

УДК 629.12.074

Г.Н. Грищенко,

В.Г. Зиньковский-Горбатенко, доцент, канд. техн. наук

Севастопольский национальный технический университет

Студгородок, г. Севастополь, Украина, 99053

E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ СУДОВ В МАЛОМ ОПЫТОВОМ БАССЕЙНЕ

Описывается методика моделирования сопротивления движению судов, ориентированная на малые опытовые бассейны гравитационного типа, обеспечивающая повышение точности моделирования за счет контроля за степенью турбулизации потока, обтекающего модель, контроля за реализацией установившейся скорости буксировки и за счет учета механических потерь в буксировочной системе.

Предварительное вычисление сопротивления движению составляет одну из важнейших задач прикладной гидромеханики корабля. Однако современное состояние теоретической гидромеханики тяжелой вязкой жидкости и уровень развития компьютерных технологий Flow Vision Technique таковы, что математическое моделирование сопротивления движению еще не обеспечивает точность, требуемую для практического проектирования корабля, а соответствующее программное обеспечение и требуемые мощные компьютеры могут быть недоступны. Поэтому физическое моделирование сопротивления движению корабля во многих случаях остается единственным рабочим путем решения задачи.

Физическое моделирование осуществляется путем испытаний моделей в опытовых бассейнах и пересчета результатов на натуру в соответствии с положениями теорий подобия и размерностей. Такое моделирование в принципе позволяет получить с высокой точностью решение задачи оценки сопротивления корабля. Однако практическая осуществимость необходимого для этого попарного равенства критериев подобия для модели и натуре ограничивается отсутствием в настоящее время подходящих маловязких жидкостей. Поэтому результаты физического моделирования несвободны от масштабного эффекта. Это обстоятельство приводит к тому, что ответственные испытания выполняются с использованием моделей большого размера в больших опытовых бассейнах, представляющих собой весьма дорогостоящие сооружения.

Для исследовательских целей и поисковых работ, а также в учебном процессе кораблестроительных вузов используются малые бассейны, в которых можно испытывать лишь небольшие модели. Для обеспечения достоверности результатов моделирования приходится особо заботиться об

удержании масштабного эффекта в допустимых пределах. Кроме того, в малых бассейнах гравитационного типа, в которых буксировка модели осуществляется силой веса падающего груза, возникает еще одна проблема – снижение механических потерь в системе и учет их влияния на оценку сопротивления.

Исследования по проблеме масштабного эффекта сопротивления велись непрерывно начиная с первых работ В. Фруда (1867 г.), но особенно интенсивно выполнялись в последние 50 лет прошлого века под эгидой международного союза опытовых бассейнов. Результаты этих исследований регулярно рассматривались на международных конференциях опытовых бассейнов (ИТТС или МКОБ – в русском написании). История вопроса подробно описана в [1,2]. Основные результаты исследований сводятся к следующему: испытания моделей кораблей должны проводиться в условиях полной турбулизации потока, обтекающего модель; должны использоваться средства искусственной турбулизации потока; достижение полной турбулизации потока на дозвуковых скоростях движения модели должно контролироваться непосредственно в процессе опыта; вязкостное сопротивление может считаться пропорциональным сопротивлению трения модели; сопротивление трения должно вычисляться с использованием экстраполятора, рекомендованного ИТТС-57 [2]; схема пересчета сопротивления с модели на натурное судно должна соответствовать рекомендованной ИТТС-78 [2].

В условиях малого опытового бассейна гравитационного типа возникает дополнительные проблемы, связанные с невозможностью непосредственного измерения поля скоростей потока и осуществления визуального наблюдения за режимом обтекания модели, а также с существенным влиянием механических потерь в буксировочной системе на точность определения сопротивления движению.

В настоящей статье предлагаются пути решения указанных проблем на примере малого опытового бассейна кафедры ОК СевНТУ.

1. Моделирование сопротивления движению судна в малом опытовом бассейне. Проблемы и задачи. Малый опытовый бассейн кафедры ОК СевНТУ – гравитационного типа. Имеет длину чаши бассейна 10 м при ширине $B_B = 3,0$ м и глубине воды до $H_B = 1,7$ м. Малая длина бассейна, к тому же ограниченная колоколом волнопродуктора и волногасителем, создает ряд проблем при моделировании сопротивления судов.

Во-первых, малая длина зеркала воды в бассейне L_B определяет предельно допустимую длину моделей L_M .

Действительно, с учетом разгонного и тормозного движения модели участков (примерно, по L_M), участка установления режима обтекания (не менее L_M) и участка движения с установившейся скоростью (около

$(3...4)L_M$) [3] получается, что длина зеркала воды в бассейне должна составлять не менее $(6...7)L_M$, так что предельная длина модели не должна превышать $L_{M \max} = \frac{L_B}{(6...7)}$, что, при длине зеркала в бассейне кафедры ОК $L_B \approx 8$ м, дает $L_{M \max} = 1,33...1,14$ м.

При таких длинах для предельно «коротко-полных» судов с $L/B = 3...4$ ширина модели B_M составляет $0,44...0,29$ м, что для бассейна с шириной $B_B = 3$ м соответствует $B/B_B = 1/6,8...1/10$ (при рекомендуемых [3,4] соотношениях $B/B_B = 1/9...1/16$); ширина моделей должна быть ограничена, примерно, величиной $B_M = 0,3$ м. Поскольку у обычных судов отношение ширины к осадке $B/d > 2,5$, то значения d_M/H_B при этом составят $1/12,5$, при рекомендуемых значениях $d_M/H_B = 1/16$, т.е. превышает рекомендуемые значения. Более определенные оценки допустимых размеров моделей могут быть сделаны с использованием диаграммы Комстока и Хенкока [4], позволяющей оценить предельную длину модели в зависимости от числа Фруда $Fr = \frac{v_M}{\sqrt{gL_M}}$ (v_M – скорость модели, g – ускорение свободного падения) и удлинения судна Δ/L^3 (Δ – масса корабля) как $L_M/B_B = f(\Delta/L^3; Fr)$.

Оценки по диаграмме, по утверждению её авторов, соответствуют условиям испытаний, при которых сопротивление модели в бассейне отличается от сопротивления на открытой глубокой воде не более, в среднем, чем на 0,5 %. Диаграмма из [4] изображена на рисунке 1. Поскольку в оригинале использованы не принятые теперь единицы измерения, для входа в диаграмму следует предварительно определить

$$\left(\frac{V}{\sqrt{L}} \right)_{\text{диагр}} = 3,36 Fr \quad \text{и} \quad \left(\frac{\Delta}{(L/100)^3} \right)_{\text{диагр}} = 0,0279 \frac{\Delta}{(L/100)^3}.$$

По оценкам авторов диаграммы, при увеличении длины модели на 50, 100 и 150 % сопротивление возрастает (по сравнению с сопротивлением на свободной воде) на 2, 5 и 10 % соответственно. Оценку по диаграмме следует рассматривать как предварительную.

Во-вторых, достоверность результатов моделирования в значительной мере определяется полнотой турбулизации пограничного слоя модели и его устойчивостью.

Сравнение результатов испытаний моделей стандартного судна (модель судна VICTORY) в опытовых бассейнах мира, предпринятых по инициативе ИТТС, показало, что влияние на результаты испытаний частных особенностей опытового бассейна, способов искусственной турбулизации потока и других, трудно контролируемых факторов и обстоятельств, таких, как отрыв пограничного слоя, не может быть учтено априори и должно контролироваться непосредственно во время испытаний модели. Такой контроль особенно необходим при испытаниях малых моделей.

В условиях бассейна гравитационного типа, по-видимому, наилучшим и достаточно просто осуществляемым приемом контроля за степенью турбулизации пограничного слоя, его устойчивостью является анализ поведения отношения коэффициента полного сопротивления C_T к коэффициенту

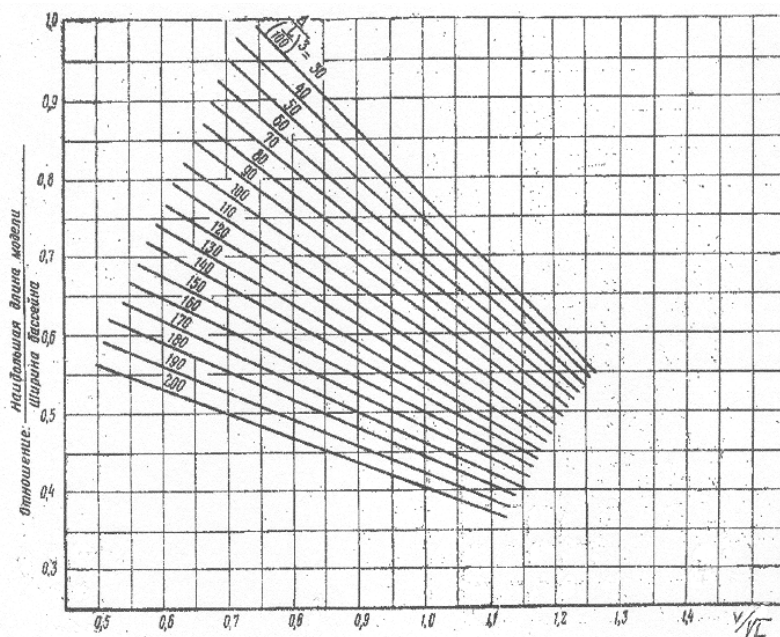


Рисунок 1 – Критическая относительная длина модели

трения C_{F0} при изменении числа Фруда Fr . Действительно, постоянство значения C_T/C_{F0} на доволновых числах Фруда не только указывает на достижение устойчивого турбулентного обтекания модели, но и позволяет оценить нижнюю границу чисел Фруда (и Рейнольдса, поскольку для данной модели они однозначно связаны), границу, ниже которой результаты испытаний модели не могут быть использованы для пересчета на натуру.

Далее этот вопрос будет рассмотрен подробно в разделе 3.

В-третьих, точность результатов испытаний модели в малом бассейне, а, следовательно, и точность результатов пересчета на натуру, существенно зависит от особенностей запряжки модели.

В малом опытовом бассейне кафедры ОК модель буксируется свободной нитью, а не ветвью бесконечной нити, как обычно принято в буксировочных устройствах гравитационных бассейнов. Это резко упрощает конструкцию и естественно при малой длине бассейна, но заставляет принимать меры по обеспечению устойчивости движения на прямом курсе. Последнее достигается путем выноса за нос модели точки крепления буксировочной нити на расстояние около $L_M/2$ (на нок специального «бушприта») или буксировкой модели с помощью треугольной «запряжки» с выносом узла треугольника на то же расстояние за нос модели.

Кроме того, в рассматриваемом устройстве нижняя кромка окружности ведущего шкива расположена выше, чем точка крепления нити на модели, поэтому буксирующая нить подходит к ведущему шкиву под некоторым углом к горизонту, что должно измеряться и учитываться в расчетах сопротивления модели.

Далее, должны быть учтены, путем предварительной тарировки, механические потери в приводе.

Наконец, должна непрерывно регистрироваться скорость движения модели, поскольку необходимо удостовериться, что во время пробега была достигнута установившаяся скорость её движения. Наилучшим образом определение скорости при принятой схеме устройства реализуется путем регистрации скорости вращения ведущего шкива известного радиуса. Это практически выполняется путем регистрации моментов времени замыкания неподвижных контактов (герконов), при прохождении мимо них магнитов, расположенных на ведущем шкиве буксировочного устройства и вращающихся вместе со шкивом. Ввод этого сигнала в компьютер, вместе с сигналом внутреннего таймера компьютера, позволяет вычислять текущую скорость модели [5].

Измерение только средней скорости на рабочем участке не позволяет убедиться в том, что установившаяся скорость была достигнута. Однако, в

качестве альтернативы непрерывному измерению скорости модели, можно использовать измерение моментов времени прохождения моделью трех сходящихся створов, расстояние между которыми известно.

2. Определение сопротивления модели с учетом потерь на трение в буксировочной системе. При принятой в бассейне кафедры ОК схеме привода (рисунок 2) основная часть механических потерь имеет место в опорном подшипнике ведущего вала. Эти потери зависят от нагрузки на подшипник. Потери на изгиб нити пренебрежимо малы.

В рабочем режиме при установившемся вращении нагрузка на подшипник (рисунок 2,а) создается весом движущего груза массой m , весом вращающейся части привода массой m_y , вертикальной составляющей силы натяжения T буксировочной нити $T \sin \varphi$ и горизонтальной её составляющей $T \cos \varphi$ (φ – угол наклона нити к горизонту у шкива) и, следовательно, рав-

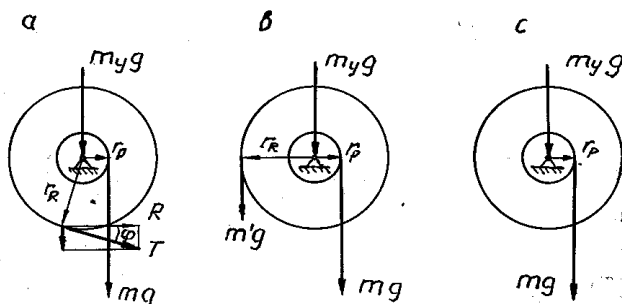


Рисунок 2 – Схема буксировочного устройства и его тарировки

на $\sqrt{[g(m + m_y) + T \sin \varphi]^2 + (T \cos \varphi)^2}$ (соответствующая реакция опоры на рисунке 2 для упрощения не показана). Момент, вращающий шкив, равен $mgr_P - Tr_R$, где натяжение нити T связано с сопротивлением модели R как $T = \frac{R}{\cos \varphi}$.

Таким образом, для определения сопротивления R имеем

$$mgr_P - \frac{Rr_R}{\cos \varphi} = f \sqrt{[g(m + m_y) + R \tan \varphi]^2 + R^2}, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения качения (приведенное плечо нагрузки на подшипник, м). Следовательно, для вычисления R , кроме φ , необходимо располагать еще значением f .

Для определения f можно воспользоваться либо схемой рисунка 2,б, либо схемой рисунка 2,с. В схеме 2,б используется дополнительный груз

m^1 , вес которого имитирует действие силы T . Опыт состоит в том, что при заданном m , достаточном для вращения шкива, величина m^1 увеличивается до тех пор, пока вращение шкива не прекратится.

Теперь нагрузка на подшипник равна $g(m + m^1 + m_y)$, а вращающий момент $mgr_P - m^1 gr_R$.

Следовательно, по схеме рисунка 2,б можно получить

$$f = \frac{mr_P - m^1 r_R}{m + m^1 + m_y}.$$

По схеме 2,с испытания ведутся с грузом m , вращающим шкив, при уменьшении груза до полной остановки вращения. Значение f находится как $f = \frac{mr_P}{m + m_y}$.

Использование обеих схем 2,б и 2,с позволит оценить влияние на значение f суммарной величины нагрузки на подшипник.

После определения f , используя (1) можно получить R как решение уравнения

$$R^2 \left[\frac{r_R^2}{\cos^2 \varphi} - f^2 (1 + tg^2 \varphi) \right] + R \left[- 2mgr_P r_R \frac{1}{\cos \varphi} - 2f^2 g(m + m_y) tg \varphi \right] + [(mgr_P)^2 - f^2 g^2 (m + m_y)^2] = 0. \quad (2)$$

При малых φ выражение (2) упрощается и принимает вид

$$R^2 (r_R^2 - f^2) + R [- 2mgr_P r_R - 2f^2 g(m + m_y) \varphi] + [(mgr_P)^2 - f^2 g^2 (m + m_y)^2] = 0. \quad (3)$$

Уравнения (2),(3) довольно громоздки, однако их можно упростить, если учесть, что $\frac{R}{g(m + m_y)} \ll 1$. В этом случае (1) можно записать как

$$mgr_P - \frac{Rr_R}{\cos \varphi} = fg(m + m_y) \sqrt{\left[1 + \frac{Rtg \varphi}{g(m + m_y)} \right]^2 + \left(\frac{R}{g(m + m_y)} \right)^2}$$

и, при малых значениях угла φ , получить

$$mgr_P - Rr_R = fg(m + m_y) \sqrt{1 + \left(\frac{R}{g(m + m_y)} \right)^2},$$

откуда, с учетом (3), находим

$$mgr_P - Rr_R = fg(m + m_y)$$

и

$$R \approx \frac{mgr_P - fg(m + m_y)}{r_R} \quad \text{или} \quad R \approx \left[m \frac{r_P}{r_R} - \frac{f}{r_R} (m + m_y) \right] g .$$

3. Оценка обеспечения турбулентного режима при буксировочных испытаниях и определение формфактора. В соответствии с современными представлениями [2] коэффициент полного сопротивления модели без вступающих частей C_T может быть представлен как

$$C_T(Re, Fr) = C_V(Re) + C_W(Fr)$$

где C_V – коэффициент вязкостного сопротивления; C_W – коэффициент волнового сопротивления, который и является искомой величиной при испытаниях модели.

Числа Re и Fr равны $Re = \frac{vL}{\nu}$; $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$, и, для данной модели,

$$Re = Fr \frac{\sqrt{gL^3}}{\nu} \quad \text{и} \quad Fr = Re \frac{\nu}{\sqrt{gL^3}} .$$

Следовательно, $C_T = C_V(Re(Fr)) + C_W(Fr)$.

Разделив почленно это выражение на $C_{F0}(Re(Fr))$ – экстраполятор трения, – получим

$$\frac{C_T}{C_{F0}} = \frac{C_V}{C_{F0}} + \frac{C_W}{C_{F0}} .$$

В соответствии с гипотезой Хьюза [1] при полностью развитом турбулентном режиме обтекания

$$\frac{C_V}{C_{F0}} = \text{const} \neq F(Re, Fr) .$$

На доволновых режимах движения $\frac{C_W}{C_{F0}}$ пренебрежимо мало. Следовательно, в качестве критерия существования полностью развитого турбулентного режима можно использовать условие $\frac{C_T}{C_{F0}} = \text{const}$.

Левая граница постоянного значения отношения $\frac{C_T}{C_{F0}}$ как функции от $Re(Fr)$ соответствует переходному режиму обтекания модели, а правая – появлению заметного волнового сопротивления. Само значение $\frac{C_T}{C_{F0}}$

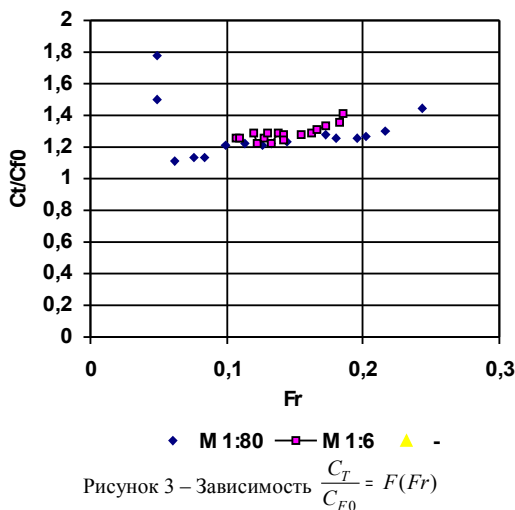
определяет собой формфактор $k = \frac{C_V}{C_{F0}} - 1$, так как при постоянном значении $\frac{C_T}{C_{F0}}$ следует

$$\frac{C_T}{C_{F0}} = \text{const} = \frac{C_V}{C_{F0}} = 1 + k.$$

Для примера на рисунке 3 приведены значения $\frac{C_T}{C_{F0}}$ для модели судна VICTORY в масштабе М 1:80, испытанной в ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. В качестве экстраполятора использована зависимость, рекомендованная ИТТС-57:

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

Видно, что испытания малой модели (длина 1,695 м) даже при $Re = 6 \cdot 10^5$ ($Fr = 0,0986$) не обеспечивают полностью турбулентного режима обтекания, не смотря на принятые меры искусственной турбуликации потока (была установлена проволока диаметром 1 мм на 1/2 шпангоуте).



Однако при бóльших значениях числа Re условие $\frac{C_T}{C_{F0}} = \text{const}$ на довольно-большом числе Fr обеспечивается, что позволяет вычислить формфактор k .

Для суждения о точности оценки формфактора и достоверности гипотезы Хьюза на рисунке 3 приведены результаты испытаний крупной модели (в масштабе 1:6, длина 22,633 м) того же судна в Голландии [1]. Сравнение результатов испытаний моделей VICTORY в 1:80 и в 1:6 натуры показывает, что гипотеза о постоянстве формфактора для модели и натуры, при использовании в качестве экстраполятора формулы ИТТС-57, выполняется вполне удовлетворительно.

Таким образом, построение, по результатам испытаний, графика $\frac{C_T}{C_{F0}} = F(Fr)$ позволяет убедиться в устойчивости режима турбулентного обтекания и надежно оценить значение формфактора k для пересчета результатов испытаний с модели на натуру.

Необходимость выполнения испытаний на низких скоростях, соответствующих доволновым режимам движения судна, т.е. при $Fr < 0,1 \dots 0,14$, является наиболее неприятной особенностью моделирования сопротивления по схеме ИТС-78, и учитывается при выборе размера модели с целью обеспечения возможно больших значений Re .

4. Пересчет результатов испытаний с модели на натуру. Дальнейший пересчет результатов испытаний на натуру выполняется по схеме, рекомендованной ИТС-78 [2] и кратко описываемой ниже.

Сопротивление судна R и буксировочная мощность P_E в условиях скоростных испытаний определяются известными зависимостями:

$$R = C_T \rho \Omega v^2 / 2, \text{ кН}; \quad P_E = R \cdot v, \text{ кВт},$$

где C_T – коэффициент полного сопротивления натурального судна; ρ – плотность забортной воды, т·м⁻³; Ω – площадь смоченной поверхности судна, м²; v – расчетная скорость хода, м·с⁻¹.

По "схеме 2" (схеме ИТС-78) коэффициент полного сопротивления судна определяется следующим образом:

$$C_T = (1 + k) \cdot C_{F0}(Re) + C_W(Fr) + C_{AP} + C_{AA} + dC_F.$$

При этом $C_{F0}(Re)$ принимается по формуле ИТС-57. C_{AP} – коэффициент сопротивления выступающих частей при испытаниях крупных моделей определяется по результатам экстраполяции на большие числа Re коэффициента сопротивления модели, снабженной выступающими частями, и той же модели, без выступающих частей ("голого корпуса"); значение C_{AP} изменяется в зависимости от числа винтов и рулей и полноты обводов.

При испытаниях малых моделей невозможно обеспечить турбулентное обтекание миниатюрных выступающих частей, поэтому малые модели испытываются без выступающих частей – как «голый корпус», а коэффициент сопротивления выступающих частей вводится в расчет в соответствии с рекомендациями справочных руководств и отраслевых руководящих документов. Например, для одновинтового судна принимается $C_{AP} = f(L)$.

При использовании "схемы 2" учитывается коэффициент воздушного сопротивления C_{AA} в условиях скоростных испытаний. По ИТС-78 C_{AA} определяется приближенно как

$$C_{AA} = F_T / (1000 \cdot \Omega),$$

а поправка на шероховатость свежеокрашенной обшивки dC_F – по формуле, рекомендованной ИТТС-78

$$dC_F = \left[105 \left(\frac{R_{MA}}{L} \right)^{1/3} - 0,64 \right] \cdot 10^{-3},$$

где расчетная шероховатость принимается равной $R_{MA} = 1,50 \cdot 10^{-4}$ м. C_W определяются по результатам испытаний модели данного судна в опытовом бассейне по формуле

$$C_W(Fr) = C_T(Fr) - C_{F0}(Re(Fr)) \cdot (1 + k),$$

где k – формфактор, определенный, как указано выше; Ω – смоченная поверхность «голого корпуса» судна (m^2) определяется по теоретическому чертежу судна интегрированием "кривой смоченных полупериметров" шпангоутов $l = f(x)$ по x как $\Omega = 2 \int_L l(x) dx$.

Для практических целей процедура моделирования в малом опытовом бассейне сопротивления движению судна может быть детализирована с требуемой подробностью.

Предложенная методика моделирования сопротивления движению судов в малых опытовых бассейнах гравитационного типа позволяет обеспечить достоверность пересчета на натуру результатов испытаний малых моделей как за счет усовершенствованных приемов: обоснованного выбора размера модели; контроля режима обтекания; контроля реализации установившейся скорости движения, так и предложенных приемов: рациональной оценки значения формфактора; исключения влияния механических потерь.

Перспективы дальнейших исследований заключаются в возможности совершенствования, на основе изложенных подходов, методики моделирования неустановившегося движения судов, представляющего существенный интерес в различных задачах прикладной гидромеханики судов.

Библиографический список

1. Кацман Ф.М. Пропульсивные качества морских судов / Ф.М. Кацман, А.Ф. Пустошный, В.М. Штумпф. — Л.: Судостроение, 1972. — 512 с.
2. Турбал В.К. Проектирование обводов и движителей морских транспортных судов / В.К. Турбал, В.С. Шпаков, В.М. Штумпф. — Л.: Судостроение, 1983. — 304 с.
3. Алферьев М.Я. Ходкость и управляемость судов. Сопротивление воды движению судов / М.Я. Алферьев. — М.: Транспорт, 1967. — 344 с.
4. Павленко Г.Е. Сопротивление воды движению судов / Г.Е. Павленко. — М.: Водотрансиздат, 1953. — 508 с.
5. Назаров А.Г. Экспериментальная установка для исследования нестационарных гидродинамических характеристик судов методом разгона моделей в опытовом бассейне / А.Г. Назаров, Д.А. Долинский // Вестн.

СевГТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: Сб. науч. тр. — Севастополь, 2001. — Вып. 30. — С. 31–34.

Поступила в редакцию 13.07.2005 г.