

Валентин Жинкин,
профессор, канд. техн. наук



Частично погруженные гребные винты

проблемы и решения

Частично погруженные гребные винты (ЧПГВ) в последнее время находят довольно широкое применение на быстроходных судах. Не вдаваясь в перечисление вообще-то хорошо известных достоинств и недостатков этих винтов, остановимся на главной их особенности – зависимости гидродинамических характеристик (ГДХ) от глубины погружения диска движителя. Последнее обстоятельство создает при проектировании ЧПГВ ряд проблем, не свойственных по большей части гребным винтам, работающим глубоко под поверхностью воды. Рассмотрим некоторые из этих проблем на конкретном примере.

Для глиссирующего катера, полное водоизмещение которого составляет $D = 5.40$ т, требуется спроектировать движительный комплекс, состоящий из двух частично погруженных гребных винтов. На каждый из ЧПГВ работает двигатель, подводящий к винту мощность, равную $P_S = 261$ кВт, при номинальной частоте вращения $n = 2800$ об/мин. Для проводимых ниже оценок верхняя ограничительная характеристика двигателя принята линейной. Кривая буксировочного сопротивления катера при движении на тихой воде представлена на рис.1.

В качестве движителей принимаются 4-лопастные ЧПГВ фирмы «Rolla». Геометрические характеристики рассматриваемой серии винтов:

- дисковое отношение $A_0/A_E = 0.8$,
- шаговое отношение $P/D = 0.9; 1.1; 1.2; 1.4; 1.6$.

Гребные винты испытывались в кавитационной трубе со свободной поверхностью в рабочем участке. Относительное погружение диска винта $h = H/D = 0.3; 0.47; 0.58$, при этом изменение заглубления винта сопровождалось изменением угла наклона гребного вала, который при перечисленных погружениях соответственно составлял $\nu = 4, 8$ и 12° (данные испытаний были опубликованы в трудах международной конференции FAST-91). Гидродинамические характеристики этой серии ЧПГВ при погружении $h = 0.47$ приведены на рис. 2, здесь же показана и схема установки винта.

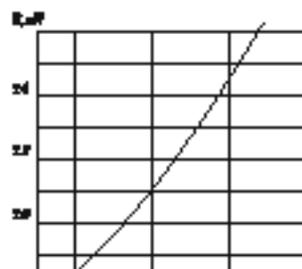


Рис.1. Кривая буксировочного сопротивления расчетного судна

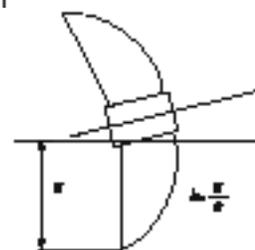
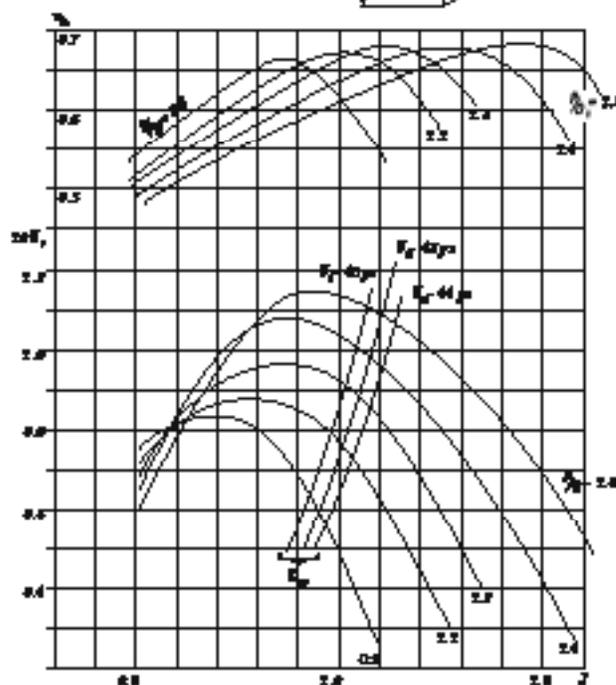


Рис.2. Гидродинамические характеристики ЧПГВ «Rolla» при относительном погружении $h = 0.47$



В принципе, возможны различные подходы к проектированию гребного винта. Рассмотрим два варианта.

Проектирование ЧПГВ на абсолютный максимум КПД в расчетном режиме. Как правило, жестких ограничений максимально допустимого диаметра для ЧПГВ нет. Поэтому можно рассматривать вариант выбора винта фиксированной геометрии на абсолютный максимум КПД. При этом с ГДХ выбранного для расчета гребного винта снимаются значения относительной поступи J и коэффициента упора K_T , соответствующие максимальному КПД. Вместе с заданными расчетной скоростью V_A и необходимым для ее достижения упором T , найденные значения J и K_T позволяют определить для выбранного ГВ диаметр D , частоту вращения n и мощность главного двигателя P_S :

$$D = (J/V_A) \sqrt{T/\rho K_T};$$

$$n = (V_A/J)^2 \sqrt{\rho K_T/T};$$

$$P_S = TV_A/(\eta_S \eta_0).$$

Здесь и дальше в расчетах будем пренебрегать взаимодействием ГВ и корпуса, влиянием скоса потока (угла наклона вала) и принимать КПД передачи мощности $\eta_S = 1$ (т. е. задана мощность, подводимая к гребному винту). Указанные допущения представляются вполне правомерными в подобных оценках на ранних стадиях проектирования. На основании изложенного в дальнейшем считаем, что скорость V_A в диске винта равна скорости V движения катера, а упор T – полезной тяге T_E , т. е. половине сопротивления движению $R/2$ (так как винтов два).

Данный вариант выбора ЧПГВ будем применять с учетом приведенных на рис. 2 ГДХ при погружении $h = 0.47$. Очевидно, что для предварительных оценок достаточно рассмотреть два шаговых отношения: $P/D = 1.2$ и $P/D = 1.4$. В обоих случаях максимум КПД составляет $\eta_0 = 0.66$. Тогда, используя кривую сопротивления, при номинальной мощности двигателя и найденном выше КПД можно определить как ожидаемую скорость $V_S \approx 43$ уз, так и необходимый упор $T = 7.9$ кН. Результаты соответствующих расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1. Расчет V_S и T

P/D	$\eta_{0\max}$	J	K_T	$D, \text{ м}$	$n, \text{ об/с}$	$P_S, \text{ кВт}$
1.2	0.66	1.10	0.082	0.482	41.8	264
1.4	0.66	1.25	0.080	0.554	31.9	264

Как и следовало ожидать, для обоих винтов необходимая мощность практически совпала с заложенной в расчет, заметно различаются значения диаметров и частоты вращения. Ни одна из последних при этом, естественно, не равна оборотам заданного двигателя. Поскольку проектирование ЧПГВ на абсолютный максимум КПД жестко связывает определяемые диаметр и частоту вращения винта, этот способ, возможно, будет оправдан лишь в том случае, когда не исключена установка редуктора.

Проектирование оптимального ЧПГВ, выполняющего условия задания и имеющего при этом наивысший КПД. Заданными являются кривая сопротивления катера и характеристики энергетической установки – ее мощность и частота вращения. Задача заключается в определении максимальной достижимой скорости и решается с помощью коэффициента задания

$$K_{NT} = (V_A/\sqrt{n}) \cdot 4\sqrt{\rho/T} = J/4\sqrt{K_T}.$$

Процедура сводится к следующему: задается диапазон скоростей, включающий в себя ожидаемую скорость, по кривой сопротивления находят соответствующие значения упора $T = R/2$, рассчитываются коэффициенты задания (см. табл. 2).

Таблица 2. Расчет K_{NT}

$V_S, \text{ уз}$	40	42	44
$V, \text{ м/с}$	20.6	21.6	22.6
$T, \text{ кН}$	7.30	7.70	8.10
K_{NT}	1.84	1.91	1.97

Затем для всех этих значений K_{NT} рассчитываются соответствующие им зависимости $K_T = f(J)$ (табл. 3) и наносятся на кривые действия выбранного ЧПГВ серии (см. рис. 2).

Таблица 3. Расчет зависимостей $K_T = f(J)$

K_{NT}	Коэффициент K_T при следующих значениях J :		
	0.9	1.0	1.1
1.84	0.057	0.087	0.130
1.91	0.049	0.075	0.110
1.97	0.044	0.066	0.097

Далее в точках пересечения зависимостей $K_T = f(J)$ и $K_{NT} = \text{const}$ находим значения K_T, J и η_0 , а затем по ним рассчитываем требуемую мощность и диаметр гребного винта. Указанные операции были выполнены для трех винтов серии с $P/D = 1.1; 1.2; 1.4$. Было найдено, что максимальную скорость обеспечивает гребные винты с $P/D = 1.2$, соответствующие этому винту значения характеристик приведены в табл. 4 и на рис. 3.

Рис. 3. Определение достижимой скорости и относительной поступи при использовании винта с $P/D = 1.2$

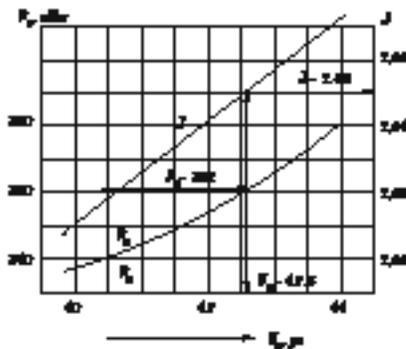


Таблица 4. Характеристики ГВ с $P/D = 1.2$

$V_S, \text{ уз}$	40	42	44
K_T	0.092	0.090	0.087
J	1.01	1.04	1.07
η_0	0.64	0.65	0.65
$P_{SR}, \text{ кВт}$	237	254	281

На графике рис. 3 при мощности заданного двигателя $P_S = 261$ кВт находим максимально достижимую скорость $V_S = 42.6$ уз, а также величину относительной поступи в расчетном режиме движения $J = 1.05$; диаметр гребного винта при этом определяется расчетом: $D = 0.445$ м.

Сопоставляя результаты, полученные при проектировании гребных винтов двумя описанными выше способами, можно заключить, что количественно максимально достижимая скорость практически не различается. Это обстоятельство объясняется тем, что не было введено ограничений по диаметру гребного винта. Кроме того, характеристики двигателя (мощность и частота вращения) таковы, что точки пересечения ГДХ выбранного ЧПГВ с кривыми постоянных коэффициентов задания оказались в области максимальных значений КПД (см. рис. 2).

Для дальнейших расчетов в качестве основного варианта рассмотрим ГВ с шаговым отношением $P/D=1.2$, который в расчетном режиме работает при относительном заглублении $h=0.47$ и потребляет при этом номинальную мощность двигателя $P_S=261$ кВт при номинальной частоте вращения $n=2800$ об/мин и обеспечивает катеру на тихой воде скорость $V_S=42.6$ уз.

Расчет упора ЧПГВ и потребляемой им мощности на режимах, отличных от расчетного. У быстроходных судов, оборудованных ЧПГВ, различным режимам движения соответствуют различные погружения диска двигателя. Естественно, при этом на промежуточных режимах интерес представляет установление зависимости как необходимого заглубления гребного винта, так и требуемого режима работы двигателя от скорости. Задача может быть успешно решена только в том случае, если известны ГДХ ЧПГВ при всех возможных погружениях его диска, вплоть до того значения, когда влияние свободной поверхности на работу ГВ практически отсутствует. Считается, что это соответствует относительному погружению $h \geq 2.0$. Следует, однако, учитывать, что сформулированная проблема не имеет однозначного решения, поскольку заданный упор при заданной скорости может обеспечиваться данным ЧПГВ при различных погружениях и различных режимах работы главного двигателя. Опубликованные ГДХ ЧПГВ фирмы «Rolla» даны только при трех фиксированных погружениях в диапазоне $h=0.30-0.58$. Очевидно, что внутри этого диапазона можно использовать интерполяцию, но при $h > 0.58$ необходимо иметь дополнительную информацию.

Был разработан способ «реконструкции» ГДХ ЧПГВ для всех возможных погружений винта. В основу способа положены опубликованные фирмой данные, а также результаты испытаний отечественных ученых, в ходе которых изуча-

лось влияние погружения ЧПГВ на его ГДХ в диапазоне $h=0.50-2.0$. «Воссозданные» таким образом гидродинамические характеристики выбранного выше ЧПГВ, имеющего шаговое отношение $P/D=1.2$, приведены на рис. 4. Предполагается, что с приемлемой для оценок точностью эти данные могут использоваться для дальнейших расчетов промежуточных режимов движения катера.

Методика определения искомых параметров работы ЧПГВ (погружения, создаваемой полезной тяги, частоты вращения, потребляемой мощности) на режимах движения, отличных от расчетного, заключается в следующем. Задается ряд фиксированных погружений ГВ в диапазоне $h=0.30-2.0$. Для фиксированной поступи по ГДХ (см. рис. 4) находятся значения коэффициентов упора K_T и КПД η_0 винта. При заданной фиксированной частоте вращения $n \leq n_{ном} = 2800$ об/мин рассчитываются создаваемый гребным винтом упор T и потребляемая им мощность P_S .

Далее определяются: соответствующая рассматриваемому режиму скорость ($V=JnD$), по рис. 1 – необходимая для ее достижения полезная тяга $T_{ER}=R/2$, а по принятой верхней ограничительной характеристике – максимальная мощность двигателя $P_{SM}=f(n)$. Для каждой пары заданных значений поступи J и частоты вращения n строятся графики $P_S=f(h)$ и $T_E=f(h)$, а затем по ним определяются искомые величины необходимого погружения ГВ для обеспечения установившегося режима движения ($V=const$) – h_R и необходимой для этого мощности P_{SR} .

Затем находится требуемое погружение винта h_M , требуемое для использования полной мощности P_{SM} , и определяется создаваемая при этом полезная тяга T_{EM} , максимально возможная на рассматриваемой скорости. Примеры подобных расчетов приведены в табл. 5, а соответствующие графики на рис 5.

Рис.4. Гидродинамические характеристики ЧПГВ с $P/D=1.2$ при различных погружениях

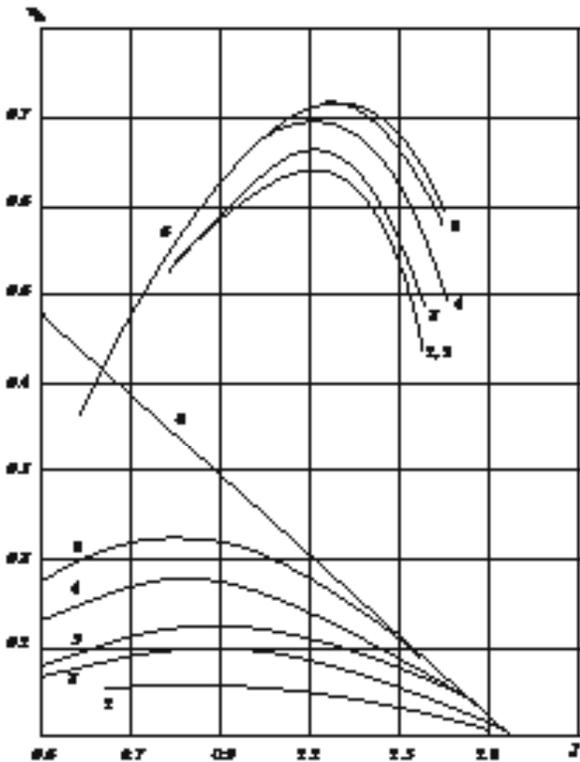


Рис.5. Расчет погружения и тяги винта на промежуточных режимах работы при $J=0.9$

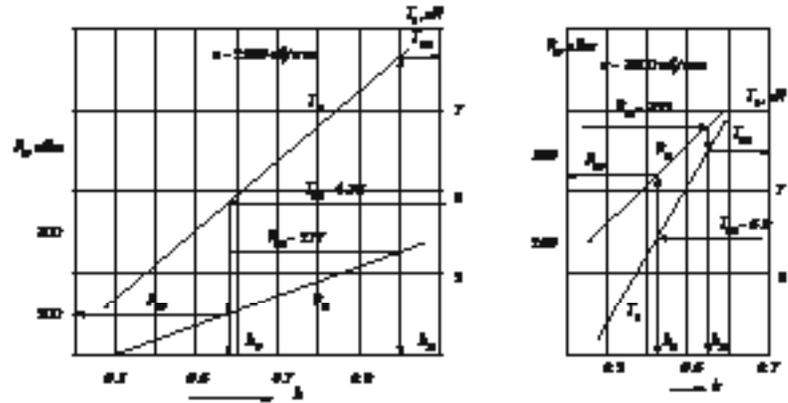


Рис.6. Расчетные значения потребной T_{ER} и располагаемой T_{EM} тяги в зависимости от скорости

Рис.7. Потребная P_{SR} и располагаемая P_{SM} мощность в зависимости от скорости при различных оборотах двигателя

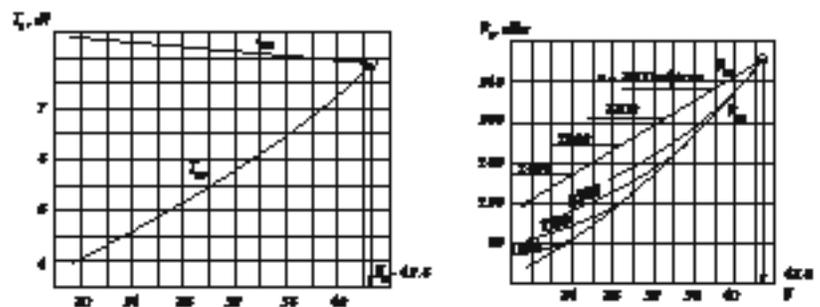


Рис.8. Связь между частотой вращения и погружением винта для данной скорости

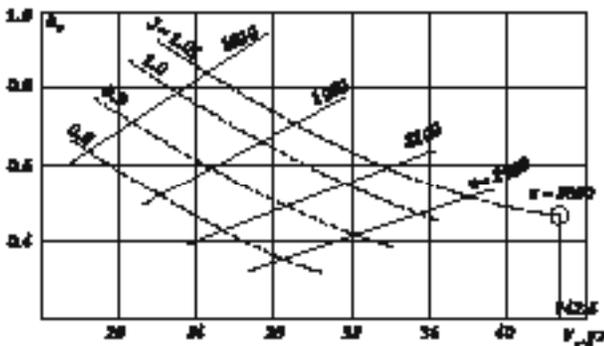


Табл. на промежуточных режимах

При $J=0.9$						
h	0.30	0.47	0.58	0.80	1.00	2.00
K_T	0.055	0.095	0.120	0.175	0.210	0.290
η_0	0.575	0.580	0.570	0.610	0.615	0.615
При $n = 1900$ об/мин, $P_{SM} = 177$ кВт, $V_S = 24.7$ уз, $T_{ER} = 4.75$ кН						
T , кН	2.21	3.82	4.82	6.80	8.44	11.7
P_S , кВт	48.8	83.6	106	147	174	242
При $n = 2500$ об/мин, $P_{SM} = 233$ кВт, $V_S = 32.5$ уз, $T_{ER} = 5.9$ кН						
T , кН	3.85	6.65	8.39	12.2	14.7	23.0
P_S , кВт	112	192	244	334	399	551

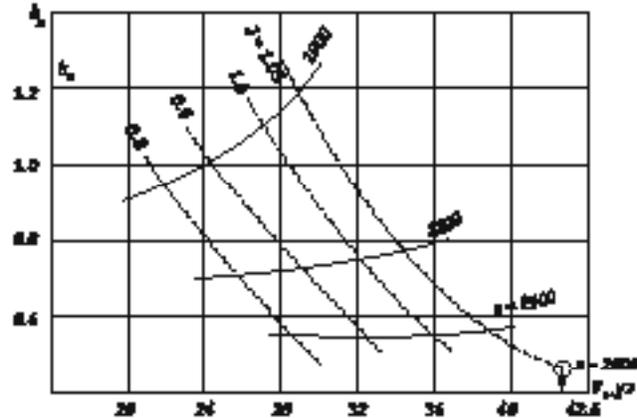
С рис.5 при $n = 1900$ об/мин находим: $h_R = 0.58$, $P_{SR} = 100$ кВт, $h_M = 1.0$, $T_{EM} = 8.3$ кН; при $n = 2500$ об/мин – $h_R = 0.42$, $P_{SR} = 140$ кВт, $h_M = 0.55$, $T_{EM} = 8.0$ кН.

Подобные расчеты были проведены для ряда фиксированных частот вращения ($n = 1600, 1900, 2200, 2500$ об/мин) ЧПГВ и нескольких значений относительной поступи $J = 0.8; 0.9; 1.0; 1.05$. Результаты этих расчетов приведены на рис. 6–9. Первые два представляют собой ходовые характеристики катера. Так, на рис. 6 построены зависимости потребной T_{ER} и располагаемой T_{EM} тяги в функции от скорости движения, причем влияния режима работы ЧПГВ – частоты его вращения – здесь не прослеживается. Однако, как следует из рис. 7, мощность, необходимая для обеспечения заданной тяги на заданной скорости, зависит от числа оборотов двигателя. Так, например, для обеспечения установившегося режима движения с постоянной скоростью $V_S = 24$ уз, потребная мощность изменяется от $P_{SR} \approx 80$ кВт при $n = 1600$ об/мин до $P_{SR} \approx 120$ кВт при $n = 2200$ об/мин. Качественно аналогичная картина имеет место и при обеспечении разгона, когда двигатель работает по верхней ограничительной характеристике. Таким образом, теряется присущая полностью погруженным ГВ однозначность зависимостей $P_{SR} = f(n)$ и $P_{SM} = f(n)$. Причина тому – упоминавшаяся выше возможность обеспечения заданного упора при различных сочетаниях погружения ЧПГВ и частоты его вращения.

На рис. 8 и 9 представлены графики, наглядно иллюстрирующие весьма существенную взаимосвязь погружения ЧПГВ и скорости катера при движении на режимах, отличных от расчетного.

На рис. 8, относящемся к установившимся промежуточным режимам движения катера, показана возможность выбора в достаточно широком диапазоне частоты вращения и погружения винта для обеспечения заданной скорости. Так, например, скорость $V_S = 28$ уз может быть достигнута при частоте вращения, изменяющейся в пределах $n = 1600–2500$ об/мин, при этом глубина погружения ЧПГВ соот-

Рис.9. Зависимость требуемого для полного использования мощности погружения h_M от скорости



ответственно должна будет изменяться от $h \approx 0.95$ до $h \approx 0.35$. Однако при постоянной глубине погружения винта можно обеспечить различные скорости движения: при $h = 0.5$ скорость $V_S = 23–39$ уз. Потребляемая ЧПГВ мощность также будет меняться, соответствующая ее величина находится по рис. 7.

Рис. 9 может быть использован для выбора наиболее рационального режима разгона катера. Правда, на этом рисунке отсутствуют данные при $n = 1600$ об/мин – этой частоте соответствуют слишком большие погружения винта, когда заметно снижается точность вычислений. Здесь можно отметить интересную особенность: интенсивный разгон – со скоростью от 28 до 38 уз – может осуществляться практически при постоянных значениях частоты вращения $n \approx 2500$ об/мин и погружения ЧПГВ $h \approx 0.55$. Однако для этого двигатель должен будет работать с максимальной мощностью.

Приведенные данные свидетельствуют о том, что для рассматриваемого катера с выбранным гребным винтом заданный режим движения (кроме расчетного) может быть обеспечен при различных режимах работы двигателя. Указанное обстоятельство позволяет выбирать наиболее приемлемый режим (по интенсивности разгона, частоте вращения винта, его погружению, потребляемой мощности при заданной скорости и т. д.). Очевидно, что такие же особенности присущи всем быстроходным судам, оборудованным ЧПГВ. Расчеты, подобные приведенным выше, могут использоваться в качестве основы для создания законов управления работой пропульсивного комплекса катера на различных режимах движения. Эти законы, оптимальные для заданных режимов, будут содержать необходимые сочетания регулируемых характеристик: погружение гребного винта, частоту его вращения и потребляемую им мощность.

В заключение следует отметить, что полученные данные носят предварительный, оценочный характер. Дело в том, что на рассматриваемой стадии проектирования ЧПГВ не были учтены следующие факторы:

- влияние вертикальной силы, сопровождающей работу ГВ при частичном его погружении;
- ходовой дифферент катера;
- угол наклона гребного вала;
- рабочее число кавитации ГВ.

Тем не менее представляется, что процедура уточненного проектировочного расчета ЧПГВ концептуально не будет отличаться от изложенной выше. Также очевидно, что полученные результаты – взаимосвязь между режимом работы двигателя и погружением диска движителя при различных скоростях движения – будут качественно подобны найденным здесь.