



СОДЕРЖАНИЕ

Статьи

<i>Семенова В.Ю., Тан Хтун Аунг.</i> Определение амплитуд качки судна в условиях мелководья на основании трехмерной теории.....	4
<i>Бестужева А.Н.</i> Пространственная задача о волновых движениях жидкости вокруг конуса.....	14
<i>Сухоруков А.Л.</i> Об использовании амортизирующих и демпфирующих устройств при подъеме груза с большой глубины в условиях волнения моря.....	22
<i>Векслер В.Я.</i> Отработка обводов подводных объектов с использованием компьютерных технологий проектирования для улучшения их гидродинамических характеристик.....	48
<i>Егоров С.К.</i> Исследование влияния удлинения корпуса на ходовые качества торпед и подводных аппаратов.....	58
<i>Лев И.Г., Виноградов Н.И., Нисневич М.З.</i> Об определении коэффициентов гидродинамического сопротивления и оценке характеристик вибрации плохообтекаемых гибких связей по данным морских испытаний.....	68
<i>Байтуганов М.В., Курносов А.А., Рудко А.А.</i> Формирование тактических решений по комплексному применению разнородных средств с учетом гидроакустической совместимости	85

Конференции

Решение X Всероссийской конференци «Прикладные технологии гидроакустики и гидрофизики» (ГА-2010).....	92
---	----

Из истории науки

100 лет со дня рождения И.П.Гинзбурга (<i>Акимов Г.А., Максимов В.В.</i>).....	96
--	----

Поздравляем!	102
---------------------------	-----

Хроника	104
----------------------	-----

Правила представления материалов в редакцию.....	109
--	-----

CONTENTS

Articles

- Semenova V.U., Than Htun Aung.* The Determination of the Ship Motion Amplitudes in Shallow Water by Means of the Three-Dimensional Theory..... 4

This paper describes the solution of the problem of the ship motions in regular waves in shallow water by means of the three-dimensional source technique. The unknown velocity potentials are represented with the help of the Green function of three-dimensional pulsating source. Results of the computations of surge, sway, heave, roll, pitch and yaw amplitudes for different depth parameter h/T are presented. Finally, the considerable influence of the shallow water effect on the amplitudes of different motion modes is graphically illustrated and discussed.

Key words: ship motions, shallow water, pulsating source, Green-function, amplitudes, depth of water.

- Bestuzheva A.N.* 3D-Problem of Wave Motion in a Fluid Around a Cone..... 14

Stationary wave motion of an ideal non-compressible fluid in a domain limited by a free surface and an infinite cone with the vertex on a free surface is considered. Wave motion is caused by the bottom movement. The problem is set for the velocity potential within the framework of the linear dispersion theory. By means of integral transforms the solution of the problem is reduced to a functional equation which has a solution in the particular cases. In assumption of smallness of angle between liquid free surface and cone surface analytic solution of the problem which contains dependencies from inclination angle is made.

Key words: linear dispersion theory, waves, ideal fluid, cone.

- Sukhorukov A.L.* On the Use of Shock-Absorbing and Damping Devices for Lifting Loads from Deep Waters under Various Sea States..... 22

Nowadays there is a tendency to development of ever deeper oil and gas fields due to depletion of hydrocarbon reserves onshore. Thus lots of lifting operations have to be carried out during infrastructural development of such fields. The present work, on the basis of Fourier finite integral transformation method, gives solution to the problem of lifting loads from deep waters taking into consideration wave and dissipating processes in lifting ropes. To reduce forces additional shock-absorbing and damping devices are introduced into the system. The effect of these devices on maximum forces realized in the system during the process of load lifting is currently being analysed.

Key words: load lifting, sea state, rope, wave process, shock-absorber, damper, integral transformations.

- Vekslyar V.Ya.* Underwater Object Outline Working-off Using Computer Design Technologies in Order to Improve Their Hydrodynamical Characteristics.... 48

Algorithm is given for development of underwater object outer architecture when design computer technologies are used based on hydrodynamic and hydroacoustic criteria for outline quality evaluation when prototype is not available. Methodology of primary design process of outline shape with choice of the qualifiers is described. Geometrical and mathematical models are developed on the basis of these qualifiers. These models assist in calculation of architectural surfaces being initial information in application programs of hydrodynamics and hydroacoustics, the main purpose is to solve variational design problems.

Key words: underwater object, propulsor, hydrodynamics, hydroacoustic, mathematical model.

<i>Egorov S.K.</i> Investigation of the Effect of Body of Revolution Lengthening on the Propulsion Performance of Torpedoes and Underwater Vehicles.....	58
--	----

The theoretical and numerical research of body of revolution lengthening effect on required power, conditioned by its drag coefficient and drag area, at constant velocity and the constant efficient volume are represented.

Key words: propulsion, the body of revolution, lengthening, specific volume of the power complex.

<i>Lev I.G., Vinogradov N.I., Nisnevich M.Z.</i> On Definition of Hydrodynamic Resistance Factors and Estimation of Vibration Characteristics of Bluff Cables According to Sea Tests.....	68
---	----

Results of data processing of sea tests of bluff cables are described. Approximation of hydrodynamic functions of loading according to aerodynamic tests is specified and values of hydrodynamic factors for straight-line 3-strands and 6-strands steel cables according to tests in water are defined at critical angles of attack. For the cables bent in a stream the empirical formulas are received, allowing to define factors of normal resistance depending on a combination of set tow-parameters. According to tension and configuration of flexible cables in a stream it is offered then to estimate some characteristics of hydroelastic vibration.

Key words: bluff cable, critical angles of attack, cable bent in a stream, set tow-parameters, hydroelastic vibration.

<i>Baituganov M.W., Kurnosov A.A., Rudko A.A.</i> Tactical Solutions Forming of Dissimilar Tools Complex Application Taking into Account Hydroacoustical Compatibility.....	85
---	----

Basic concepts and maintenance methods of hydroacoustic compatibility of dissimilar systems and tools that are placed on one carrier and are functionally united to solve various problems are outlined. Situational approach is suggested to control the complicated underwater object in dynamically changing signal clutter situations.

Key words: hydroacoustic compatibility, complex application, situated management, signal clutter situation.

УДК 629.5.035: 623.9

© С.К.Егоров

ОАО «Концерн «Морское подводное оружие – Гидроприбор», Санкт-Петербург
egorovsergei2009@yandex.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УДЛИНЕНИЯ КОРПУСА НА ХОДОВЫЕ КАЧЕСТВА ТОРПЕД И ПОДВОДНЫХ АППАРАТОВ

Проведено расчетно-теоретическое исследование влияния удлинения корпуса тела вращения на величину потребной мощности, обусловленной коэффициентом его гидродинамического сопротивления и величиной смоченной поверхности при заданной скорости хода и «полезном» водоизмещении.

Ключевые слова: ходкость, тело вращения, удлинение, удельный объем ЭСУ.

Способность объекта перемещаться в воде под действием движущей силы, получаемой за счет внутреннего или внешнего источника энергии, называется ходкостью. Основной целью изучения ходкости является установление количественной зависимости между скоростью хода и потребной мощностью энергосиловой установки, а конечным результатом – выявление наивыгоднейшего соотношения между ними. Последнему должно отвечать такое сочетание элементов, влияющих на ходкость, при которых заданная скорость хода достигается ценой минимальных затрат мощности. Для торпед, у которых значительную часть объема и массы занимает запас энергоносителя и силовая установка, вопросы оптимизации параметров, влияющих на ходкость, имеют особенно важное значение.

Величина потребляемой двигателем мощности, необходимая для движения с заданной скоростью хода, равна:

$$Ne = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot V^3}{2} \cdot \frac{\Omega_0}{\eta}, \quad (1)$$

где V - скорость хода; ρ - плотность воды; Ω_0 - площадь смоченной поверхности корпуса; ζ - коэффициент гидродинамического сопротивления; η - пропульсивный коэффициент двигателя.

Из формулы (1) видно, что ходовые качества тем выше, чем меньше коэффициент сопротивления и чем выше пропульсивный коэффициент. Однако, если отвлечься от вопросов совершенствования гидродинамических качеств торпеды и двигателя и рассматривать торпеду не как объект с заданными массогабаритными характеристиками, а как объект с заданным объемом (водоизмещением), то становится очевидным, что при той же величине объема корпуса величина его смоченной поверхности может иметь разную величину в зависимости от формы корпуса. Поскольку в любом случае торпеда представляет собой тело вращения, форма этого тела может быть охарактеризована следующими параметрами:

- удлинением, т.е. отношением длины к диаметру корпуса;
- формой носового и кормового профилированных обводов;
- углом кормового заострения;
- относительным диаметром кормового среза.

Каждый из этих параметров оказывает влияние как на величину смоченной поверхности, так и на гидродинамические коэффициенты ζ и η , однако представляется целесообразным рассмотреть влияние основного из этих параметров – удлинения корпуса, полагая, что остальные из перечисленных параметров одинаковы и при этом близки к оптимальным.

С целью выявления этого влияния рассмотрим тело вращения упрощенной формы (рис. 1), состоящее из трех сопряженных элементов: носовой части в виде полусферы, средней цилиндрической части и усеченного конуса с диаметром кормового среза, равным $d_k = 0.15 \cdot D$ и углом кормового заострения γ .

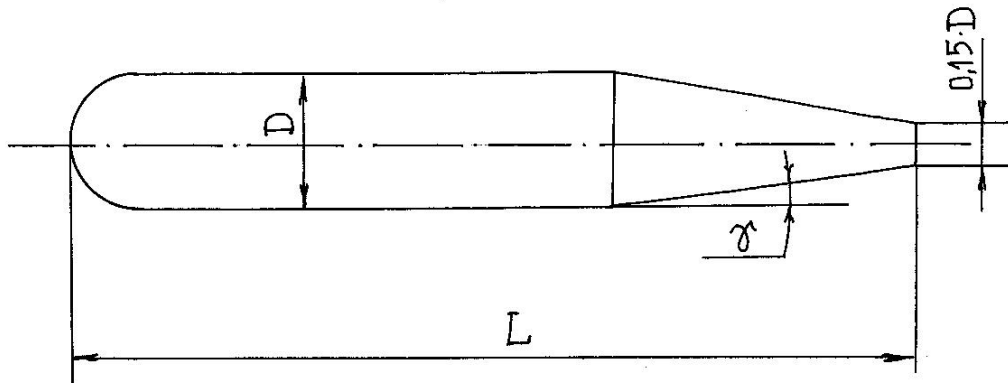


Рис. 1. Тело вращения упрощенной формы.

Площадь смоченной поверхности такого тела (без донного среза) составляет:

$$\Omega_0 = \pi \cdot D^2 \cdot \left(\lambda_k - \frac{0.425}{\text{tg}\gamma} + \frac{0.2444}{\sin\gamma} \right),$$

где $\lambda_k = \frac{L}{D}$.

Объем тела рассматриваемой конфигурации выражается формулой:

$$W = 0.25 \cdot \pi \cdot D^3 \cdot (\lambda_k - 0.1667 - 0.2589 \cdot \text{ctg}\gamma).$$

Отсюда найдем зависимость величины удлинения от заданного объема корпуса и калибра торпеды:

$$\lambda_k = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot D^3} + 0,1667 + 0,2589 \cdot \text{ctg}\gamma.$$

В качестве примера возьмем тело вращения принятой конфигурации объемом $W=1,5 \text{ м}^3$ и углом кормового заострения $\gamma=11^\circ$ и, задаваясь различными калибрами, найдем соответствующие этим калибрам удлинения корпуса, его длину и площадь смоченной поверхности. Результаты расчетов приведены в таблице.

Таблица

Зависимость геометрических параметров тела вращения от калибра при постоянном объеме корпуса

$D, \text{ м}$	0,8	0,65	0,534	0,4	0,324
λ_k	5,23	8,45	14,04	31,34	57,65
$L, \text{ м}$	4,18	5,49	7,5	12,54	18,67
$\Omega_0, \text{ м}^2$	8,69	10	11,8	15,3	18,7

Как видно из таблицы, площадь смоченной поверхности с уменьшением удлинения монотонно убывает. Однако с изменением удлинения корпуса торпеды изменяются и ее гидродинамические характеристики, в частности коэффициент сопротивления ζ . Рассмотрим характер этого изменения.

Коэффициент гидродинамического сопротивления торпеды является суммой следующих составляющих:

$$\zeta = \zeta_f + \zeta_{ш} + \zeta_{\phi} + \zeta_{ki} + \zeta_{оп} + \zeta_{ДУ}, \quad (2)$$

где ζ_f – коэффициент сопротивления трения гладкой пластинки; $\zeta_{ш}$ – добавка на шероховатость поверхности корпуса; ζ_{ϕ} – коэффициент сопротивления давления, зависящий от формы корпуса; ζ_{ki} – коэффициент индуктивного сопротивления корпуса; $\zeta_{оп}$ – коэффициент сопротивления оперения и рулей; $\zeta_{ДУ}$ – коэффициент сопротивления дополнительных устройств.

Под дополнительными устройствами могут подразумеваться, например, водозаборники, крылья и другие выступающие за обвод корпуса или буксируемые детали конструкции.

Коэффициент сопротивления ζ_f зависит от числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot L}{\nu} \quad (3)$$

и определяется по формуле:

$$\zeta_f = \frac{0.455}{(\lg Re)^{2.58}}, \quad (4)$$

где V – скорость хода; ν – коэффициент кинематической вязкости.

Добавка на шероховатость $\zeta_{ш}$ зависит как от параметра шероховатости

$$F_{ш} = \frac{V \cdot K_{ск}}{\nu}, \quad (5)$$

где $K_{ск}$ – среднеквадратичная высота бугорков шероховатости, так и от числа Рейнольдса, определяемого по формуле (3).

В соответствии с данными [1], в диапазоне параметров шероховатости $F_{ш} > 200$, характерном для реальных торпед, эта зависимость приближенно аппроксимируется формулой:

$$\zeta_{ш} = \frac{0.0395 \cdot \sqrt[4]{F_{ш} - 145}}{(\lg Re)^3}. \quad (6)$$

Структура формул (4) – (6) показывает, что с уменьшением удлинения корпуса уменьшается и число Рейнольдса, а, следовательно, должны расти составляющие ζ_f и $\zeta_{ш}$, обусловленные вязкостью.

Сопротивление формы корпуса возникает вследствие влияния вязкости жидкости на распределение гидродинамического давления по поверхности корпуса; кроме того, к нему принято также относить часть сопротивления трения, вызванную влиянием кривизны поверхности корпуса.

Часть сопротивления формы, обусловленная перераспределением давления, называется вихревым сопротивлением и определяется по формуле:

$$\zeta_{в} = K_{в} \cdot (1 + K_{кр}) \cdot (\zeta_f + \zeta_{ш}),$$

где $K_{в}$ – коэффициент, учитывающий вихревое сопротивление; $K_{кр}$ – коэффициент, учитывающий влияние кривизны корпуса на сопротивление трения.

Другая часть сопротивления формы, вызванная влиянием кривизны корпуса на коэффициент сопротивления трения, определяется по формуле:

$$\zeta_{кр} = K_{кр} \cdot (\zeta_f + \zeta_{ш}).$$

Таким образом, коэффициент сопротивления формы равен:

$$\zeta_{\phi} = \zeta_{в} + \zeta_{кр} = (K_{в} + K_{кр} + K_{в} \cdot K_{кр}) \cdot (\zeta_f + \zeta_{ш}). \quad (7)$$

Для определения коэффициентов $K_{в}$ и $K_{кр}$ в зависимости от удлинения корпуса могут быть использованы приближенные зависимости:

$$K_{в} = \left(\frac{0.464}{\lambda_k - 1.955} - 0.017 \right) \cdot (3.47 \cdot \delta_k^2 - 0.16), \quad (8)$$

$$K_{кр} = \frac{0.669}{\lambda_k + 0.77}, \quad (9)$$

где δ_k – коэффициент полноты кормового обвода на условной длине $2,625 \cdot D$ от кормового среза. При традиционных формах кормового обвода можно принять $\delta_k=0,5$ в качестве постоянной величины.

Структура формул (7) - (9) показывает, что с уменьшением удлинения корпуса коэффициент сопротивления формы также увеличивается, причем в несколько большей степени, чем коэффициент сопротивления трения.

Коэффициент индуктивного сопротивления корпуса ζ_{ki} зависит от балансировочного угла атаки α_{ki} и геометрических параметров корпуса:

$$\zeta_{ki} = a_{ki} \cdot \alpha_{\infty}^2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot \Omega_0} \cdot \left(0.54 - 0.3 \cdot \lambda_k + 2 \cdot \frac{W}{\pi \cdot D^3} \right) \cdot \alpha_{\infty}^2.$$

Однако на режимах хода, близких к расчетному, величина этого коэффициента весьма мала, и его можно исключить из дальнейшего рассмотрения.

Коэффициент сопротивления оперения $\zeta_{оп}$ в формуле (2) представляет собой силу сопротивления оперения, состоящего из неподвижных стабилизаторов и рулей, условно отнесенную к смоченной поверхности корпуса Ω_0 . При проведении поверочных расчетов ходкости коэффициенты сопротивления каждого из этих элементов вычисляются отдельно с учетом влияния попутного потока корпуса и их взаимного влияния, а также с учетом углов атаки, скольжения и перекладки рулей. В настоящем сравнительном исследовании, не претендующем на высокую точность и относящемся к горизонтальному прямолинейному движению, можно записать:

$$\zeta_{оп} = \frac{R_{Хоп}}{0.5 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \Omega_0} = C_{Хоп} \frac{S_{оп}}{\Omega_0},$$

где $C_{Хоп}$ – коэффициент сопротивления оперения, отнесенный к его площади $S_{оп}$.

Статистические данные, касающиеся относительной площади оперения для серийных торпед с различным относительным переутяжелением, приведены на диаграмме рис. 2, которая показывает, что эта величина колеблется в значительных пределах, практически не зависит от переутяжеления и для сравнительных расчетов может быть принята равной ~ 1.3 от площади миделя корпуса.

Анализ имеющихся данных по расчетам сопротивления серийных торпед показывает, что коэффициент сопротивления оперения, отнесенный к его суммарной площади, в значительной степени определяется типом оперения и характером перекладки рулей. Так, для безрамного оперения можно приближенно принять $C_{Хоп} = 0.012$, для рамного оперения - $C_{Хоп} = 0.015$, а при рамном оперении и релейной системе управления рулями

«с борта на борт» - $C_{Xоп} = 0.03$. Таким образом, для расчета составляющей коэффициента полного сопротивления, отнесенной к площади смоченной поверхности, получаются следующие приближенные формулы:

- при безрамном оперении $\zeta_{оп} = 0.0123 \cdot D^2 / \Omega_0$,
- при рамном оперении $\zeta_{оп} = 0.0153 \cdot D^2 / \Omega_0$,
- при рамном оперении и релейной системе управления $\zeta_{оп} = 0.0306 \cdot D^2 / \Omega_0$.

Зависимость составляющих коэффициента сопротивления от удлинения корпуса при безрамном оперении приведена на рис. 3.

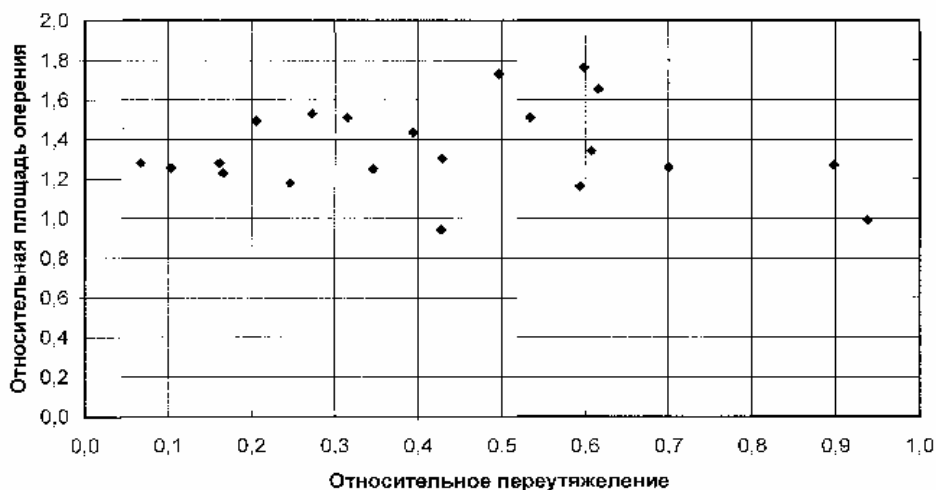


Рис. 2. Зависимость относительной площади оперения от относительного переутяжеления торпеды.

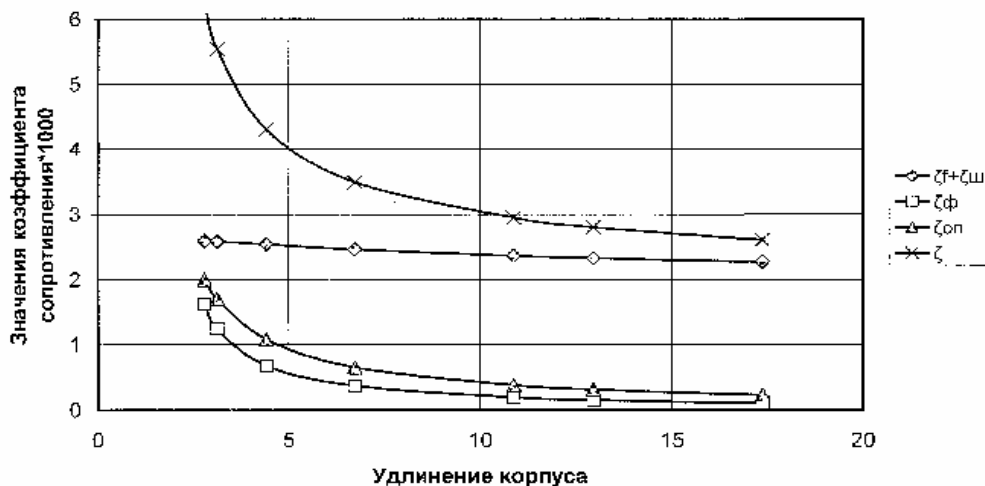


Рис. 3. Зависимость величины составляющих коэффициента сопротивления от удлинения корпуса.

В состав полного сопротивления торпеды в общем случае входит также сопротивление дополнительных устройств, например, водозаборников. Отнесем его величину к числу варьируемых параметров, при этом имея в виду, что с изменением удлинения корпуса λ_k и соответственно площади смоченной поверхности Ω_0 величина коэффициента $\zeta_{ду}$ будет изменяться в соответствии с формулой:

$$\zeta_{ду} = \zeta_{ду0} \cdot \frac{\Omega_{00}}{\Omega_0},$$

где $\zeta_{ду0}$, Ω_{00} – коэффициент сопротивления дополнительных устройств и площадь смоченной поверхности корпуса прототипа с удлинением $\lambda_{к0}$ соответственно. При проведении расчетов по определению влияния сопротивления дополнительных устройств на оптимальное удлинение корпуса целесообразно проварьировать этот параметр в пределах:

$$0 \leq \zeta_{ду0} \leq 0,3 \cdot \zeta.$$

Из всего вышеизложенного следует, что при постоянном объеме корпуса торпеды площадь ее смоченной поверхности при увеличении калибра уменьшается, а коэффициент сопротивления растет. Поскольку потребляемая мощность пропорциональна произведению $\zeta \cdot \Omega$, при некотором значении удлинения должен иметь место минимум потребляемой мощности.

Однако объем корпуса торпеды определяется не только устройствами и приборами, осуществляющими ее основную функцию, но также в значительной степени и объемами запаса энергоносителя и силовой установки, т.е. средствами доставки. Поэтому для уточнения задачи необходимо представить полный объем корпуса W в виде суммы следующих объемов:

- объема функционального комплекса W_{ϕ} , включающего в себя все агрегаты и приборы, которые обеспечивают функционирование торпеды (или подводного аппарата) по ее прямому назначению, объем которых не зависит от величины потребляемой мощности;
- объема $W_{ЭСУ}$, занимаемого в калибре торпеды энергоносителем и силовой установкой и пропорционального, в первом приближении, величине потребляемой мощности.

Тогда можно записать:

$$W = W_{\phi} + \frac{Ne}{w_{ЭСУ}},$$

где $w_{ЭСУ}$ - удельная объемная характеристика энергосиловой установки.

Для современных электроторпед, в соответствии с [2], суммарная длина корпуса, занятая энергосиловой установкой, составляет 33...47% от полной длины торпеды. Приближенно можно принять, что отношение объема ЭСУ к полному объему торпеды составляет примерно такую же величину. Разделив эти объемы на соответствующие им мощности на валах двигателя, получим возможный диапазон изменения параметра:

$$w_{ЭСУ} = 500 \dots 1000 \text{ кВт/м}^3.$$

Эту величину отнесем также к варьируемым в указанном диапазоне параметрам.

Таким образом, представленные алгоритмы расчетов позволяют определить при заданном объеме функционального комплекса влияние калибра торпеды на величину потребляемой мощности при различных типах оперения, различных величинах коэффициента сопротивления дополнительных устройств и различных удельных объемных характеристиках энергосиловой установки.

Однако, как следует из формулы (1), величина потребляемой мощности зависит не только от коэффициента сопротивления и площади смоченной поверхности корпуса, но также и от величины пропульсивного коэффициента, который определяется выражением:

$$\eta = \eta_p \cdot \frac{1-t}{1-\psi},$$

где η_p – КПД движителя в свободной воде; t – коэффициент засасывания; ψ – коэффициент попутного потока.

КПД движителя в свободной воде при его неизменных геометрических параметрах будет снижаться при увеличении нагрузки, т.е. величины полезной тяги, отнесенной к площади сечения движителя и квадрату скорости хода, однако за счет увеличения диаметра движителя это снижение может быть компенсировано.

При уменьшении длины торпеды, связанной с ростом ее калибра при заданном полезном объеме, уменьшается толщина пограничного слоя в месте расположения движителя [3], а, следовательно, уменьшается и коэффициент попутного потока трения; однако при этом растет коэффициент потенциального попутного потока, величина которого зависит от геометрических параметров корпуса, следовательно, коэффициент номинального попутного потока, являющийся суммой этих составляющих, будет меняться незначительно.

Коэффициент засасывания t складывается [3] из потенциальной составляющей, которая растет с ростом номинального попутного потока, и вязкостной составляющей, растущей с увеличением геометрических размеров оперения и увеличением скоростей обтекания кормовой части, вызванным работой движителя. Таким образом, в каждом отдельном случае коэффициент засасывания будет зависеть от целого ряда конструктивных особенностей корпуса и движителя и их удачного выбора.

Учитывая сказанное, определить влияние удлинения корпуса на пропульсивные качества движителя представляется задачей весьма сложной и выходящей за рамки настоящего исследования. Поэтому при проведении расчетов, результаты которых представлены далее, величина пропульсивного коэффициента принималась постоянной, равной 0.82 для торпед с рамным оперением и 0.84 для торпед с безрамным оперением, что соответствует оптимальным значениям этого параметра, достигнутым до настоящего времени.

Результаты проведенных расчетов представлены на приведенных ниже графиках.

На рис. 4 приведены зависимости относительной потребляемой мощности на движителе, отнесенной к ее минимальному значению, от удлинения корпуса для торпед с безрамным оперением и различными объемами функционального комплекса $W_{\phi} = 0.15 \dots 0.75 \text{ м}^3$, т.е. в достаточно широком диапазоне этого параметра, охватывающем как «легкие», так и «тяжелые» торпеды. График показывает, что оптимальное удлинение составляет величину 8...12 независимо от заданного «полезного» объема.

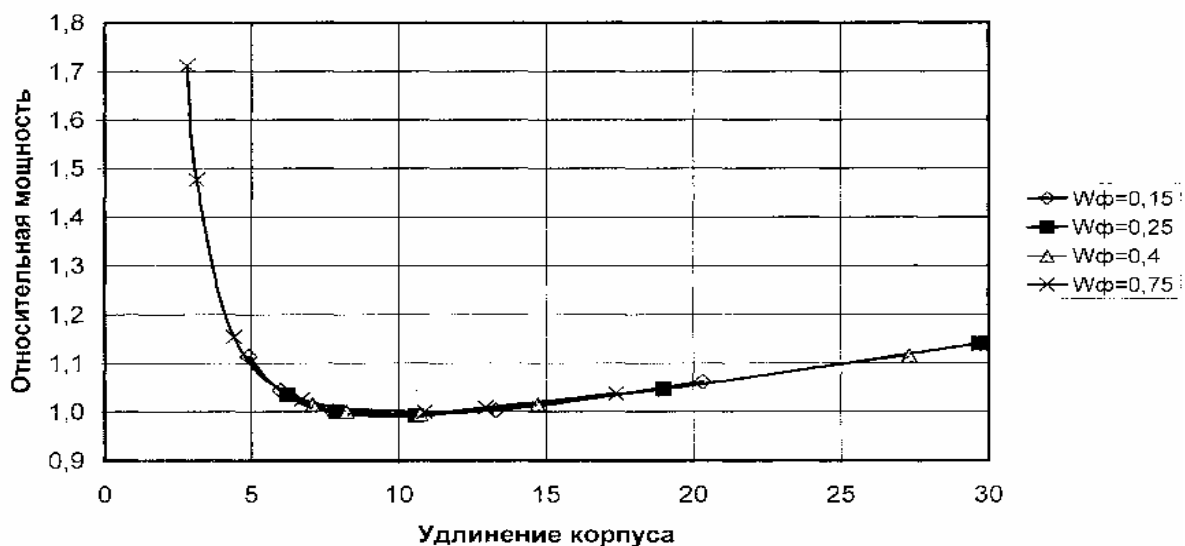


Рис. 4. Зависимость относительной мощности от удлинения корпуса при безрамном оперении для различных значений полезного объема.

Влияние удельных объемных характеристик энергосилового устройства на величину оптимального удлинения корпуса иллюстрируется графиками рис. 5–8. Эти графики показывают, что удельные объемные характеристики на торпедах с большим полезным объемом не оказывают заметного влияния на величину оптимального удлинения.

Однако для легких торпед с малым полезным объемом (рис. 8) снижение удельных объемных характеристик ЭСУ приводит к некоторому смещению оптимума в сторону увеличения удлинения. К такому же смещению приводит использование рамного оперения, что видно из сравнения графиков рис. 5 и 6.

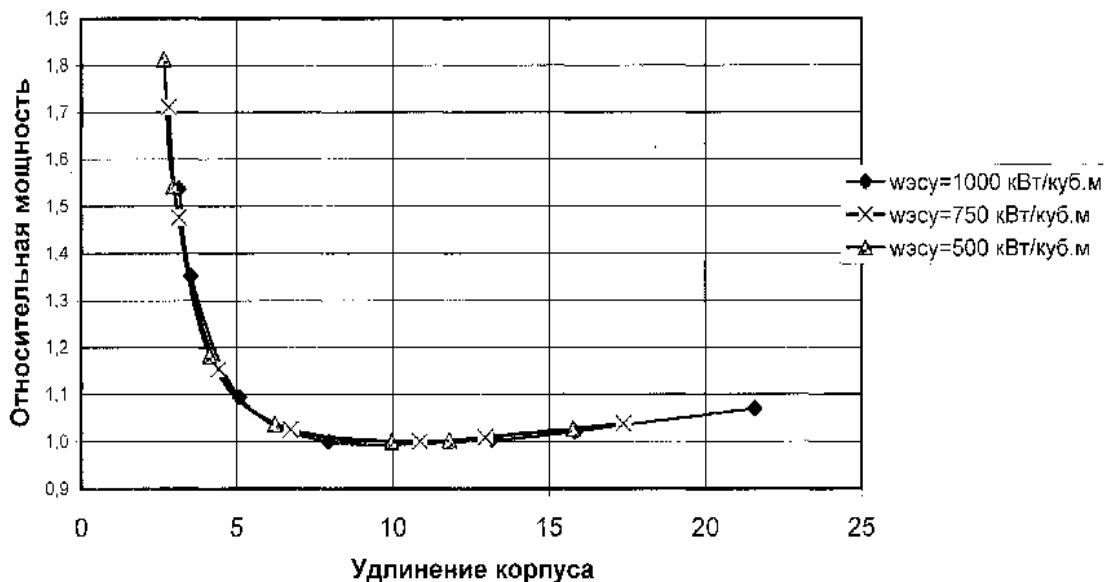


Рис. 5. Зависимость относительной мощности от удлинения корпуса для торпед с $W_{\phi} = 0.75 \text{ м}^3$ с безрамным оперением без дополнительных устройств при различных значениях удельных объемных характеристик ЭСУ.

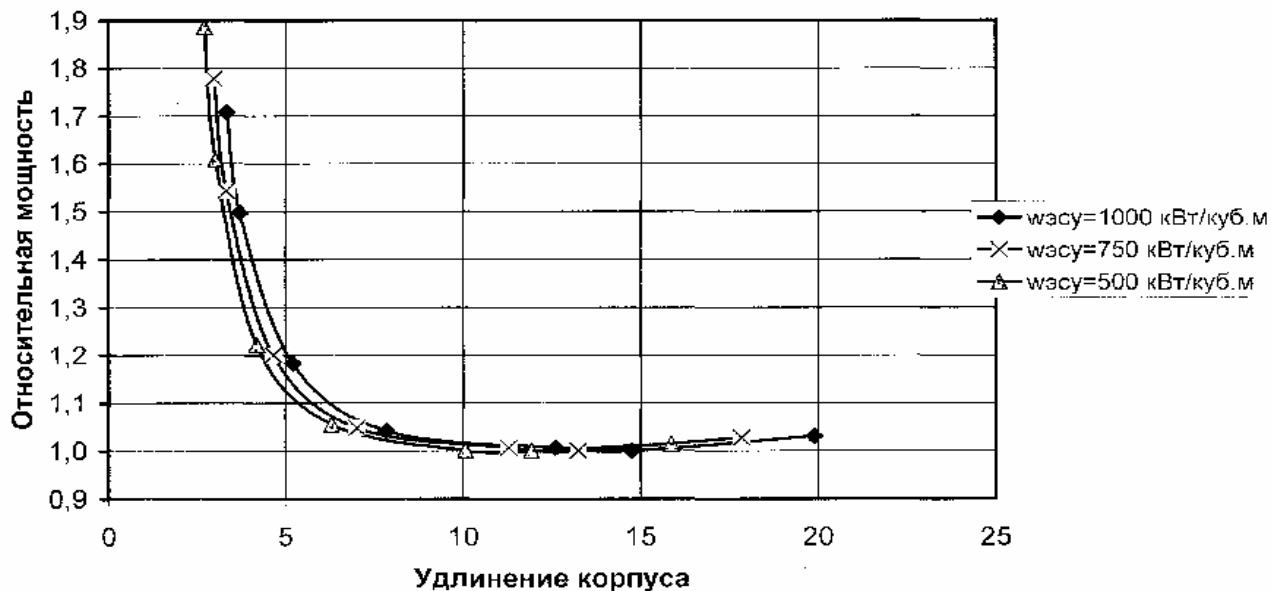


Рис. 6. Зависимость относительной мощности от удлинения корпуса для торпед с $W_{\phi} = 0.75 \text{ м}^3$ при рамном оперении без дополнительных устройств при различных значениях удельных объемных характеристик ЭСУ.

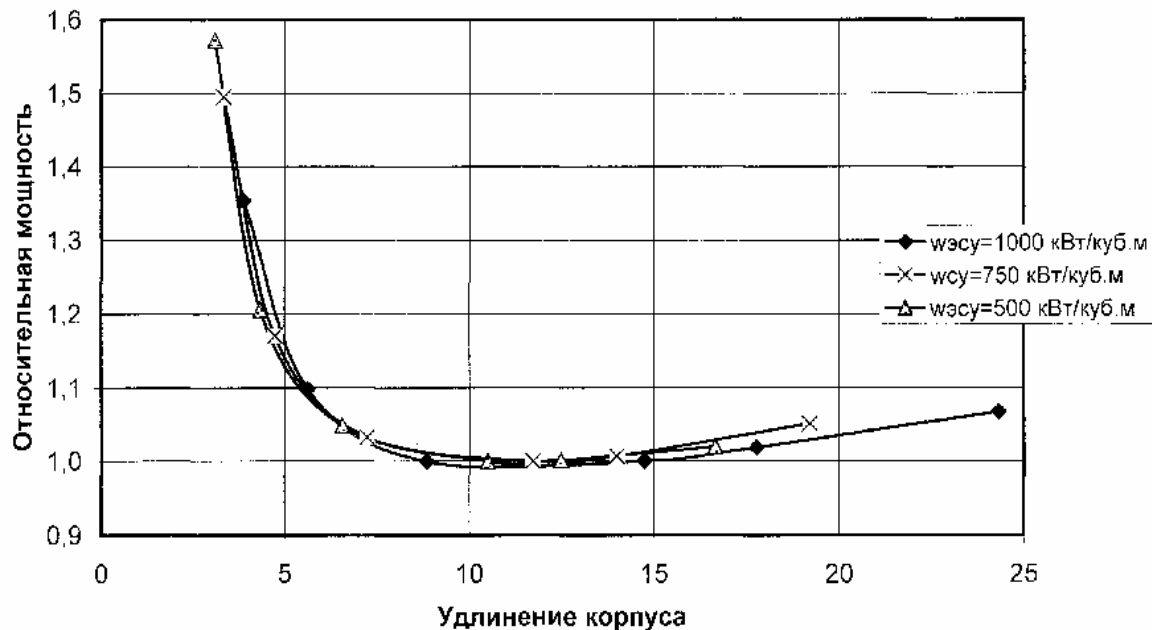


Рис. 7. Зависимость относительной мощности от удлинения корпуса для торпед с $W_{\phi} = 0,75 \text{ м}^3$ с рамным оперением при наличии дополнительного сопротивления $\zeta_{ду} = 0,15 \cdot \zeta$ при различных удельных объемных характеристиках ЭСУ.

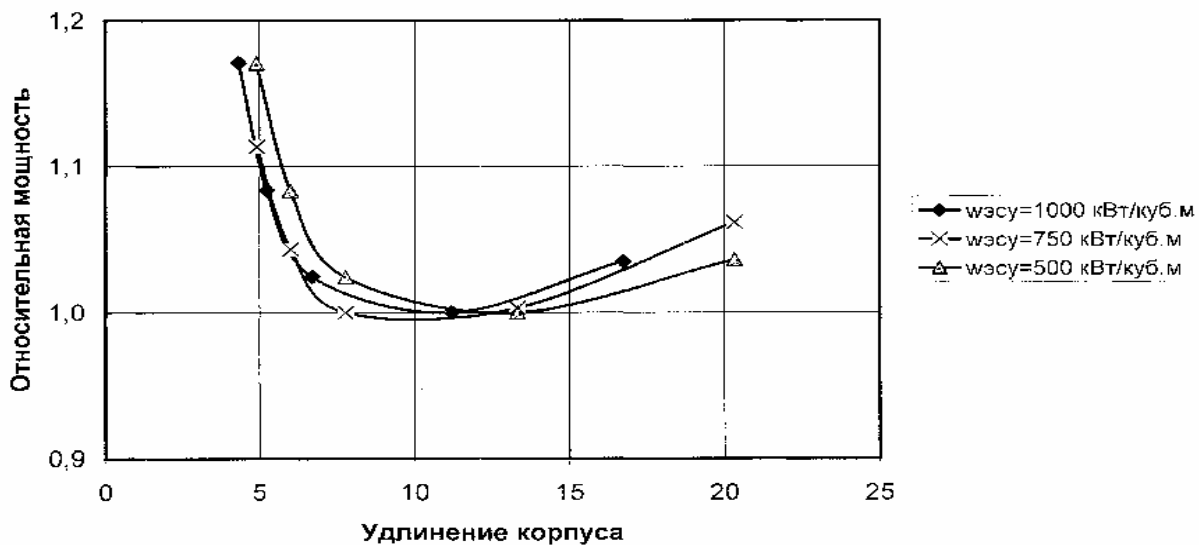


Рис. 8. Зависимость относительной мощности от удлинения корпуса для легких торпед ($W_{\phi} = 0,15 \text{ м}^3$) с безрамным оперением при различных удельных объемных характеристиках ЭСУ.

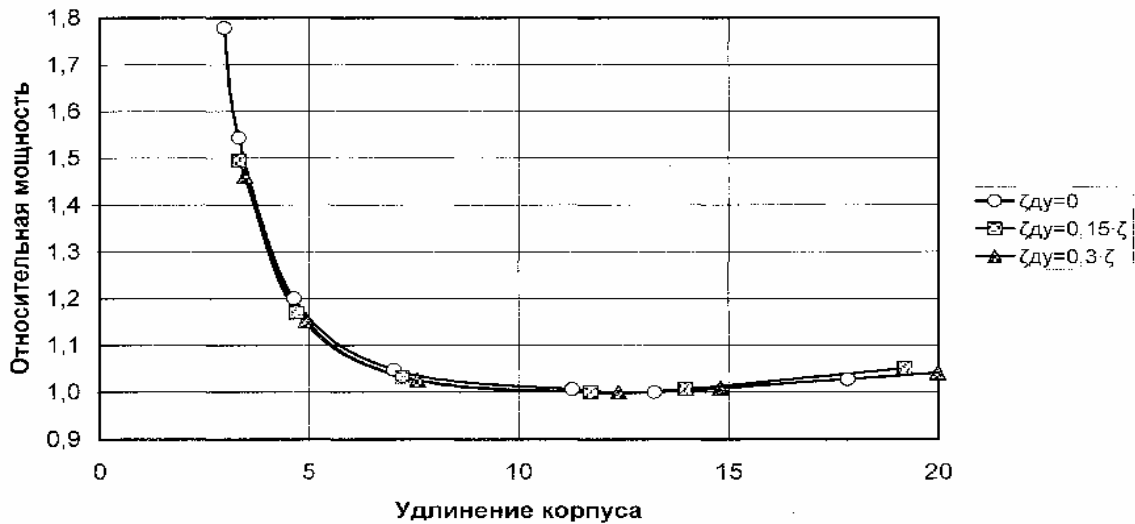


Рис. 9. Зависимость относительной мощности от удлинения корпуса для торпед с рамным оперением при различной величине дополнительного сопротивления.

Влияние сопротивления дополнительных устройств показано на рис. 9, из которого следует, что у торпед с рамным оперением и при наличии значительного дополнительного гидродинамического сопротивления оптимум удлинения смещается к величине 14...15.

Проведенные исследования показывают, что оптимальное с точки зрения ходкости удлинение подводных объектов торпедообразной формы колеблется в пределах от 8 до 15, при этом ухудшение их гидродинамических качеств (наличие источников дополнительного сопротивления в виде водозаборников, буксируемых объектов, применение рамного оперения, большая отрицательная плавучесть) смещает оптимум удлинения в большую сторону, а улучшение – в меньшую.

Литература

1. Михайлов В.Н., Ткачук Г.Н. Влияние шероховатости корпуса судна на сопротивление воды. Л.: Судостроение, 1971. 152 с.
2. Островский И.П. Влияние коэффициента полезного действия силовых установок на основные массогабаритные показатели электрических торпед // Подводное морское оружие. Вып.14. 2009. С.3-10.
3. Егоров С.К. Уточнение методики расчета коэффициентов взаимодействия гребных винтов с корпусом и оперением скоростного подводного аппарата // Подводное морское оружие. Вып.9. 2007. С.83-92.

Статья поступила в редакцию 25.01.2010 г.

