги (толкания)  $Z = xP_e - R_B$ . Точке пересечения кривых  $xP_e$  и  $R_B$  соответствует скорость движения буксира или толкача без состава (в данном случае  $R_B$  – сила сопротивления воды движению буксира или толкача без состава). Винты толкача буксира рассчитываются на режим толкания или буксировки, поэтому при свободном ходе они оказываются «легкими».

Сняв с полученных кривых для ряда скоростей силу тяги и мощность, необходимо рассчитать буксировочный коэффициент  $\eta_z = \frac{Zv}{xN_e}$  и построить его кривую в верхней части графика (рис. 6.2б) ( $N_e$  берется по ограничительной или регуляторной характеристике в зависимости от скорости).

## 7. РАЗРАБОТКА ЧЕРТЕЖА ГРЕБНОГО ВИНТА

Чертеж проекций лопасти винта, который оформляется как схема, разрабатывается для правого винта. Он включает в себя спрямленный контур, нормальную и боковую проекции лопасти, а также диаграмму наибольших толщин, наложенную на боковую поверхность. Чертеж выполняется в масштабе 1:5, допускается принятие другого масштаба. Исходными данными для разработки проекций лопасти винта  $D$ ,  $m$ , шаговое отношение  $\frac{H}{D}$  и относительный диаметр ступицы  $d_0$ .

Кроме того, должны быть известны закономерности образования формы контура лопасти и профилирования, соответствующие расчетной диаграмме, использованной в проектированном расчете [5]. Рекомендованные к рассмотрению винты имеют геометрические характеристики, представленные в табл. 7.1.

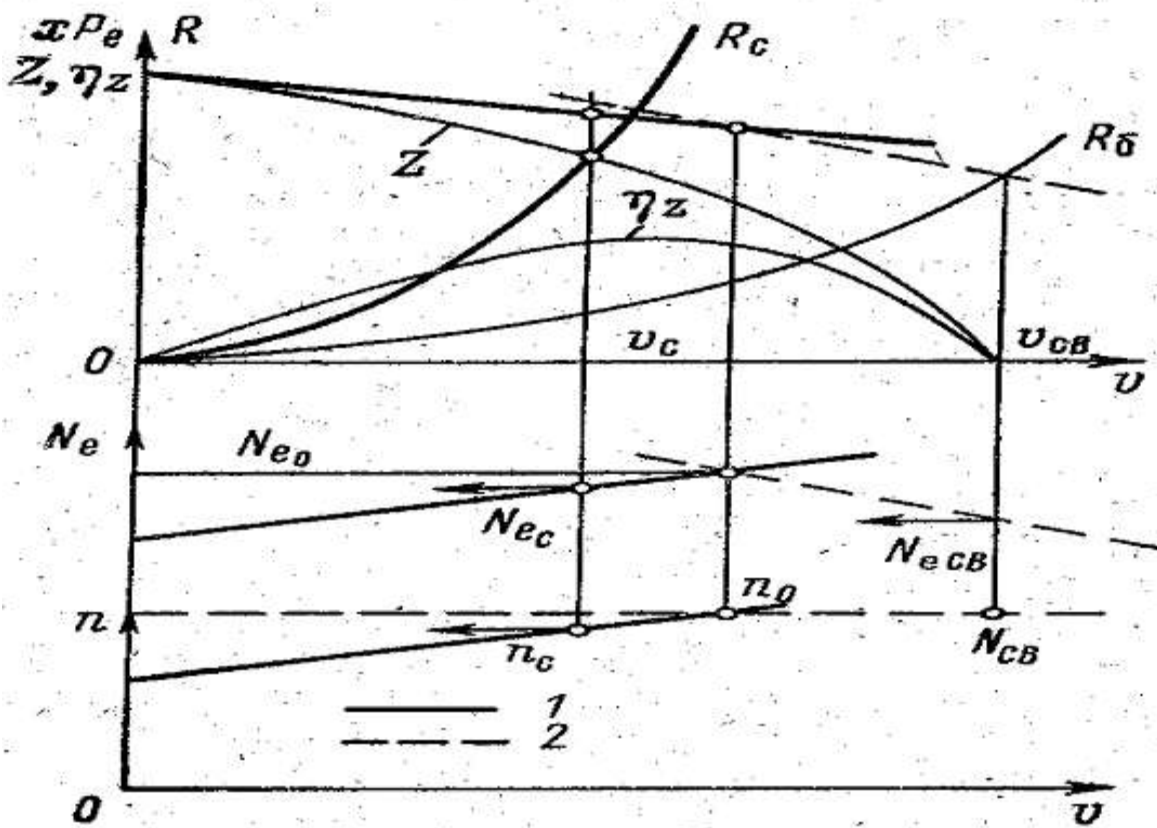


Рис. 6.2 б. График ходовых характеристик винтового буксира:  
 1- при работе двигателя по ограничительной характеристике;  
 2- при работе двигателя по регуляторной характеристике

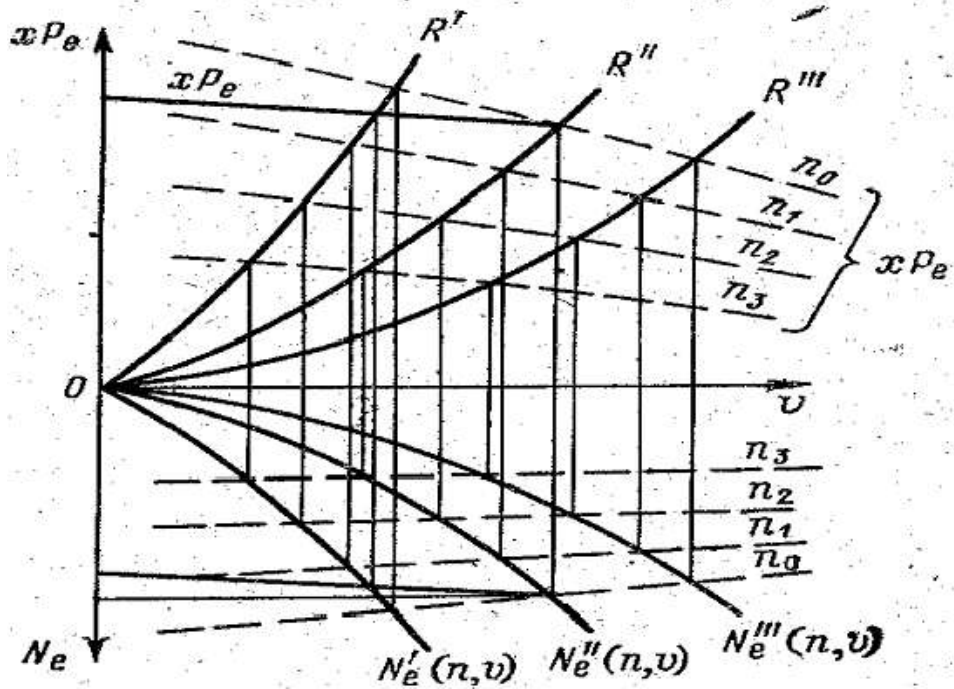


Рис. 6.2 в. Паспортная диаграмма

Таблица 7.1

## Геометрические характеристики винтов

Характеристика	Обозначение	Открытый винт	Винт в Насадке
Форма лопасти контура		Саблевидная	Усеченная симметричная
Угол наклона образующей	$v_n$	$15^0$	$0^0$
Относительный средний диаметр ступицы	$\bar{d}_o = \frac{d_o}{D}$	0,17	0,20
Относительная условная толщина на оси винта	$\bar{e}_o = \frac{e_o}{D}$	0,045	0,050
Относительная толщина на конце лопасти	$\bar{e}_R = \frac{e_R}{D}$	0,0035	0,0035

Чертеж винта, его контуров, проекций и профилей лопасти строят по шести сечениям лопасти различных относительных радиусов  $\bar{r} = \frac{r}{R_B}$  ( $R_B = \frac{D}{2}$  - радиус винта). Согласно требованиям ГОСТ 8054-81 для винтов среднего и обычного классов  $\bar{r} = 0,2; 0,3; 0,5; 0,7; 0,8; 0,95$ . К ним следует добавить сечение  $\bar{r}=1$ , необходимое для построения контура и проекций конца лопасти. При желании иметь более полную информацию о характере контура лопасти к рассмотрению принимаются все относительные радиусы, указанные в табл. 7.2.

При разработке чертежа винта исходным контуром лопасти является спрямленный. Для расчета саблевидного и усеченного спрямленного контура определяют максимальную ширину  $b_m = \frac{\theta \cdot D}{(0,53 - 0,484\bar{d}_o)z}$ .

В табл. 7.2 приведены значения ординат саблевидного и усеченного контура в долях  $b_m$ . Для саблевидной формы приведены безразмерные ординаты входящей  $b_{вх}$  и выходящей  $b_{вых}$  частей контура, а также расстояние  $b_e$  от оси до линии наибольших толщин в долях от ширины лопасти  $b = b_{вх} + b_{вых}$ . Так как усеченный контур по условию симметричный, то  $b_{вх} = b_{вых} = b_o$ , а ширина  $b = 2b_o$ .

Относительные ординаты спрямленного контура лопасти гребных винтов

Ордина- ты кон- тура	Значения $\bar{r} = r/R_B$									
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	1
А. Саблевидный контур										
$\bar{b}_{вх} = \frac{b_{вх}}{b_m}$	0,469	0,526	0,563	0,576	0,561	0,514	0,414	0,253	0,124	-
$\bar{b}_{вых} = \frac{b_{вых}}{b_m}$	0,292	0,333	0,373	0,408	0,439	0,467	0,485	0,470	0,415	0,201
$\bar{b}_e = \frac{b_e}{b}$	0,263	0,262	0,251	0,240	0,172	0,082	-0,018	-0,150	-0,284	-
Б. Усеченный контур										
$\bar{b}_o = \frac{b_o}{b_m}$	0,34	0,395	0,435	0,465	0,490	0,500	0,500	0,485	0,445	0,300
$\bar{b}_e = \frac{b_e}{b}$	0,132	0,140	0,140	0,140	0,127	0,115	0,092	0,062	0,053	0,040

Пересчитанные абсолютные ординаты сводятся в таблицу, аналогичную табл.7.2. При этом для открытого винта используется табл.7.2,А и рассчитываются величины:  $b_{вх} = \bar{b}_{вх} \cdot b_m$ ,  $b_{вых} = \bar{b}_{вых} \cdot b_m$ ,  $b = b_{вх} + b_{вых}$ ,  $b_e = \bar{b}_e \cdot b$ . Для винта в насадке пересчет ведется по табл.7.2,Б. для следующих величин:  $b_o = b_{вх} = b_{вых} = \bar{b}_o \cdot b_m$ ,  $b = 2 \cdot b_o$ ,  $b_e = \bar{b}_e \cdot b$ .

По результатам полученной таблицы абсолютных ординат строится спрямленный контур и линия наибольших толщин. Спрямленный контур обводится плавной линией и замыкается снизу хордой, которая проходит на расстоянии  $r_o = \frac{d_o}{2}$  от горизонтальной оси винта. Касательно к хорде изображается окружность, соответствующая среднему диаметру ступицы винта  $d_o$ .

После построения спрямленного контура переходят к профилированию лопасти – установлению закономерности изменения толщины лопасти по радиусу и ширине. Для этой цели сначала на боковой проекции строится диаграмма распределения толщин лопасти по её длине, которая называется медиальным сечением. В большинстве случаев медиальное сечение является условным, так как наибольшие толщины лопасти на различных радиусах не располагаются в одной плоскости. Одной из сторон медиального сечения является проекция образующей нагне-



тательной поверхности, для которой угол наклона относительно вертикальной оси приведен в табл. 7.1. Вторая сторона медиального сечения изображается в виде прямой линии, для чего от точки пересечения образующей с осью винта откладывают вправо (в сторону поступательного перемещения винта) осевую толщину  $e_0 = \bar{e}_0 D$  (см. табл. 7.1), а на расстоянии  $R_b$  от оси откладывают толщину края лопасти  $e_R = \bar{e}_R D$  (см. рис. 7.1). Медиальное сечение используется в дальнейшем для расчета ординат профилей лопасти.

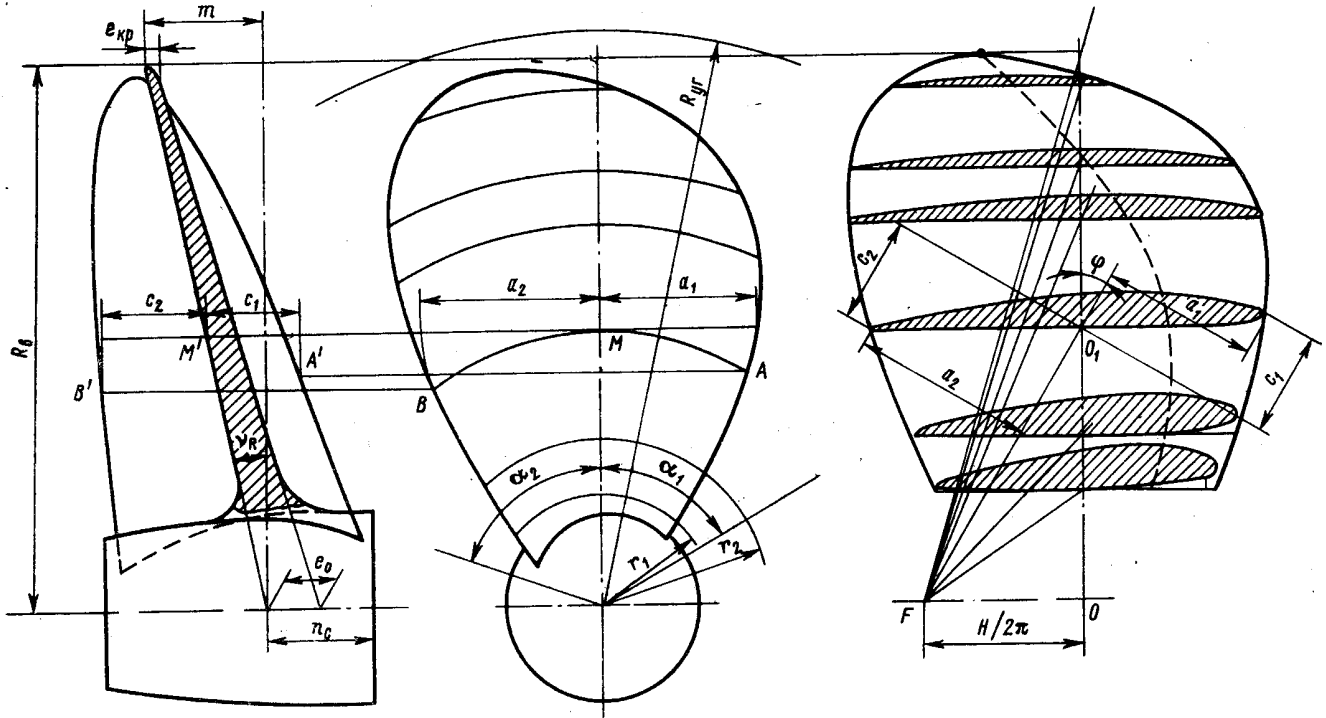


Рис. 7.1. Построение чертежа гребного винта

Основная часть рабочего чертежа – это профили лопасти, получающиеся при пересечении ее концентричными цилиндрами и вычерчиваемые в выпрямленном виде на базе спрямленного контура.

Необходимая для построения профилей ширина лопасти  $b$  берется со спрямленного контура для данного сечения, максимальная толщина  $e$  снимается с медиального сечения в направлении, параллельном оси винта, и откладывается на линии наибольших толщин.

Саблевидные и усеченные винты имеют аэродинамические профили, ординаты которых указаны в табл. 7.3. Линия наибольших толщин делит профиль на две части: входящую шириной  $b_1$  и выходящую шириной  $b_2$  (рис. 7.2).

Нижняя кромка профиля соответствует нагнетательной стороне лопасти, верхняя кромка – засасывающей. Ординаты кромок профилей ( $y_n$  и  $y_3$ ) (в долях от максимальной толщины  $e$ ) приведены для абсцисс, имеющих расстояние  $x_1 = b_1$ ;

$x_1=0,9 b_1$ ;  $x_1=0,6 b_1$  и  $x_2=0,4 b_2$ ;  $x_2=0,8 b_2$ ;  $x_2=b_2$  от линии наибольшей толщины в сторону входящей и выходящей кромок соответственно.

Таблица 7.3

Ординаты профилей винтов саблевидных и усеченных контуров.

$r$	Расстояние от места наибольшей толщины профиля						
	До входящей кромки			0	До выходящей кромки		
	$x_1=b_1$	$x_1=0,9b_1$	$x_1=0,6 b_1$		$x_2=0,4b_2$	$x_2=0,8b_2$	$x_2=b_2$
Засасывающая поверхность ( $\bar{y}_3 = y_3/e$ )							
0,2	0,400	0,643	0,870	1,000	0,869	0,584	0,300
0,3	0,375	0,626	0,858	1,000	0,868	0,547	0,253
0,5	0,304	0,568	0,794	1,000	0,861	0,434	0,097
0,7	0,160	0,442	0,749	1,000	0,849	0,394	0,000
0,8	0,074	0,345	0,887	1,000	0,853	0,410	0,000
0,95	0,000	0,295	0,735	1,000	0,879	0,464	0,000
Нагнетательная поверхность ( $\bar{y}_H = y_H/e$ )							
0,2	0,400	0,203	0,059	0,000	0,055	0,182	0,300
0,3	0,375	0,165	0,046	0,000	0,017	0,122	0,253
0,5	0,304	0,085	0,000	0,000	0,000	0,018	0,097
0,7	0,160	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,8	0,074	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,95	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

Входящая кромка профилей очерчивается по окружности диаметра  $d_{dx}$  с центром, поднятом на высоту  $u_{bx}$ , соответствующую ординате профиля при  $x_1=b_1$ . Для выходящей кромки характерно очертание по дуге радиуса  $r_{вых}$  с центром на нагнетающей кромке профиля. Значения  $d_{bx}$  и  $r_{вых}$  в долях от  $e$  приводятся в табл. 7.4.

Таблица 7.4

Диаметр закругления входящей кромки и радиус скругления выходящей кромки лопасти

$\bar{r} = \frac{r}{R_B}$	0,2	0,3	0,5	0,7	0,8	0,95
$\frac{d_{bx}}{e}$	0,400	0,344	0,270	0,187	0,192	0,177
$\frac{r_{вых}}{e}$	0,136	0,125	0,120	0,142	0,158	0,190

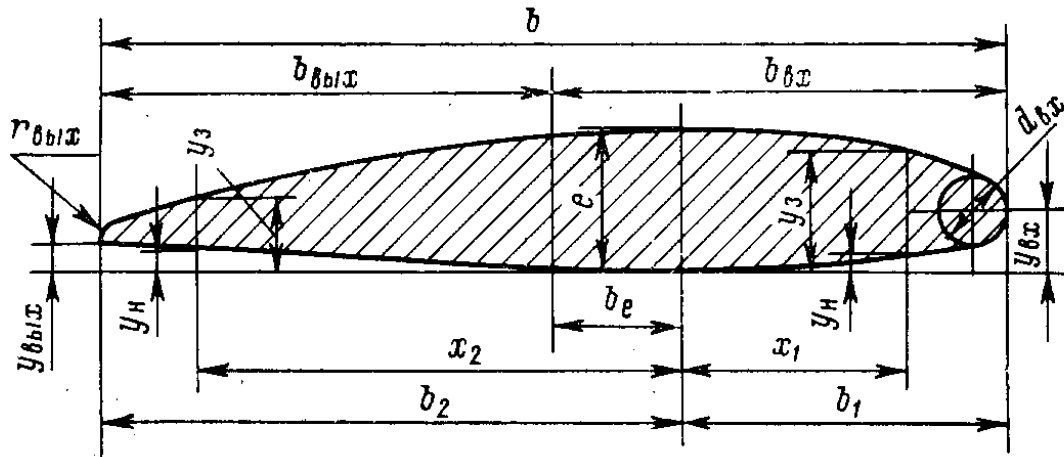


Рис. 7.2. Построение профиля лопасти

По исходному спрямленному контуру и профилям лопасти строится боковая и нормальная проекции. Обе они могут быть построены только по спрямленному контуру, однако при этом не будет учтено влияние профилирования на габаритные размеры лопасти.

На построенном спрямленном контуре от оси винта в сторону выходящей кромки откладывается размер  $OF = H/(2\pi)$  (см. рис. 7.1) и из полученной точки  $F$  ко всем сечениям проводятся шаговые линии. Для построения нормальной проекции к каждому профилю лопасти проводятся касательные, параллельные шаговой линии. Расстояния  $a_1$  и  $a_2$  между касательными и шаговой линией соответствуют длинам нормальных проекций входящей и выходящей частей лопасти.

Нанесение дуг заданной длины может быть выполнено либо с помощью измерения отрезков малым раствором циркуля, либо с применением приближенного метода построения дуги заданной длины, либо проведением лучей под углами

$$\beta_1 = \frac{a_1}{r} \frac{180}{\pi} \text{ и } \beta_2 = \frac{a_2}{r} \frac{180}{\pi}.$$

Для построения боковой проекции проводятся касательные линии к профилям, перпендикулярные шаговым линиям (см. рис. 7.1). Расстояния  $C_1$  и  $C_2$  между ними, равные перпендикулярам, восстановленным к шаговой линии в точке ее пересечения с осью спрямленного контура, представляют собой боковые проекции спрямленной длины входящей и выходящей частей данного сечения. Они откладываются вправо и влево от боковой проекции, образующей лопасти на рассмотренном радиусе. Через концы отложенных отрезков  $C_1$  и  $C_2$  проводят вертикальные линии и на них горизонталями сносят точки нормальной проекции. Полученные точки  $A'$  и  $C'$  принадлежат контуру боковой проекции.

Чертеж завершается изображением конструкции ступицы. Необходимо выдерживать соотношение между диаметром ступицы и диаметром гребного вала  $d_0 = (1,8 \div 2,2) d_v$ . Кроме того, средний диаметр должен быть таким, чтобы мини-

мальная толщина стенки ступицы  $e'_o$  была не менее 0,9 толщины корневого сечения лопасти  $e_k$ .

Длина ступицы  $\ell_o$  определяется по боковой проекции винта из условия размещения на ней лопастей и принимается больше с каждой стороны на 3÷5 % проекции корневой ширины лопасти на ось винта.

Упор переднего хода передается на вал через коническую часть. Конусность вала и ступицы при шпоночном соединении между ними чаще всего составляет 1/15. При бесшпоночном соединении применяется гидропрессовая посадка. В теле ступицы делается проточка, в которую под большим давлением подается масло между поверхностью ступицы и вала. Вследствие получения ступицей деформаций винт может быть надвинут домкратом на вал, после чего давление масла снимается. Винт садится на вал с натягом, получается плотное соединение, облегчающее посадку и снятие винта.

На боковой и нормальной проекциях ступицы по трем точкам строят линию примыкания лопасти. Одной из них является точка пересечения образующей с обводом ступицы на боковой проекции  $B'_б$ , которая переносится горизонтальной линией на вертикальную ось нормальной проекции  $B'_н$ . Для получения проекции точки примыкания выходящей кромки на боковой проекции берут ориентировочное положение  $C'_б$ , измеряют радиус ступицы  $r'$  в этой плоскости и проводят этим радиусом окружность на нормальной проекции. Продолжив нормальную проекцию выходящей кромки до этой окружности и получив точку  $C'_н$ , нужно откорректировать ее положение так, чтобы  $C'_б$  и  $C'_н$  лежали на одной горизонтали. Проекции примыкания входящей кромки строятся аналогично.

Массу винта можно определить по формуле

$$M_B = (1,4 + 15,3D) \theta \frac{\pi D^2}{4} \rho_B 0,001 + 0,6 \rho_B \ell_o (d_o^2 - d_k^2), \text{ кг},$$

где  $d_k$  – средний диаметр конусного отверстия в ступице;  $\rho_B$  – плотность материала винта (для стали  $\rho_B = 7850 \text{ кг/м}^3$ ).

Чертеж винта оформляется как схема и включается в пояснительную записку. На правой стороне листа помещается чертеж спрямленного контура лопасти с указанием на нем форм сечений (профилей). Размеры толщины профилей должны проставляться на чертеже с округлением до 1 мм, а радиусы закругления входящей и выходящей кромок – с округлением до 0,5 мм.

На нормальной проекции винта вычерчивается спроектированный контур лопасти с нанесением линии примыкания лопасти к ступице. Над проекцией отмечается стрелкой направление вращения винта при переднем ходе судна.

На боковой проекции винта, кроме проекций лопасти и ступицы, вычерчивается диаграмма наибольших толщин лопасти (медиальное сечение) с обязатель-

ным указанием толщины на соответствующих радиусах и нанесением величин этих радиусов.

В правом нижнем углу выписываются основные элементы гребного винта: диаметр  $D$  (м), конструктивный шаг  $H$  (м), шаговое отношение  $H / D$ , дисковое отношение  $\theta$ , число лопастей, а также число оборотов винта. Кроме того, указываются марка двигателя, мощность силовой установки и число оборотов двигателя, главные размерения судна и расчетная скорость хода.

В пояснительную записку по данному разделу включаются краткое описание построения проекций лопасти винта, таблицы ординат спрямленного контура и профилей.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анфимов В.Н., Сиротина Г.Н., Чижов А.М. Устройство и гидромеханика судна. – Л.: Судостроение, 1974. – 368 с.
2. Анфимов В.Н., Ваганов Г.И., Павленко В.Г. Судовые тяговые расчеты. – М.: Транспорт, 1970. – 224 с.
3. Врублевская Л.И. Устройство и гидромеханика корабля (Проектирование винтовых движителей). – Горький: ГИИВТ, 1984. – 37 с.
4. Сиротина Г.Н. Геометрические и гидромеханические характеристики винтовых движителей речных судов: Конспект лекций. – Горький: ГИИВТ, 1981. – 64 с.
5. Сиротина Г.Н., Чижов А.М., Врублевская Л.Н. Конструирование гребных винтов. - Горький: ГИИВТ, 1973. Часть I и II. – 61 с.
6. Кацман Ф.М., Дорогостайский Д.В. Теория судна и движителя. – Л.: Судостроение, 1979. – 125 с.
7. Русицкий А.А., Жученко М.М., Дубровин О.В. Судовые движители. – М.: Судостроение, 1971. – 89 с.
8. Войткунский Я.И. Справочник по теории корабля. – Л.: Судостроение, 1985. – 625 с.
9. Дорст Д.В., Жученко М.М., Мальцев Н.Я. Теория и устройство судна. – М.: Судостроение, 1976. – 108 с.
10. Ваганов Г.И., Воронин В.Ф., Шанчурова В.К. Тяга судов. – М.: Транспорт, 1986. – 199 с.

## Приложение 1

## Каталог главных судовых дизелей отечественного производства

Марка по ГО-СТу	Заводская марка	Ne, кВт	n, об/мин	Число обро- тов на редук- торе или ре- верс- редукторе
6ЧСП 9,5/11	6 ЧСП 9,5/11	40	1750	1120, 810, 595
6ЧСП 9,5/11	6ЧСП 9,5/11-2	40	1750	1130
6ЧСП 12/14	К-161-2	66	1550	760
6ЧСП 12/14	К-161-3	66	1550	510
6ЧНСП 12/14	К-166-2	107	1500	735
6ЧНСП 12/14	К-166-3	107	1500	495
6ЧСП 15/18	ЗД6	110	1350	670, 440
6ЧСП 15/18	ЗД6С	110	1500	745, 490
6ЧНСП 15/18	ЗД6Н-150	110	1000	750, 490, 340
6ЧНСП 15/18	ЗД6Н-220	162	1350	1015, 670, 455
6ЧНСП 15/18	ЗД6Н-235	173	1500	1130, 735, 510
6ЧСП 18/22	ДД01,02,03,04	104	750	450, 350
6ЧНСП 18/22	ДД101,102,105,106	160	750	450, 350
8ЧНСП 18/22	ДД103,104	220	750	450, 350
12ЧСП 15/18	ЗД12А	220	1500	1130, 735, 510
12ЧН 15/18	ЗД12Н-520	382	1500	750, 500
6ЧСП 25/34	6ЧСП 25/34	310	500	314
6ЧРП 25/34	6ЧРП 25/34-1	216	500	300
6ЧНР 36/45	Г60	662	375	250, 188
6ЧНР 36/45	Г60-1	618	350	233, 177
6ЧНР 36/45	Г60-2	574	325	217, 164
6ЧНР 36/45	Г70	883	375	250, 188
6ЧНР 36/45	Г70-1	824	350	233, 177
6ЧНР 36/45	Г70-2	765	325	217, 164
6ЧНР 36/45	Г70-3	735	300	200, 152
6ЧНР 36/45	Г70-4	772	375	250, 188
6ЧНР 36/45	Г70-5	735	350	233, 177
6ЧНР 36/45	Г70-6	662	325	217, 164

Окончание прил. 1

Марка по ГО-СТу	Заводская марка	$N_e$ , кВт	$n$ , об/мин	Число оборотов на редукторе или реверс-редукторе
6ЧНР 36/45	Г74-2	993	450	300, 227
6ЧНР 36/45	Г74	1103	500	333, 253
6ЧНР 36/45	Г74-1	1044	475	317, 240
6ЧНР 36/45	Г74-3	934	425	284, 215
12ЧНП 18/20	М450 ТВ	625	1500	355
6ЧНСП 31,8/33	5Д50М	735,5	750	-
6ЧНП 30/38	3-2Д42	1030	600	-
6ЧНРП 30/38	3Д42	1103	600	-
6ЧНП 30/38	2Д42	1397	750	-
6ЧНП 30/38	1-2Д42	1397	715	-
42ЧНП 16/17	М503В-2	2427	200	535

## Приложение 2

Варианты заданий для студентов заочной формы обучения по специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок»

Номер варианта равен сумме последних трех цифр зачетной книжки.

Для вариантов с 0 по 9 тип судна – грузовое

Для вариантов с 10 по 17 тип судна – буксир

Для вариантов с 18 по 27 тип судна – пассажирское

$L$  – длина, м

$B$  – ширина, м

$T$  – осадка, м

$V$  – объемное водоизмещение,  $m^3$

$v$  – скорость судна, м/с

$x$  – число винтов. Для всех типов судов  $x=2$

$D_{max}$  – максимальный диаметр винта, м

Для буксиров  $D_{max}=0,95 \cdot T$ , для грузовых  $D_{max}=0,7 \cdot T$ , для остальных судов

$D_{max}=0,8 \cdot T$ .

$Z$  – сила тяги для буксиров, кН

## Окончание прил.2

Номер вари- анта	L,м	B,м	T,м	V,м <sup>3</sup>	v,м/с	Z,кН
0	90	12	3	2900	5	0
1	110,5	13	3,5	4097	4	0
2	84	12,2	3,3	2695	6	0
3	85	12,5	2,3	2034	5	0
4	62,2	10	1,6	866	4,5	0
5	61,5	9	1,4	645	5	0
6	128,6	16,5	3,5	6300	5,5	0
7	115,3	13	3,5	4305	5,6	0
8	105	14,8	2,2	2851	5,3	0
9	86,1	12,5	2,5	2297	4,8	0
10	32	7,6	1,4	193	2,2	59
11	32	7,5	1,4	217	3,3	38
12	44	11,6	2,1	714	3	169
13	38,5	8,2	2	400	2,7	78
14	32,5	8	2	251	2,8	80
15	31	8	1,3	213	2,8	63
16	40	12	2	570	3,3	90
17	35	8	1,7	250	3,1	85
18	105	14,8	2,5	3225	6	0
19	90,2	13	3,5	3253	7	0
20	96	12,5	2,4	2463	6	0
21	90	15	2,3	2543	5	0
22	77,6	12	3,5	1560	6,7	0
23	135	16,5	3,2	6129	6,4	0
24	135	16,5	3,5	6750	6,2	0
25	90	12	3,2	3103	6	0
26	115	16	2,7	3470	5	0
27	103	12	2,2	2099	4,5	0



## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Цель и краткое содержание расчета движительного комплекса..	3
2. Список основных обозначений.....	4
3. Расчет сопротивления воды движению судна.....	5
4. Расчет элементов движительного комплекса при выборе главных двигателей судна.....	8
5. Расчет элементов движительного комплекса на полное использование мощности главных двигателей .....	12
6. Расчет и построение ходовых (или тяговых) характеристик судна.....	15
7. Разработка чертежа гребного винта.....	22
Список литературы.....	29
Приложение 1.....	30
Приложение 2.....	31
Приложение 3.....	33

Федеральное агентство по образованию  
Государственное образовательное учреждение  
Высшего профессионального образования  
“Тихоокеанский Государственный университет”

Утверждаю в печать  
ректор ТОГУ  
Профессор \_\_\_\_\_ Иванченко С.Н.  
“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2010 г.

## РАСЧЕТ ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ВИНТОВОГО СУДНА

Методические указания к курсовой работе по дисциплине «Теория и устройство судна» для студентов III курса специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок»

Составил: Ряйсянен А.Г.

Рассмотрены и рекомендованы к изданию кафедрой  
“Двигатели внутреннего сгорания”  
“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2010 г.

Зав. Кафедрой ДВС, д.т.н. \_\_\_\_\_ Лашко В.А.

Рассмотрены и рекомендованы к изданию советом  
Института транспорта и энергетики  
“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2010 г.

Председатель совета \_\_\_\_\_ Фейгин А.В.  
Нормоконтролер \_\_\_\_\_

Хабаровск  
Издательство ТОГУ  
2010

УДК 621.431.74 (075.8)

Расчет движительного комплекса винтового судна: Методические указания к курсовой работе по дисциплине «Теория и устройство судна» для студентов III курса специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок» /Сост. А.Г.Ряйсянен. - Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2010.– 39 с.

Указания разработаны на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания». В них даны расчеты элементов движительного комплекса винтового судна, описано построение ходовых характеристик, представлена разработка чертежа гребного винта.

Печатается в соответствии с решениями кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» и методического совета института транспорта и энергетики.

©Издательство ТОГУ, 2010

# Расчет движительного комплекса винтового судна

Методические указания к курсовой работе по дисциплине «Теория и устройство судна» для студентов III курса специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок»

Ряйсянен Александр Гугович

Главный редактор Л.А. Суевалова  
Редактор Т.Ф. Шейкина

Лицензия на издательскую деятельность  
ЛР № 020526 от 23.04.97

Подписано в печать                      Формат 60x84 1/16.  
Бумага писчая. Гарнитура «Таймс» Печать офсетная. Усл. печ. л. 2,4.  
Уч.-изд. л. 2,0. Тираж 100 экз. Заказ                      . С 05.

Издательство Хабаровского государственного технического университета.  
680035, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136.

Отдел оперативной полиграфии издательства ТОГУ. 680035, Хабаровск, ул.  
Тихоокеанская, 136.

## Приложение 3

### Коэффициенты аппроксимации диаграммы Папмеля

$$L_p(Kd') = C1 + C2 * Kd' + C3 * Kd'^2 + C4 * Kd'^3$$

$$KPD(Kd') = C1 + C2 * Kd' + C3 * Kd'^2 + C4 * Kd'^3$$

$$L_p(Kn'') = C1 + C2 * Kn'' + C3 * Kn''^2 + C4 * Kn''^3$$

$$KPD(Kn'') = C1 + C2 * Kn'' + C3 * Kn''^2 + C4 * Kn''^3$$

$$HD(Kn'') = C1 + C2 * Kn'' + C3 * Kn''^2 + C4 * Kn''^3$$

---  $L_p(Kd')$  -----  $KPD(Kd')$  -----  $L_p(Kn'')$  -----  $KPD(Kn'')$  -----  $HD(Kn'')$  --

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,35, в насадке

C1= 0,002004204	C1= 0,016827899	C1= 0,017799474	C1= 0,165589367	C1= 0,483205239
C2= 0,686609769	C2= 0,994055343	C2= 0,267317562	C2= 0,426550021	C2= 0,232648629
C3=-0,201763470	C3=-0,530203652	C3=-0,016587093	C3=-0,119142852	C3=-0,008851527
C4= 0,045827971	C4= 0,100177416	C4= 0,002903993	C4= 0,011459942	C4= 0,003712851

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,55, в насадке

C1= 0,001976970	C1= 0,029785013	C1= 0,015887240	C1= 0,047956481	C1= 0,767141295
C2= 0,853563455	C2= 1,066816382	C2= 0,335294030	C2= 0,597771303	C2= 0,246610482
C3=-0,319318082	C3=-0,650650244	C3=-0,044911521	C3=-0,216897351	C3=-0,035344730
C4= 0,073068991	C4= 0,144770802	C4= 0,007761524	C4= 0,029593444	C4= 0,007713047

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,58, в насадке

C1= 0,003366589	C1= 0,012468846	C1=-0,006356340	C1= 0,069982319	C1= 0,622100595
C2= 0,693864694	C2= 1,145669917	C2= 0,304077047	C2= 0,547154464	C2= 0,019287811
C3=-0,160609934	C3=-0,714505886	C3=-0,035762440	C3=-0,172718384	C3= 0,098468495
C4= 0,029319053	C4= 0,159223397	C4= 0,006292135	C4= 0,018926455	C4=-0,011105053

Продолжение прил. 3

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,75, в насадке

C1=-0,009133708	C1=-0,000117473	C1= 0,022970073	C1= 0,111131036	C1= 0,554827659
C2= 0,783371834	C2= 1,197485793	C2= 0,272618107	C2= 0,440354977	C2= 0,300057926
C3=-0,196645888	C3=-0,867673112	C3=-0,009395822	C3=-0,127666010	C3=-0,027481538
C4= 0,034772370	C4= 0,234362178	C4= 0,001159420	C4= 0,013003847	C4= 0,003791258

Число лопастей 3 дисковое отношение 0,35, открытый

C1=-0,018980172	C1= 0,026493805	C1= 0,141121346	C1= 0,280920368	C1= 0,464717789
C2= 0,451651570	C2= 0,826913051	C2= 0,096414736	C2= 0,262487660	C2=-0,014669680
C3=-0,054870782	C3=-0,317397986	C3= 0,033966240	C3=-0,040825776	C3= 0,064021530
C4= 0,015043103	C4= 0,046978190	C4=-0,002779778	C4= 0,002442821	C4=-0,004951380

--- Lp(Kd') ----- KPD(Kd') ----- Lp(Kn'') ----- KPD(Kn'') ----- HD(Kn'') --

Число лопастей 3 дисковое отношение 0,50, открытый

C1=-0,002171179	C1= 0,025740981	C1= 0,020795254	C1= 0,185606712	C1= 0,347796647
C2= 0,446041669	C2= 0,751258279	C2= 0,248170361	C2= 0,291168121	C2= 0,128197806
C3=-0,001643731	C3=-0,293527286	C3=-0,016847543	C3=-0,058681370	C3= 0,010047749
C4=-0,000141353	C4= 0,045573415	C4= 0,002635691	C4= 0,005110334	C4= 0,001096517

Число лопастей 3 дисковое отношение 0,65, открытый

C1=-0,024718214	C1= 0,025729012	C1=-0,090821717	C1= 0,134057850	C1= 0,026338674
C2= 0,608815035	C2= 0,653778426	C2= 0,395646339	C2= 0,276607539	C2= 0,631161440
C3=-0,081847340	C3=-0,198345435	C3=-0,057370477	C3=-0,040877659	C3=-0,141598093
C4= 0,003048714	C4= 0,021455298	C4= 0,005016168	C4= 0,002200319	C4= 0,013162810

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,40, открытый

C1=-0,032834876	C1= 0,047494433	C1= 0,020851054	C1= 0,274315003	C1= 0,302597564
-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------

Продолжение прил. 3

C2= 0,560855412 C2= 0,761539569 C2= 0,233622777 C2= 0,175162867 C2= 0,135964090  
 C3=-0,081378043 C3=-0,306024722 C3=-0,006518031 C3=-0,013817621 C3= 0,036697952  
 C4= 0,016483372 C4= 0,047041932 C4= 0,001340617 C4=-0,000252647 C4=-0,003908180

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,55, открытый

C1=-0,027132105 C1= 0,008953762 C1= 0,013999587 C1= 0,219723362 C1= 0,188017413  
 C2= 0,587750875 C2= 0,768632062 C2= 0,266015427 C2= 0,217215198 C2= 0,412760893  
 C3=-0,076109892 C3=-0,256969383 C3=-0,011811764 C3=-0,013640918 C3=-0,063683000  
 C4= 0,004321432 C4= 0,030129895 C4= 0,000570976 C4=-0,001342311 C4= 0,005731302

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,70, открытый

C1=-0,012938053 C1= 0,009658703 C1=-0,072046199 C1= 0,075618650 C1= 0,199699863  
 C2= 0,513065389 C2= 0,739609134 C2= 0,383453223 C2= 0,378850479 C2= 0,447462827  
 C3=-0,027428898 C3=-0,270819043 C3=-0,063876090 C3=-0,078777408 C3=-0,094283800  
 C4=-0,005007583 C4= 0,037082807 C4= 0,007486229 C4= 0,006258632 C4= 0,010651499

=====

$$K1(HD, Lp) = C1 + C2*HD + C3*Lp + C4*HD^2 + C5*HD*Lp + C6*Lp^2 + C7*HD^3 + C8*Lp^2*HD + C9*Lp^3 + C10*HD^2*Lp^2$$

$$K2(HD, Lp) = C1 + C2*HD + C3*Lp + C4*HD^2 + C5*HD*Lp + C6*Lp^2 + C7*HD^3 + C8*Lp^2*HD + C9*Lp^3 + C10*HD^2*Lp^2$$

$$KPD(K2, Lp) = C1 + C2*K2 + C3*Lp + C4*K2^2 + C5*K2*Lp + C6*Lp^2 + C7*K2^3 + C8*Lp^2*K2 + C9*Lp^3 + C10*Lp^2*K2^2$$

$$HD(K2, Lp) = C1 + C2*K2 + C3*Lp + C4*K2^2 + C5*K2*Lp + C6*Lp^2 + C7*K2^3 + C8*Lp^2*K2 + C9*Lp^3 + C10*Lp^2*K2^2$$

-- K1(HD, Lp) ----- K2(HD, Lp) ---- KPD(K2, Lp) ----- HD(K2, Lp) --

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,35, в насадке

C1=-0,076989596 C1=-0,005443271 C1= 0,057107372 C1= 0,354746832  
 C2= 0,469742322 C2= 0,013036762 C2=-1,883125971 C2=19,621962853  
 C3=-0,201438562 C3= 0,001023009 C3= 2,247069627 C3= 0,134655042  
 C4= 0,118614738 C4= 0,035546170 C4=11,836216929 C4=-90,31593050

### Продолжение прил. 3

C5=-0,295098398	C5=-0,017985508	C5=-9,752499451	C5= 1,636759909
C6=-0,015375211	C6= 0,001204914	C6=-2,108302047	C6= 0,304710115
C7=-0,050781791	C7=-0,003954289	C7=28,133235921	C7=285,861731481
C8= 0,055600200	C8=-0,005015154	C8=15,733253493	C8=-6,670067351
C9=-0,111130594	C9=-0,026607588	C9= 0,367068908	C9= 0,159294079
C10=0,077167214	C10=0,011515997	C10=-46,330633082	C10=15,887069828

-- K1 (HD, Lp) ----- K2 (HD, Lp) ----- KPD(K2, Lp) ----- HD(K2, Lp) --

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,55, в насадке

C1= 0,182994723	C1= 0,034230315	C1= 0,021133081	C1= 0,322904517
C2=-0,270958506	C2=-0,083384194	C2= 0,503440810	C2=21,025730052
C3=-0,226294342	C3= 0,006949658	C3= 2,091109236	C3= 0,219064351
C4= 0,795067457	C4= 0,105885306	C4=-26,73448540	C4=-141,0768011
C5=-0,451572352	C5=-0,028115195	C5=-5,723466052	C5= 0,230224231
C6= 0,124518907	C6=-0,015812053	C6=-2,133954688	C6= 0,260549407
C7=-0,190357398	C7=-0,014283056	C7=203,82640594	C7=494,42750257
C8= 0,130177364	C8= 0,029349117	C8=14,711586727	C8=-7,530521000
C9=-0,161810261	C9=-0,028368415	C9= 0,422206399	C9= 0,168778207
C10=0,023529920	C10=-0,00444762	C10=-60,9400779	C10=43,409680378

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,58, в насадке

C1=-0,189628880	C1=-0,003660823	C1= 0,056375900	C1= 0,391776216
C2= 0,677873675	C2= 0,001800120	C2=-2,136924869	C2=18,669813690
C3=-0,026350825	C3= 0,019853967	C3= 2,259262925	C3= 0,115172947
C4=-0,056423609	C4= 0,043978788	C4=15,550875333	C4=-103,113171780



Продолжение прил. 3

C5=-0,442315383 C5=-0,041239374 C5=-9,082972677 C5= 2,534217523  
 C6=-0,234745073 C6=-0,020014862 C6=-2,164625250 C6= 0,341988477  
 C7= 0,030174671 C7=-0,001493849 C7=15,766154601 C7=325,325051737  
 C8= 0,208058717 C8= 0,029820705 C8=15,027847983 C8=-7,010992204  
 C9=-0,041790031 C9=-0,030077040 C9= 0,375410980 C9= 0,152933562  
 C10=0,022863627 C10=0,000046732 C10=-35,6735596 C10=21,538095226  
 -- K1 (HD, Lp) ----- K2 (HD, Lp) ----- KPD(K2, Lp) ----- HD(K2, Lp) --

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,75, в насадке

C1=-0,063526604 C1= 0,006256303 C1= 0,039817018 C1= 0,433163296  
 C2= 0,225229258 C2=-0,030722204 C2=-0,659005713 C2=17,006474927  
 C3=-0,025110795 C3= 0,008698902 C3= 2,050148674 C3= 0,074532716  
 C4= 0,419570765 C4= 0,074078475 C4=-9,517511132 C4= -96,782727157  
 C5=-0,511532723 C5=-0,024514742 C5=-6,607273602 C5= 1,304354122  
 C6=-0,216444266 C6= 0,007010592 C6=-2,046762484 C6= 0,419873010  
 C7=-0,104811974 C7=-0,007435037 C7=132,30692641 C7= 321,146504236  
 C8= 0,285746852 C8=-0,028972221 C8=14,241087235 C8=-5,414484356  
 C9=-0,075101429 C9=-0,021151913 C9= 0,394198322 C9= 0,084955886  
 C10=-0,000452742 C10=0,015655034 C10=-56,37629817 C10=17,643455263

Число лопастей 3 дисковое отношение 0,35, открытый

C1= 0,041521869 C1= 0,002415832 C1= 0,111655961 C1= 0,288194598  
 C2= 0,263485453 C2=-0,005627660 C2=-4,804500277 C2=18,321744287  
 C3=-0,261389656 C3= 0,009961784 C3= 1,788814175 C3= 0,149593576  
 C4= 0,156456748 C4= 0,062235561 C4=58,639678685 C4=-95,820510808

Продолжение прил. 3

C5= 0,093822304 C5=-0,030004552 C5=-10,118858161 C5= 1,292223400  
 C6=-0,233789895 C6=-0,029996564 C6=-0,886422288 C6= 0,479470286  
 C7=-0,081800127 C7=-0,009455566 C7=-206,14702483 C7= 322,776844337  
 C8= 0,005186786 C8= 0,011052186 C8= 8,006992195 C8=-4,648267508  
 C9= 0,040685697 C9=-0,001016564 C9= 0,001576820 C9=-0,048878195  
 C10=0,021644115 C10=0,000142520 C10=-11,12174304 C10= 22,158541776

Число лопастей 3 дисковое отношение 0,50, открытый

C1=-0,084178538 C1=-0,001328050 C1= 0,089541190 C1= 0,292174353  
 C2= 0,617875384 C2=-0,001741520 C2=-3,478240889 C2=15,888847906  
 C3=-0,195744842 C3= 0,015520824 C3= 1,694195142 C3= 0,115150194  
 C4=-0,139200162 C4= 0,073952410 C4=35,965604876 C4= -84,155637943  
 C5=-0,072792276 C5=-0,042711821 C5=-8,258621603 C5= 1,806305424  
 C6=-0,362179936 C6=-0,025867299 C6=-1,053299328 C6= 0,530938497  
 C7= 0,031766687 C7=-0,011090521 C7=-87,864211566 C7= 283,959987880

K1 (HD, Lp) ----- K2 (HD, Lp) ---- KPD (K2, Lp) ----- HD (K2, Lp) -

C8= 0,287635318 C8=-0,006453710 C8= 8,178091594 C8=-3,408389523  
 C9= 0,026982980 C9= 0,004718151 C9= 0,117790406 C9=-0,074786337  
 C10=-0,074869716 C10=0,005472277 C10=-11,46384389 C10=11,566603493

Число лопастей 3 дисковое отношение 0,65, открытый

C1=-0,011877898 C1=-0,011914118 C1= 0,061340315 C1= 0,251594028  
 C2= 0,344223843 C2= 0,043062660 C2=-2,104753954 C2=16,479910441  
 C3=-0,217608533 C3= 0,022812180 C3= 1,482315524 C3= 0,234511598  
 C4= 0,143895392 C4= 0,015370625 C4=19,271207945 C4= -98,095434776

Продолжение прил. 3

C5=-0,117383769	C5=-0,060869602	C5=-5,991774666	C5= 0,508727521
C6=-0,243075129	C6=-0,053106918	C6=-0,748348995	C6= 0,571440385
C7=-0,034369717	C7= 0,019733118	C7=-36,071966408	C7= 307,827241500
C8= 0,161584803	C8= 0,036157692	C8= 4,572176801	C8=-3,911517294
C9= 0,030489197	C9= 0,010939317	C9= 0,056084658	C9=-0,131368240
C10=-0,036762826	C10=-0,01522101	C10=-6,47868840	C10=14,541972567

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,40, открытый

C1=-0,009382190	C1=-0,003943296	C1= 0,083499563	C1= 0,221204796
C2= 0,485657726	C2= 0,022517470	C2=-2,870339201	C2=19,744519415
C3=-0,208599442	C3= 0,015112741	C3= 1,686529903	C3= 0,128796993
C4=-0,124804233	C4= 0,032759053	C4=21,716754263	C4=-105,557062718
C5= 0,021415243	C5=-0,038995352	C5=-8,330640126	C5= 2,269515629
C6=-0,476834827	C6=-0,030584830	C6=-1,004490761	C6= 0,481336557
C7= 0,033601981	C7= 0,000172817	C7= 1,865121402	C7= 324,512719938
C8= 0,457350334	C8= 0,029362278	C8=10,929759543	C8=-7,231877100
C9= 0,011511548	C9=-0,014954273	C9=-0,014018805	C9=-0,002945341
C10=-0,145452585	C10=0,001197202	C10=-32,69616537	C10=22,494636696

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,55, открытый

C1= 0,047026307	C1=-0,001750186	C1= 0,045521701	C1= 0,243875472
C2= 0,183481293	C2= 0,012445675	C2=-1,214507368	C2=16,765381158
C3=-0,272446768	C3= 0,000244777	C3= 1,633281843	C3= 0,209037135
C4= 0,364986646	C4= 0,055554854	C4= 2,673888161	C4= -81,978694799
C5= 0,048920780	C5=-0,029986548	C5=-7,135793794	C5= 1,134065327

Окончание прил. 3

C6=-0,313046900 C6=-0,014026910 C6=-0,765712924 C6= 0,456374925  
C7=-0,163588986 C7=-0,007269725 C7=56,536514005 C7= 263,570833612  
C8= 0,129184096 C8=-0,007686874 C8= 8,345788882 C8=-4,420381556  
C9= 0,027563724 C9=-0,006060740 C9=-0,089360319 C9=-0,034498326  
C10= -0,017453831 C10=0,008546909 C10=-40,674569638 C10= 15,392340798

Число лопастей 4, дисковое отношение 0,70, открытый

C1= 0,025318378 C1= 0,013492214 C1= 0,069672820 C1= 0,267628403  
C2= 0,213274129 C2=-0,038558988 C2=-2,728071742 C2=16,158021517  
C3=-0,202461365 C3= 0,015320264 C3= 1,665391527 C3= 0,235045891  
C4= 0,325830924 C4= 0,095938887 C4=27,930914424 C4=-102,571930849  
C5=-0,073657415 C5=-0,045730778 C5=-7,957544685 C5=-0,449893032  
C6=-0,340448146 C6=-0,036062871 C6=-0,934370207 C6= 0,518003999  
C7=-0,104106669 C7=-0,002781965 C7=-62,923433556 C7= 344,310680664  
C8= 0,140817540 C8=-0,005012471 C8= 7,233659535 C8=-3,624953170  
C9= 0,055349405 C9= 0,017586516 C9= 0,037416625 C9=-0,097399043  
C10=-0,02291130 C10=-0,006040004 C10=-10,85096903 C10=23,123523551

-- K1 (HD, Lp) ----- K2 (HD, Lp) ----- KPD(K2, Lp) ----- HD(K2, Lp) --

$$K1(HD, Lp) = C1 + C2*HD + C3*Lp + C4*HD^2 + C5*HD*Lp + C6*Lp^2 + C7*HD^3 + C8*Lp^2*HD + C9*Lp^3 + C10*HD^2*Lp^2$$

$$K2(HD, Lp) = C1 + C2*HD + C3*Lp + C4*HD^2 + C5*HD*Lp + C6*Lp^2 + C7*HD^3 + C8*Lp^2*HD + C9*Lp^3 + C10*HD^2*Lp^2$$

$$KPD(K2, Lp) = C1 + C2*K2 + C3*Lp + C4*K2^2 + C5*K2*Lp + C6*Lp^2 + C7*K2^3 + C8*Lp^2*K2 + C9*Lp^3 + C10*Lp^2*K2^2$$

$$HD(K2, Lp) = C1 + C2*K2 + C3*Lp + C4*K2^2 + C5*K2*Lp + C6*Lp^2 + C7*K2^3 + C8*Lp^2*K2 + C9*Lp^3 + C10*Lp^2*K2^2$$

=====