

ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

18

Міністерство освіти і науки України



ВІСНИК

**ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Збірник наукових праць

ВИПУСК 18

Заснований у 1998 році

Одеса – 2005

УДК 629.12.002(082)

ББК 39.42-011я43

В635

Вісник Одеського національного морського університету: Збірник наукових праць. – Випуск 18. – Одеса: ОНМУ, 2005. – 235 с. Українською, російською та англійською мовами.

Збірник містить роботи по актуальним проблемам теорії корабля, проектування, сучасних та перспективних типів суден та їх силового устаткування, морським шляхам і портам, питанням управління роботою морського транспорту у сучасних умовах.

Сборник содержит работы по актуальным проблемам теории корабля, проектирования современных и перспективных типов судов и их силовых установок, морским путям и портам, вопросам управления работой морского транспорта в современных условиях.

The issue holds the collection of works on up-dated problems of: theory of ships, designing of modern and forthcoming types of vessels, ship machinery, sea routs and seaport, actual problems of merchant marine maintenance under existing economical condition.

Редакційна колегія:

д-р техн. наук, проф. *Ю.Л. Воробйов* – відп. редактор,
д-р техн. наук, проф. *Шумлянський І.Ф.* – заст.відп. редактора,
д-р техн. наук, проф. *Ананьїна В.З.*, д-р техн. наук, проф. *Вассерман О.А.*,
д-р техн. наук, проф. *Гришин В.О.*, д-р техн. наук, проф. *Дубровський М.П.*,
д-р техн. наук, проф. *Евдокімов В.Д.*, д-р техн. наук, проф. *Жуков Ю.Д.*,
д-р техн. наук, проф. *Івановський В.Г.*, д-р техн. наук, проф. *Каганов Я.І.*,
д-р техн. наук, проф. *Клованич С.Ф.*, д-р техн. наук, проф. *Козляков В.В.*,
д-р техн. наук, проф. *Козирев В.К.*, д-р екон. наук, проф. *Лапкіна І.О.*,
д-р екон. наук, проф. *Махуренко Г.С.*, д-р екон. наук, проф. *Морозова І. В.*,
д-р техн. наук, проф. *Олійник М.В.*, д-р техн. наук, проф. *Панарін П.Я.*,
д-р техн. наук, проф. *Пойзнер М.Б.*, д-р екон. наук, проф. *Постан М.Я.*,
д-р техн. наук, проф. *Радімов С.М.*, д-р техн. наук, проф. *Сизов В.Г.*,
д-р екон. наук, проф. *Чекаловець В.І.*, д-р екон. наук, проф. *Якушенко В.Г.*,
д-р техн. наук, проф. *Яровенко В.О.*, *Силакова Г.І.* – відп. секретар.

Друкується за ухвалою Вченої ради
Одеського національного морського університету
від 30.11.2005 р. (протокол № 3)

© Одеський національний
морський університет, 2005

**Доктор физико-математических наук,
профессор кафедры «Физика»
Одесского национального морского университета,
академик АН судостроения Украины**

ИГОРЬ ФЕДОРОВИЧ ШУМЛЯНСКИЙ



10 ноября 2005 г. исполнилось 75 лет со дня рождения и 49 лет научной и педагогической деятельности старейшего преподавателя нашего университета Игоря Федоровича Шумлянського.

В 1955 г. он окончил физико-математический факультет Одесского государственного университета имени И.И. Мечникова по специальности – «Физика». В этом же году поступил на работу в ОИИМФ (теперь ОНМУ), с которым связал почти всю свою трудовую жизнь. В его коллективе Игорь Федорович вырос от старшего лаборанта кафедры «Теоретической механики» до доктора физико-

математических наук, профессора, академика АН судостроения Украины.

Через год успешной работы старшим лаборантом его избирают на должность ассистента кафедры «Теоретическая механика». Это время его профессионального становления и совершенствования. Он с большим увлечением штудировал серьезные курсы теоретической механики, такие, как урс П. Аппеля, Г.К. Сулова, Н. Е. Жуковского, Н.Н. Бухгольца и др. активно работает в научных семинарах ОИИМФа, городском семинаре о теоретической механике, участвует в работе I Всесоюзного съезда по теоретической и прикладной механике (г. Москва, 1960 г.).

Со временем научные интересы И.Ф. Шумлянського склоняются к теории колебаний распределенных механических систем, интенсивно разрабатывавшейся в то время в Институте механики АН УССР. Вскоре он примыкает к известной научной школе механиков академика Г.Н. Савина, активно сотрудничая с его учеником доктором физико-математических наук профессором О.А. Горошко.

Ученые
Одесского национального морского университета

В 1963 г. ректорат ОИИМФа направляет И.Ф. Шумлянського в целевую аспирантуру при кафедре «Теоретическая механика» ОГУ им. И.И. Мечникова. В 1966 г. он ее успешно заканчивает и защищает диссертацию «О второй задаче динамики нити переменной длины» на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук по специальности «Теоретическая механика».

Во время пребывания в целевой аспирантуре И.Ф. Шумлянський работает некоторое время старшим преподавателем на кафедре «Теоретическая механика» ОГУ им. И.И. Мечникова, однако по окончании аспирантуры возвращается в ставший ему родным ОИИМФ на кафедру «Физика», где в то время в преподавательском коллективе из 11 человек было всего два кандидата наук. Его вскоре избирают на должность доцента. В 1972-1978 гг. он заведует кафедрой «Физика», активно организуя все стороны ее деятельности.

Под влиянием И.Ф. Шумлянського, безусловно впитавшего в себя методологию теоретической механики, на кафедре значительно повысился теоретический уровень чтения курса физики. Кафедра существенно обновила материальную базу физических лабораторий, методически обеспечила физпрактикум, внедрила программированный контроль подготовки студентов.

И.Ф. Шумлянским был создан эффективно работавший научно-методический семинар кафедры, который объединял преподавателей и способствовал повышению их профессионального уровня, был местом полезных и жарких дискуссий, вызывал интерес к науке и желание участвовать в ее развитии. Так, под руководством И.Ф. Шумлянського была написана и успешно защищена кандидатская диссертация.

И.Ф. Шумлянський как признанный специалист по теории колебаний участвовал в работе всесоюзных симпозиумов по распространению упруго-пластических волн в сплошных средах (г. Баку, 1964 г.; г. Кишинев, 1966 г.; г. Ташкент, 1969 г.; г. Алма-Ата, 1971 г.), в работе ежегодных семинаров-симпозиумов по проблемам прочности и долговечности стальных канатов (г. Одесса, 1963-1972 гг.), в работе 1У всесоюзного съезда по теоретической и прикладной механике (г. Киев, 1976 г.), в работе многих научных всесоюзных и республиканских конференций и семинаров (г. Москва, г. Киев, г. Горький, г. Днепропетровск, г. Донецк, г. Одесса), в ежегодных научных конференциях ОИИМФа.

В 1978-1985 гг. И.Ф. Шумлянський работает доцентом кафедры «Физика», в 1986-1988 гг. — старшим научным сотрудником, затем снова доцентом. В 1992 г. защищает докторскую диссертацию «Колебания механических систем двуволнового типа и близких к ним». В 1995 г. ему присваивают ученое звание профессора, в 1997 г. его избирают академиком АН судостроения Украины. В настоящее время он читает курс физики на судомеханическом и кораблестроительном факультетах. Его лекциям присущ высокий научно-методический уровень.

Основные научные интересы И.Ф. Шумлянського лежат в области теории колебаний распределенных упругих систем с изменяющимися геометрическими параметрами, теории колебаний распределенных упругих систем с подвижными инерционными нагрузками, методологии основополагающих принципов механики. Он имеет фундаментальные результаты в изучении устойчивости колебаний канатных систем с канатами переменной длины, которые взаимодействуют с источником энергии ограниченной мощности. Им обнаружен демпфирующий характер взаимодействия упругой системы «нить-груз» с силовым устройством, который не допускает возрастания динамических усилий в идеально упругой нити при подъеме груза; хотя ранее возрастание усилий считалось доказанным. Этот качественно новый результат имеет важное значение в теории шахтного подъема. Игорь Федорович создал новое научное направление в механике упругих систем с подвижными нагрузками, ввел в рассмотрение и изучил с помощью разработанных им методов широкий класс квазидвухволновых нестационарных возмущенных задач, которые описывают нестационарные колебания, в частности параметрические резонансы, упругих систем типа струн, балок, пластин, несущих распределенные движущиеся инерционные нагрузки или совершающих аксиальное движение. Им предложен эффективный метод исследования квазидвухволновых задач, являющийся модификацией известного метода Бубнова-Галеркина-Канторовича-Власова. Профессор И.М. Шумлянський опубликовал более 120 научных и научно-методических работ, в том числе монографию и 28 учебных пособий по теоретической механике и физике; некоторые из них переведены на английский язык в США.

И.Ф. Шумлянський является одним из учредителей в 1999 г. и членом правления МАИСК (международной ассоциации исследователей стальных канатов), членом редколлегии периодического сборника научных трудов этой ассоциации «Стальные канаты».

В коллективе ОНМУ И.Ф. Шумлянський известен как специалист высокого класса, глубоко эрудированный интеллигент, на досуге интересующийся сравнительной лексикой языков и этимологией слов, всегда интересный собеседник. Он с большой ответственностью относится к служебным обязанностям, активно участвует в общественной жизни университета. Требовательный, но одновременно и чуткий по отношению к студентам. В общении с коллегами и молодежью корректный, доброжелательный, всегда готовый поделиться знаниями, Игорь Федорович пользуется заслуженным уважением, имеет почетные грамоты, благодарности от руководства университета и общественных организаций.

Профессор Игорь Федорович Шумлянський награжден медалью «Ветеран труда», нагрудными знаками «Відмінник освіти України», «За отличные успехи в работе», «Почетный работник морского флота», в связи с 75-летием ОНМУ ему вручена «ПОЧЕСНА ГРАМОТА ОДЕСЬКОЇ ОБЛАСНОЇ РАДИ».

К ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ЗАДАЧЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ОСТОЙЧИВОСТИ

Рассматривается движение плавающего тела под действием внезапно приложенной к нему пары сил. Жидкость предполагается идеальной. На свободной поверхности жидкости и на смоченной поверхности тела записываются точные граничные условия. Движение жидкости рассматривается в переменных Лагранжа. Метод решения полученной дифференциальной системы основан на представлении искомых функций в виде рядов по времени t с коэффициентами, зависящими от начальных координат частиц жидкости.

Ключевые слова: гидродинамическая теория, плоская задача, наклонение тела, опрокидывающий момент.

Определение минимального внезапно приложенного момента, опрокидывающего судно, в настоящее время производится на основе диаграмм статической или динамической остойчивости. Эти диаграммы строятся на предположении, что восстанавливающий момент при наклонениях судна определяется гидростатическим давлением на подводную часть корпуса, ограниченную плоскостью невозмущенной поверхности воды.

Между тем кренящееся судно возмущает окружающую жидкость, изменяя поле давления, и деформирует свободную поверхность, поэтому задача является гидродинамической.

В работе [1] рассматривался двумерный случай задачи о наклонении плавающего контура под действием пары сил. В настоящей статье рассматривается общая задача о наклонении плавающего тела под действием внезапно приложенной пары сил. Жидкость и плавающее в ней тело рассматриваются как единая гидродинамическая система. Жидкость предполагается идеальной, неограниченной глубины. На свободной поверхности жидкости и на смоченной поверхности тела записываются точные граничные условия. До приложения к телу внешней пары вся система предполагается находящейся в покое. В статье изложено теоретическое решение задачи. Значение момента, опрокидывающего судно, найдется численным решением уравнений как наименьшее бифуркационное значение момента для уравнения наклонения судна.

1. Оси координат и задание формы тела

Введем две системы координат: неподвижную в пространстве $Oxyz$ с плоскостью Oxy , совпадающей с невозмущенной поверхностью воды, и осью Oz , направленной вверх, и систему $A\xi\eta\zeta$, связанную с телом, и осью $A\zeta$, проходящей через ЦТ тела. При $t = 0$ обе системы совпадают.

Форма тела в системе $A\xi\eta\zeta$ задается функцией $F(\xi, \eta, \zeta) = 0$. Для судна, имеющего продольную плоскость симметрии, функция F будет иметь вид

$$F(\xi, \eta, \zeta) = \eta \mp f(\xi, \zeta) = 0.$$

2. Уравнения движения жидкости

Следуя методу Лагранжа, будем рассматривать движение отдельных частиц жидкости, положение которых определяется радиус-вектором \bar{W} в неподвижной системе координат

$$\bar{W} = X \bar{i} + Y \bar{j} + Z \bar{k}, \quad (2.1)$$

который, как и его проекции X, Y, Z , зависит от начальных координат частиц a, b, c и времени t ; $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$ – орты соответствующих осей.

От тех же переменных будет зависеть давление в жидкости $p(a, b, c, t)$.

Положение тела относительно неподвижной системы координат будем определять радиус-вектором \bar{r}_A полюса A системы, связанной с телом, и таблицей косинусов углов между осями систем, а также эйлеровыми углами ψ, θ, φ , через которые выражаются указанные косинусы углов.

Будем отмечать индексами переменные, по которым берутся производные. Тогда уравнение неразрывности запишется в виде

$$\bar{W}_a \cdot \bar{W}_b \times \bar{W}_c = 1. \quad (2.2)$$

Уравнения движения жидкости запишутся в виде

$$\bar{W}_{tt} = -\frac{1}{\rho} \nabla_w p + \bar{F}; \quad (2.3)$$

здесь массовая сила имеет составляющие $\bar{F}(0,0,-g)$, а оператор ∇_w содержит производные по составляющим вектора \bar{W}

$$\nabla_w = \frac{\partial}{\partial X} \bar{i} + \frac{\partial}{\partial Y} \bar{j} + \frac{\partial}{\partial Z} \bar{k}.$$

Уравнение (2.3) необычно в том смысле, что содержит производные давления p по зависимым переменным X, Y и Z . Для перехода к независимым переменным запишем (2.3) в координатной форме, умножим первое из них на X_a , второе на Y_a , третье на Z_a и сложим, затем умножим на X_b, Y_b, Z_b и опять сложим, потом на X_c, Y_c, Z_c и тоже сложим. В результате получим следующие уравнения движения жидкости:

$$\begin{aligned} \bar{W}_{tt} \cdot \bar{W}_a + g Z_a + \frac{1}{\rho} p_a &= 0, \\ \bar{W}_{tt} \cdot \bar{W}_b + g Z_b + \frac{1}{\rho} p_b &= 0, \\ \bar{W}_{tt} \cdot \bar{W}_c + g Z_c + \frac{1}{\rho} p_c &= 0. \end{aligned} \tag{2.4}$$

Попарно исключая дифференцированием давление p из этих уравнений, найдем:

$$\begin{aligned} (\bar{W}_a \cdot \bar{W}_{bt} - \bar{W}_b \cdot \bar{W}_{at})_t &= 0, \\ (\bar{W}_b \cdot \bar{W}_{ct} - \bar{W}_c \cdot \bar{W}_{bt})_t &= 0, \\ (\bar{W}_c \cdot \bar{W}_{at} - \bar{W}_a \cdot \bar{W}_{ct})_t &= 0. \end{aligned}$$

Интегрирование по t дает в правых частях константы, которые могут быть функциями a, b и c , представляющими проекции вихря. Так как движение начинается из состояния покоя, то правые части должны обращаться в нули. Окончательно получим следующие уравнения движения жидкости:

$$\begin{aligned} \bar{W}_a \cdot \bar{W}_{bt} - \bar{W}_b \cdot \bar{W}_{at} &= 0, \\ \bar{W}_b \cdot \bar{W}_{ct} - \bar{W}_c \cdot \bar{W}_{bt} &= 0, \\ \bar{W}_c \cdot \bar{W}_{at} - \bar{W}_a \cdot \bar{W}_{ct} &= 0. \end{aligned} \tag{2.5}$$

Уравнение для давления найдется из тех же уравнений (2.4). Дифференцируя первое из них по a , второе по b , третье по c и складывая, получим для давления p следующее равенство:

$$-\frac{1}{\rho} \Delta p = (\overline{W}_{tt} \cdot \overline{W}_a)_a + (\overline{W}_{tt} \cdot \overline{W}_b)_b + (\overline{W}_{tt} \cdot \overline{W}_c)_c + g \Delta Z, \quad (2.6)$$

где Δ – оператор Лапласа.

3. Граничные условия

Кинематическое условие на свободной поверхности жидкости заключается в том, что эта поверхность все время состоит из одних и тех же частиц, которые находились на ней при $t = 0$. Форма свободной поверхности в параметрическом виде определится выражением

$$\overline{W}_{нов} = \overline{W}(a, b, 0, t).$$

Динамическое условие на свободной поверхности состоит в постоянстве давления и, с учетом кинематического условия, может быть записано в виде

$$p(a, b, 0, t) = 0. \quad (3.1)$$

Кинематическое условие на поверхности тела заключается в равенстве нормальных составляющих скоростей точек поверхности тела и соприкасающихся с ними в данный момент времени частиц жидкости. Чтобы записать это условие, предварительно рассмотрим перемещение частиц по смоченной поверхности тела. Будем определять эти частицы в подвижной системе координат радиус-вектором $\overline{\rho}$.

Частица e смоченной поверхности тела при $t = 0$ в неподвижной системе координат определяется вектором $\overline{W}(e, 0)$. Так как в начальный момент обе системы совпадают, то $\overline{W}(e, 0) = \overline{\rho}(e, 0)$. В момент t частица сместится в точку $\overline{W}(e, t)$, но останется на поверхности тела и будет соприкасаться с точкой, определяемой вектором $\overline{\rho}(e, t)$, который найдется из равенства

$$\overline{\rho}(e, t) = \overline{W}(e, t) - \overline{r}_A(t) \quad (3.2)$$

и будет удовлетворять уравнению:

$$F[\bar{\rho}(e, t)] = 0,$$

в котором в качестве аргументов подставлены координаты вектора $\bar{\rho}$ в подвижной системе координат.

Равенство (3.2), устанавливающее условие перемещения частиц по поверхности тела, должно выполняться для всех частиц смоченной поверхности, т.е. для всех частиц, удовлетворяющих условию

$$\bar{W}(a, b, c, 0) = \bar{\rho}(a, b, c, 0). \quad (3.3)$$

Теперь обратимся к кинематическому условию на поверхности тела.

Скорость частицы e определяется вектором $\bar{W}_t(e, t)$ скорости соприкасающейся с ней точки поверхности, определяемой вектором $\bar{\rho}(e, t)$, и равна

$$\bar{v} = \bar{r}_{At} + \bar{\omega} \times \bar{\rho},$$

где \bar{r}_{At} – поступательная скорость полюса A ;

$\bar{\omega}$ – мгновенная угловая скорость вращения тела около полюса A .

Равенство нормальных составляющих скоростей частицы и соприкасающейся точки тела приводит к выражению

$$\bar{W}_t(e, t) \cdot \bar{n} = \bar{r}_{At} \cdot \bar{n} + \bar{n} \cdot \bar{\omega} \times \bar{\rho}(e, t) \quad (3.4)$$

или, принимая во внимание (3.2), к равенству:

$$\left[(\bar{W}(e, t) - \bar{r}_A(t))_t - \bar{\omega} \times (\bar{W}(e, t) - \bar{r}_A(t)) \right] \cdot \bar{n} + 0. \quad (3.5)$$

В этих формулах $\bar{n}(F_\xi, F_\eta, F_\zeta)$ есть внешняя нормаль к поверхности тела в точке, определяемой вектором $\bar{\rho}(e, t)$.

Равенство (3.5) означает, что вектор, стоящий в квадратных скобках, должен лежать в плоскости, касательной к поверхности тела в точке $\bar{\rho}(e, t)$.

Для уравнения (2.6), определяющего давление в жидкости, граничное условие заключается в задании производной давления по нормали к поверхности тела

$$p_n = \nabla p \cdot \bar{n}^0 [\bar{\rho}] \quad (3.6)$$

В этом выражении проекции вектора ∇p задаются уравнениями (2.4).

Таким образом, вычисление поля давления приводит к решению задачи Неймана с нулевыми условиями на свободной поверхности.

4. Уравнения движения плавающего тела

Общие уравнения движения плавающего тела, как свободного тела, записываются в виде

$$\begin{aligned} \dot{\bar{Q}} &= m \bar{w} = \bar{P} + m\bar{g}, \\ \dot{\bar{K}} &= \bar{L} + \bar{M}, \end{aligned} \quad (4.1)$$

где $\dot{\bar{Q}}, \dot{\bar{K}}$ – количество движения и кинетический момент тела;
 \bar{P}, \bar{L} – главный вектор и главный момент сил давления жидкости;
 \bar{M} – момент внешней пары, приложенной к телу;
 m – масса тела;
 \bar{w} – ускорение центра тяжести тела.

Первое уравнение имеет простой вид, оно дает поступательное движение ЦТ тела; второе – определяет вращательное движение тела около его ЦТ.

Для получения наиболее простого уравнения вращения введем дополнительную систему координат, связанную с телом, с полюсом, расположенным в ЦТ тела G , и осями координат ξ_1, η_1, ζ_1 , направленными по главным осям инерции тела. В этих координатах вращательное движение тела определится динамическими уравнениями Эйлера

$$\begin{aligned} I_1 \dot{\omega}_1 + (I_3 - I_2) \omega_2 \omega_3 &= M_{(\xi_1)}; \\ I_2 \dot{\omega}_2 + (I_1 - I_3) \omega_3 \omega_1 &= M_{(\eta_1)}; \\ I_3 \dot{\omega}_3 + (I_2 - I_1) \omega_1 \omega_2 &= M_{(\zeta_1)}, \end{aligned} \quad (4.2)$$

где I_1, I_2, I_3 – главные центральные моменты инерции тела относительно осей ξ_1, η_1, ζ_1 соответственно;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – проекции мгновенной угловой скорости вращения тела на те же оси;

$M_{(\xi_1)}, M_{(\eta_1)}, M_{(\zeta_1)}$ – моменты внешних сил относительно осей.

Присоединяя к (4.2) кинематические уравнения Эйлера

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \dot{\psi} \sin \theta \sin \varphi + \dot{\theta} \cos \varphi, \\ \omega_2 &= \dot{\psi} \sin \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi, \\ \omega_3 &= \dot{\psi} \cos \theta + \dot{\varphi},\end{aligned}\tag{4.3}$$

получим систему шести обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений первого порядка относительно $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \psi, \theta, \varphi$. Если исключить из (4.2) и (4.3) $\omega_1, \omega_2, \omega_3$, получим систему трех дифференциальных уравнений второго порядка относительно углов Эйлера.

5. Вычисление главного вектора \bar{P} и главного момента \bar{L} сил давления

Пусть частица, имеющая начальные координаты (a, b, c) и давление $p(a, b, c, t)$, соприкасается с поверхностью тела в точке, определяемой радиус-вектором $\bar{\rho}(a, b, c, t)$. Тогда главный вектор сил давления жидкости на тело выразится интегралом

$$\bar{P} = - \int_S p \bar{n}^0 [\bar{\rho}] dS,\tag{5.1}$$

главный момент сил давления относительно полюса A – интегралом

$$\bar{L}_A = - \int_S p \bar{\rho} \times \bar{n}^0 [\bar{\rho}] dS,\tag{5.2}$$

а главный момент сил давления относительно центра тяжести G будет

$$\bar{L}_G = \bar{L}_A - \bar{\rho}_G \times \bar{P},\tag{5.3}$$

где $\bar{\rho}_G(0, 0, z_G)$ – радиус-вектор центра тяжести G в системе $A\xi\eta\zeta$.

В написанных интегралах $\bar{n}^0[\bar{\rho}]$ означает единичный вектор внешней нормали к поверхности тела, вычисленный в точке, определяемой вектором $\bar{\rho}$.

В выражениях (5.1) и (5.2) функциями времени являются не только подынтегральные выражения, но и смоченная поверхность $S(t)$, по площади которой вычисляются оба интеграла. Чтобы упростить их вычисление, рассмотрим на смоченной поверхности частицу жидкости, которая в момент $t = 0$ проектируется на плоскость xOz в элементарный прямоугольник со сторонами da и dc . На касательной к телу плоскости эта частица занимает площадку параллелограмма со сторонами, определяемыми элементарными векторами $d\bar{r}_1$ и $d\bar{r}_2$, лежащих в плоскостях, параллельных ватерлинии и шпангоуту соответственно:

$$\begin{aligned} d\bar{r}_1 &= \bar{i} da + \bar{j} db_1 = \left(F_\eta \bar{i} - F_\xi \bar{j} \right) \frac{da}{F_\eta}, \\ d\bar{r}_2 &= \bar{j} db_2 + \bar{k} dc = \left(-F_\xi \bar{j} + F_\eta \bar{k} \right) \frac{dc}{F_\eta}. \end{aligned} \tag{5.4}$$

К моменту t тело изменит свое положение, а частица, оставаясь на его поверхности, деформируется и перейдет в точку, определяемую вектором $\bar{\rho}(a, b, c, t)$ согласно (3.3).

Чтобы найти площадь, занимаемую частицей в момент t , получим сначала общее выражение деформации частицы на поверхности тела в заданном направлении. Рассмотрим элементарный жидкий отрезок dl на смоченной поверхности тела при $t = 0$ с направлением единичного вектора \bar{u} в касательной к телу плоскости, который задан проекциями в неподвижных осях. В момент t этот отрезок изменит длину до dL , величина и направление которого найдутся по выражению

$$dL = (\bar{u} \cdot \nabla) \bar{w} dl, \tag{5.5}$$

где $(\bar{u} \cdot \nabla) \bar{w}$ – производная вектора \bar{w} по направлению \bar{u} , а оператор ∇ отнесен к неподвижной системе координат.

Пользуясь формулой (5.5), для элементарных векторов $d\bar{R}_1$ и $d\bar{R}_2$, в которые перейдут $d\bar{r}_1$ и $d\bar{r}_2$ из (5.4), получим

$$d\bar{R}_1 = \left[(F_\eta X_a - F_\xi X_b) \bar{i} + (F_\eta Y_a - F_\xi Y_b) \bar{j} + (F_\eta Z_a - F_\xi Z_b) \bar{k} \right] \frac{da}{F_\eta}, \quad (5.6)$$

$$d\bar{R}_2 = \left[(F_\eta X_c - F_\zeta X_b) \bar{i} + (F_\eta Y_c - F_\zeta Y_b) \bar{j} + (F_\eta Z_c - F_\zeta Z_b) \bar{k} \right] \frac{dc}{F_\eta}.$$

Если выражения в круглых скобках в формуле для $d\bar{R}_1$ обозначить через A_1, B_1, C_1 , а для $d\bar{R}_2$ соответственно через A_2, B_2, C_2 , то для величины dS , в которую сместится и деформируется жидкая площадка ds к моменту t , получим

$$dS = |d\bar{R}_1 \times d\bar{R}_2| = \sigma[\bar{\rho}, t] da dc, \quad (5.7)$$

где

$$\sigma = \frac{1}{F_\eta^2} \sqrt{\begin{vmatrix} B_1 & C_1 \\ B_2 & C_2 \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} C_1 & A_1 \\ C_2 & A_2 \end{vmatrix}^2 + \begin{vmatrix} A_1 & B_1 \\ A_2 & B_2 \end{vmatrix}^2}. \quad (5.8)$$

Использование выражения (5.7) позволяет свести интегрирование давления по переменной смоченной поверхности S движущегося тела к интегрированию по фиксированной площади D_0 проекции начальной смоченной поверхности на плоскость xOz . Теперь выражения для главного вектора и главного момента сил давления получают вид

$$\bar{P} = - \int_{D_0} p \bar{n}^0[\bar{\rho}] \sigma[\bar{\rho}] da dc, \quad (5.9)$$

$$\bar{L}_A = - \int_{D_0} p \bar{\rho} \times \bar{n}^0[\bar{\rho}] \sigma[\bar{\rho}] da dc.$$

6. Начальные условия

При $t = 0$ положение частиц жидкости определяется вектором

$$\bar{W}(a, b, c, 0) = a \bar{i} + b \bar{j} + c \bar{k}. \quad (6.1)$$

Движение начинается из состояния покоя, поэтому

$$\bar{W}_t(a, b, c, 0) = 0. \quad (6.2)$$

Для плавающего тела при $t = 0$ неподвижная и связанная с телом подвижная системы координат совпадают и координаты центра тяжести равны:

$$\begin{aligned}x_g &= \xi_g = 0, \\y_g &= \eta_g = 0, \\z_g &= \zeta_g.\end{aligned}$$

Все линейные и угловые скорости тела равны нулю.

К плавающему телу прикладывается внешняя пара сил с моментом \bar{M} , имеющим составляющие по осям

$$\bar{M} = M_1 \bar{\xi}^0 + M_2 \bar{\eta}^0 + M_3 \bar{\zeta}^0,$$

где $\bar{\xi}^0, \bar{\eta}^0, \bar{\zeta}^0$ – орты соответствующих осей.

7. Метод решения

Так как в рассматриваемой задаче интерес представляет первое наклонение судна, применим метод решения составленной дифференциальной системы, основанный на представлении вектор-функции \bar{W} и давления p в виде рядов по времени t с коэффициентами, зависящими от a, b, c :

$$\bar{W}(a, b, c, t) = \sum_{k=0}^{\infty} \bar{W}_k(a, b, c) t^k, \quad (7.1)$$

$$p(a, b, c, t) = \sum_{k=0}^{\infty} p_k(a, b, c) t^k. \quad (7.2)$$

В разложении \bar{W} вектор \bar{W}_0 дает начальное положение частиц, \bar{W}_1 – начальные скорости и по начальным условиям $\bar{W}_1 = 0$, \bar{W}_2 – определяет ускорения, последующие члены дают ускорения высших порядков. Подстановка (7.1) в уравнение неразрывности (2.2) и приравнивание коэффициентов при одинаковых степенях t дает

$$\nabla \bar{W}_k = \Phi_k; \quad \text{для } k \leq 3 \quad \Phi_k = 0.$$

Подстановка того же ряда в уравнения движения (2.5) дает

$$\nabla \times \bar{W}_k = \bar{\Phi}_k; \quad \text{для } k \leq 4 \quad \bar{\Phi}_k = 0.$$

Эти равенства приводят к уравнениям для коэффициентов \bar{W}_k

$$\Delta \bar{W}_k = \Phi_k^{(1)}. \quad (7.3)$$

При $k \leq 3$ для \bar{W}_k получаются уравнения Лапласа, при $k \geq 4$ – уравнения Пуассона, у которых $\Phi_k^{(1)}$ зависят от решений уравнений низших порядков.

Подстановка рядов (7.1) и (7.2) в уравнение (2.6) для коэффициентов разложения давления дает

$$\Delta p_k = \Phi_k^{(2)} \quad (7.4)$$

при $k = 0$ и 1 $\Phi_k^{(2)} = 0$ и $p_{0,1}$ удовлетворяет уравнению Лапласа, при $k \geq 3$ – уравнению Пуассона. Разложение граничного условия (3.1) на свободной поверхности приводит к равенству

$$\sum_{k=0}^{\infty} p_k(a, b, 0) t^k = 0,$$

откуда следует

$$p_k(a, b, 0) = 0, \quad (7.5)$$

при всех значениях k .

Обратимся к условию (3.2), устанавливающему связь между перемещением частиц жидкости по смоченной поверхности тела и его перемещениям в жидкости.

Аналогично предыдущему представим в виде рядов функцию, задающую поступательное движение плавающего тела

$$\bar{r}_A(t) = \sum_{k=0}^{\infty} \bar{r}_{Ak} t^k, \quad (7.6)$$

и радиус-вектор $\bar{\rho}$, определяющий положение частиц смоченной поверхности тела

$$\bar{\rho}(a, b, c, t) = \sum \bar{\rho}_k(a, b, c) t^k. \quad (7.7)$$

Тогда условие (3.2) запишется в виде

$$\sum_{k=0}^{\infty} [\bar{W}_k(a, b, c) - \bar{\rho}_k(a, b, c) - \bar{r}_{Ak}] t^k = 0. \quad (7.8)$$

Отсюда следует равенство

$$\bar{W}_k(a, b, c) - \bar{\rho}_k(a, b, c) - \bar{r}_{Ak} = 0. \quad (7.9)$$

При $k = 0$: $\bar{W}_0(a, b, c) = \bar{\rho}_0(a, b, c)$; $\bar{r}_{A0} = 0$, и условие (3.2) выполняется автоматически.

При $k = 1$: $\bar{W}_1 = \bar{\rho}_1 = \bar{r}_{A1} = 0$, и равенство (3.2) выполняется в силу начальных условий.

Для любого k векторное равенство (7.9) справедливо в любой системе координат. Однако при его записи в координатной форме следует иметь в виду, что векторы \bar{W}_k и \bar{r}_{Ak} задаются проекциями в неподвижной системе, в то время как $\bar{\rho}_k$ определяется в подвижной системе и переход к неподвижной зависит от вращательного движения тела. Поэтому проекции $\bar{\rho}_k$ имеют сложный вид и выражаются через переменные косинусов углов между осями.

Углы Эйлера, определяющие вращательное движение тела, представляются рядами:

$$\theta = \sum_{k=0}^{\infty} \theta_k t^k; \quad \varphi = \sum_{k=0}^{\infty} \varphi_k t^k; \quad \psi = \sum_{k=0}^{\infty} \psi_k t^k, \quad (7.10)$$

где $\theta_k, \varphi_k, \psi_k$ — константы, через которые выражаются проекции мгновенных угловых скоростей. Подстановка рядов (7.6) и (7.10) в уравнения поступательного и вращательного движения тела приводит к системам обыкновенных уравнений для определения коэффициентов рядов.

Для получения разложения главного вектора и главного момента используются последовательные решения краевых задач (7.4) для членов ряда, определяющего давление, а также равенства (7.9) и разложение функции σ , задаваемой выражением (5.8). Член нулевого порядка этой функции равен

$$\sigma_0[\bar{\rho}_0, 0] = \frac{1}{F_\eta} \sqrt{F_\xi^2 + F_\eta^2 + F_\zeta^2}.$$

Вычисление начальных членов рядов дает исходные данные для определения последующих членов, но трудности вычислений при этом быстро возрастают.

Литература

1. Сизов В.Г. Движение плавающего контура под действием пары сил // *Гидромеханика. Межведомственный сборник научных трудов. Национальная академия наук Украины, институт гидромеханики. Вып.72. – 1998. – С.135-146.*

Надійшла 18.11.05.

МОРЕХОДНОСТЬ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПАРОМОВ ОГРАНИЧЕННОГО РАЙОНА ПЛАВАНИЯ. ЧАСТЬ 3. ВОЛНОВЫЕ НАГРУЗКИ (ПРОДОЛЖЕНИЕ)

Приведены результаты теоретических исследований волновых нагрузок, действующих на корпус перспективного железнодорожного парома ограниченного района плавания при плавании в балласте.

Ключевые слова: волнение, качка, гидродинамические давления, перерезывающие силы, изгибающие и крутящие моменты.

В наших работах [1], [2] и [3], посвященных оценке мореходных качеств железнодорожных паромов, спроектированных с использованием фрагментов корпусов существующих судов типа «Волго-Дон», были приведены результаты численных оценок ходкости, мореходности и волновых нагрузок. Причем, если оценки ходкости и мореходности приведены для двух состояний нагрузки судна – в полном грузу и в балласте, то ограниченный объем публикации позволил привести оценки волновых нагрузок только для судна в полном грузу. Настоящая статья по существу является продолжением последней публикации и содержит результаты оценок волновых нагрузок, действующих на корпус судна при плавании в балласте в условиях реального морского волнения интенсивностью до 6 баллов включительно по шкале ГУМС. При этом также как и для судна в полном грузу произведены расчеты амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик гидродинамических давлений, горизонтальных и вертикальных перерезывающих сил, горизонтальных и вертикальных изгибающих моментов, а также крутящих моментов, действующих в различных по длине сечениях корпуса судна при движении на регулярном волнении с различными курсовыми углами по отношению к набегающему волнению. Определены статистические характеристики всех видов волновых нагрузок в условиях нерегулярного трехмерного волнения. Гидродинамические давления и, соответственно, поперечные составляющие волновых нагрузок (горизонтальные перере-

зывающие силы и изгибающие моменты, крутящие моменты) определены с учетом влияния нелинейного вязкостного демпфирования бортовой качки. Особенностью настоящих исследований волновых нагрузок являются детальные оценки гидродинамических давлений, действующих в различных по длине сечениях корпуса при качке судна с шестью степенями свободы. Заметим, что в современной научной и технической литературе объем подобной информации весьма и весьма ограничен.

Характеристики объекта исследований были приведены в нашей работе [1]. Все расчеты выполнены с помощью системы программ [4], включающей комплекс программ «КАЧКА», имеющий допуск Регистра, и дополненной новым программным обеспечением, реализующим современные решения ряда актуальных задач гидродинамической теории качки [5], [6].

1. ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЙ ПРИ КАЧКЕ СУДНА НА РЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ

1. 1. Амплитудно-частотные характеристики

Зависимости безразмерных амплитуд гидродинамических давлений от частотного параметра в сечении, расположенном на расстоянии $L/4$ в нос от миделя, для различных курсовых улов при скорости 5 узлов, представлены на рис. 1.1 – рис. 1.9.

Сплошные линии на этих рисунках соответствуют точкам на днище судна отстоящим, от ДП на расстоянии $B/4$, а пунктирные – точкам на ватерлинии. При этом жирные линии соответствуют правому борту, а тонкие – левому. Для представления о влиянии курса на максимум амплитуд, диапазон их изменений принят для всех курсовых углов одинаковым.

Сопоставление полученных результатов с данными для судна в полном грузу свидетельствует о существенных различиях, особенно на косых курсах. Максимальные значения безразмерных амплитуд гидродинамических давлений, как и для судна в полном грузу, наблюдаются в диапазоне относительно коротких волн при $0.2 \leq \lambda / L \leq 0.6$. Наибольшие давления действуют в районе ватерлинии. При этом на косых курсах наибольшие значения существенно ниже, чем для судна в грузу. Только при положении судна лагом к волнению наибольшие значения гидродинамических давлений в грузу и в балласте близки по величине, однако характер частотных зависимостей заметно различается. Значительно слабее выражены вторичные пики. Причиной этих изменений, по-видимому, является как изменение отношения ширины к осадке судна B/d , так и начальной метацентрической высоты.

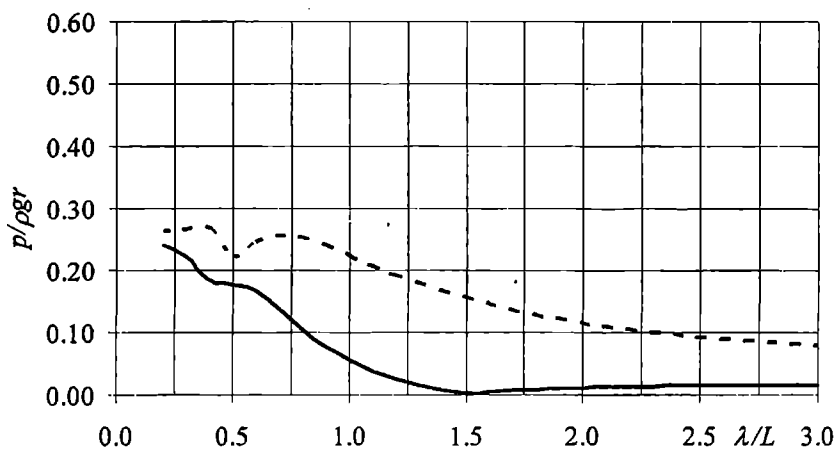


Рис. 1.1. Попутное волнение ($\mu = 0^\circ$)

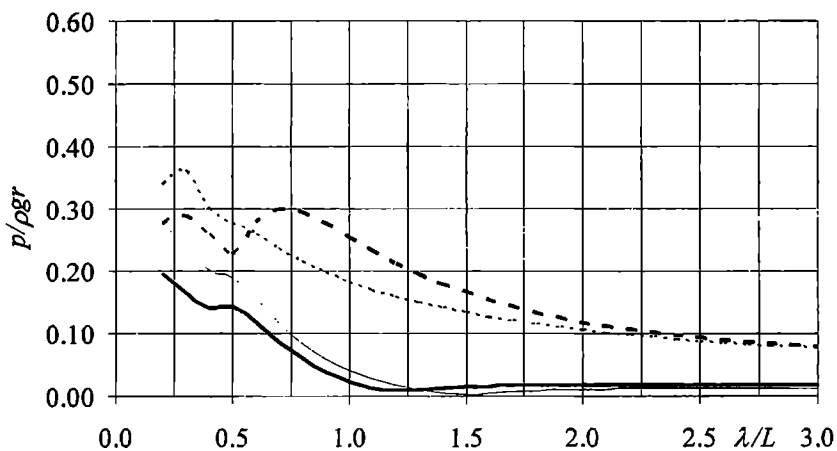


Рис. 1.2. Косое попутное волнение ($\mu = 30^\circ$)

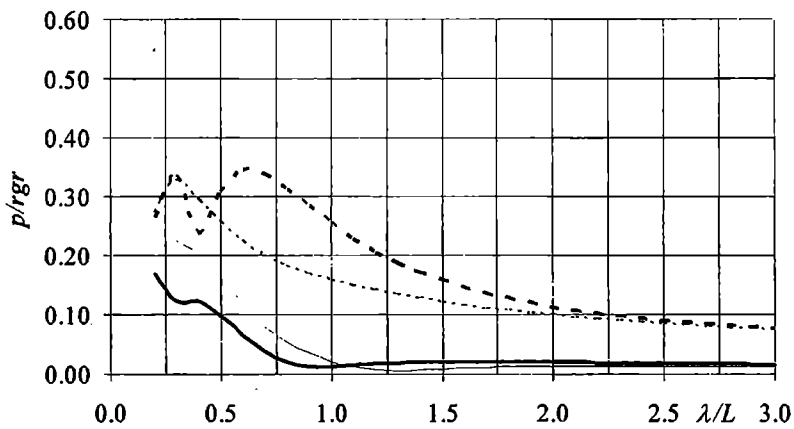


Рис. 1.3. Косое попутное волнение ($\mu = 45^\circ$)

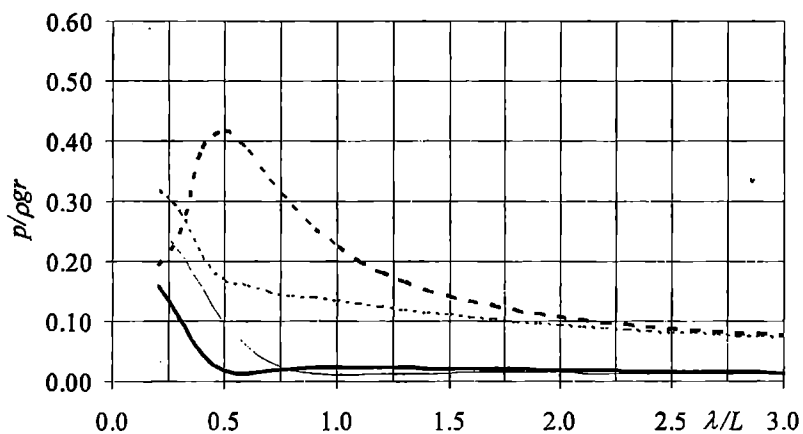


Рис. 1.4. Косое попутное волнение ($\mu = 60^\circ$)

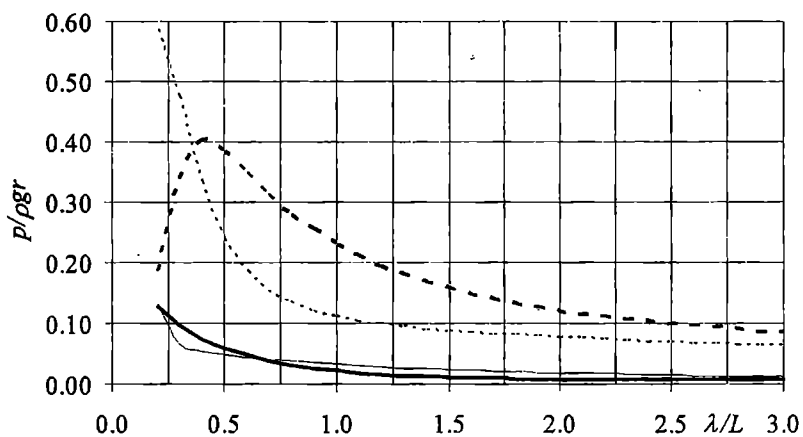


Рис. 1.5. Волнение лагом ($\mu = 90^\circ$)

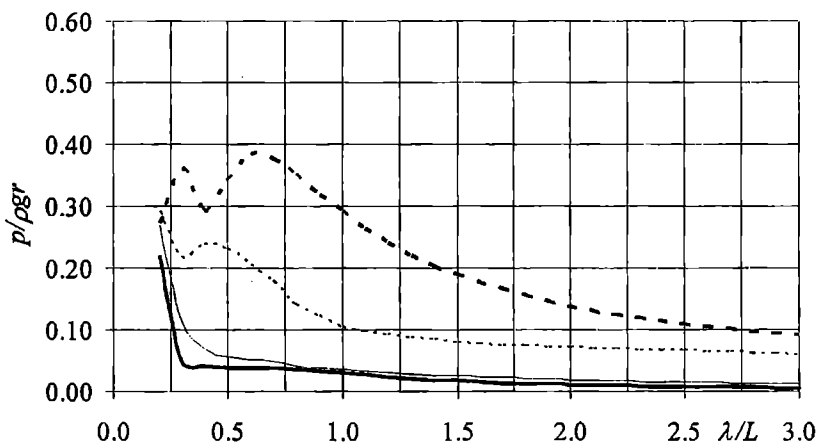


Рис. 1.6. Косое встречное волнение ($\mu = 120^\circ$)

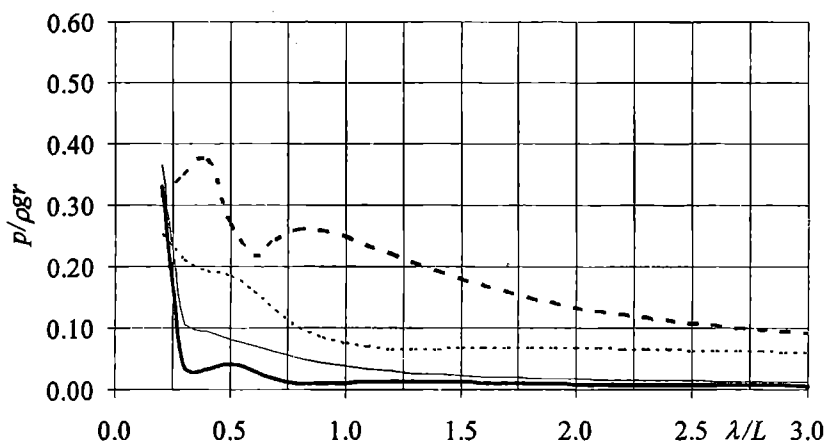


Рис. 1.7. Косое встречное волнение ($\mu = 135^\circ$)

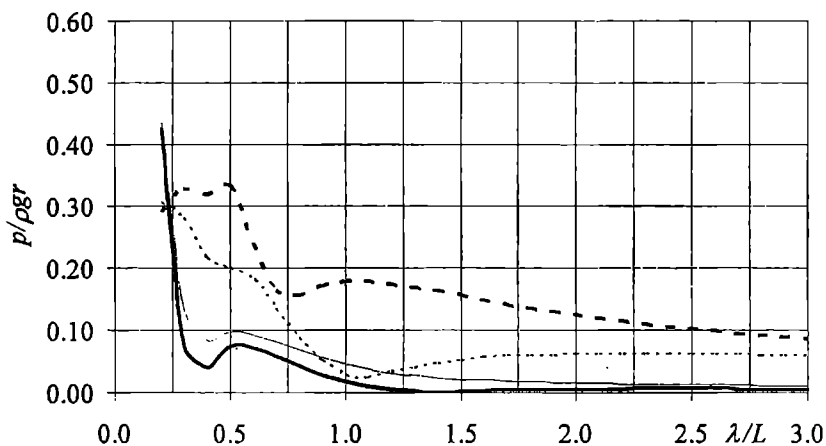


Рис. 1.8. Косое встречное волнение ($\mu = 150^\circ$)

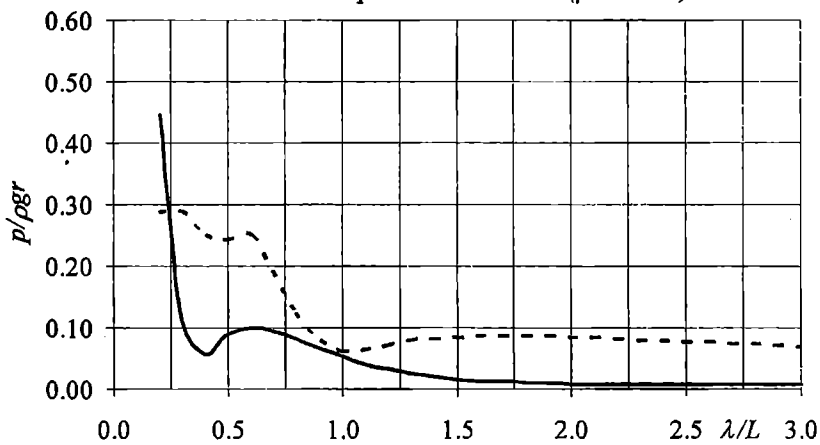


Рис. 1.9. Встречное волнение ($\mu = 180^\circ$)

Увеличение отношения B/d в 1.5 раза [1], привело к заметному росту демпфирования [2]. Повышение начальной поперечной метацентрической высоты с 6.47 м в грузу до 13.65 м в балласте явилось причиной того, что собственная частота бортовой качки возросла настолько, что вышла из резонансной зоны частот волнения (см. рис. 1.5, 1.6, 1.9 и 1.10 [2]). При этом максимальные значения стандартов бортовой качки снизились примерно на 40% (см. рис. 1.11 и 1.12 [2]).

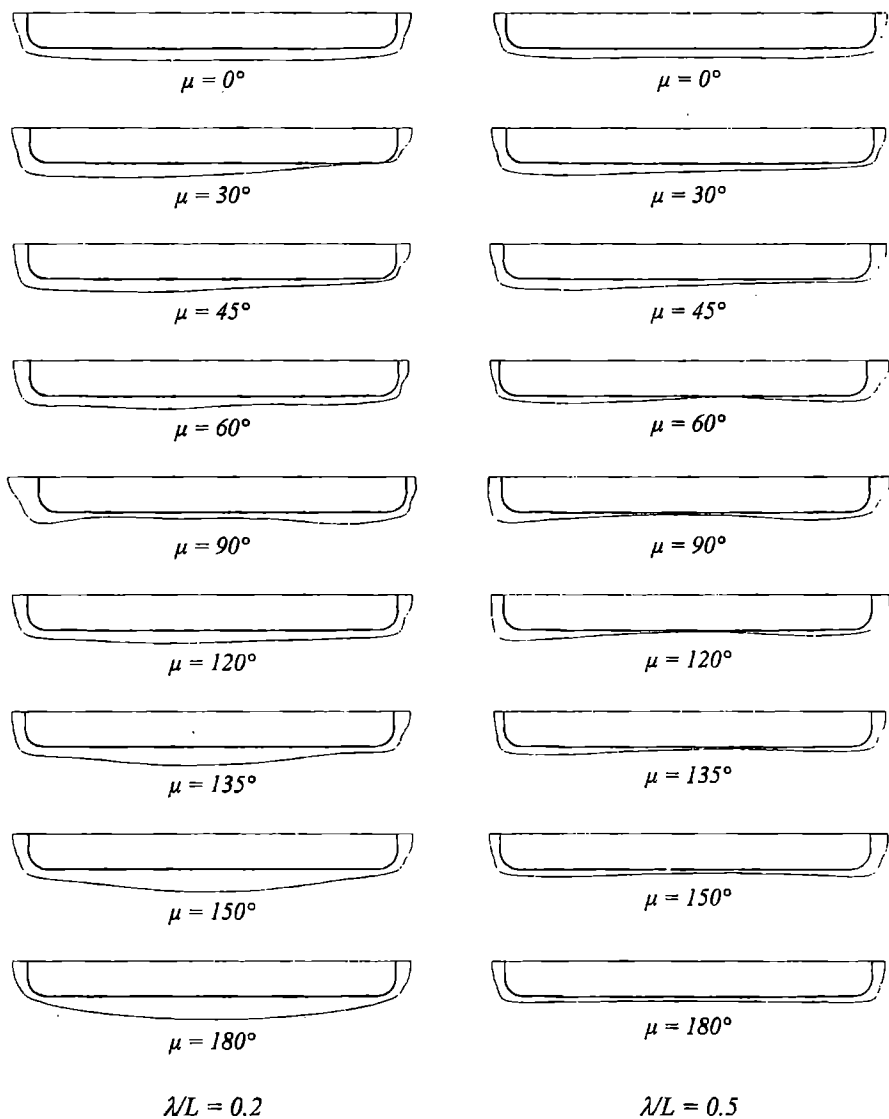


Рис. 1.10. Распределение амплитуд гидродинамических давлений по контуру сечения на регулярном волнении при различных курсовых углах

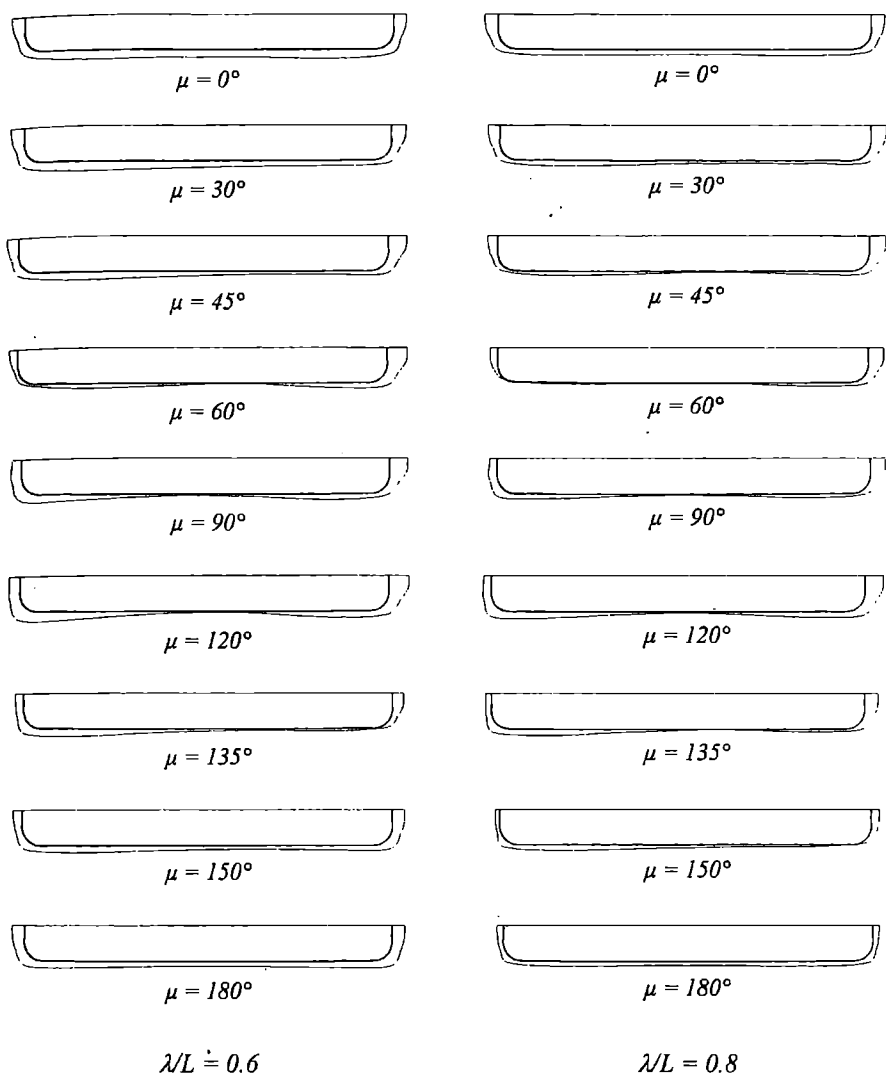


Рис. 1.10 (продолжение). Распределение амплитуд гидродинамических давлений по контуру сечения на регулярном волнении при различных курсовых углах

1. 2. Распределение по контуру поперечных сечений

На рис. 1.10 представлено распределение амплитуд гидродинамических давлений по контуру сечения, расположенного на расстоянии $L/4$ в нос от миделя, для различных безразмерных длин волн и курсовых углов при скорости 5 узлов.

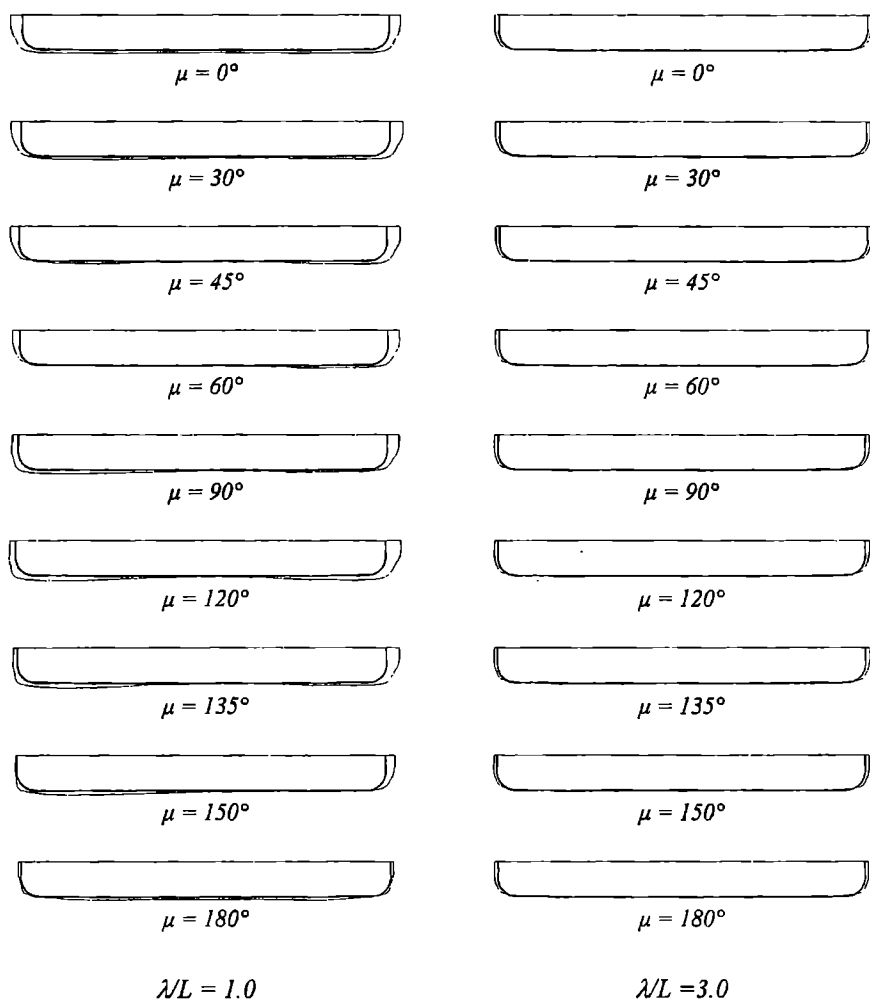


Рис. 1.10 (продолжение). Распределение амплитуд гидродинамических давлений по контуру сечения на регулярном волнении при различных курсовых углах

Распределение давлений для судна в балласте строилось по четырнадцатью точкам, половина из которых располагались на левом борту, другая половина – на правом, аналогично тому, как это делалось для судна в полном грузу.

Если величины и характер гидродинамических давлений, действующих на днище судна в грузу и в балласте достаточно близки, то значения давлений и их распределение по бортам существенно отличаются. Представленные результаты свидетельствуют о том, что распределение гидродинамических давлений по контуру сечения имеет

достаточно сложный характер, существенное влияние на который оказывают курс судна и отношение λ/L . Распределения амплитуд давлений еще более усложнятся, если учесть влияние фазового сдвига между давлениями в различных точках контура сечения.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЛНОВЫХ НАГРУЗОК ПРИ КАЧКЕ СУДНА НА МОРСКОМ ВОЛНЕНИИ

2. 1. Передаточные функции волновых нагрузок

Оценка передаточных функций волновых нагрузок, также как и параметров качки, производилась с учетом нелинейности бортовой качки по демпфированию и взаимосвязи между поперечными видами качки, что существенно приближает результаты расчетов к фактическим данным. В процессе расчетов учтено также влияние скуловых килей.

Аналогично расчетам качки расчеты передаточных функций волновых нагрузок выполнялась в два этапа. На первом этапе методом статистической линеаризации определялись расчетные крутизны регулярного волнения. На втором этапе выполнялись расчеты передаточных функций волновых нагрузок – вертикальных и горизонтальных перерезывающих сил, крутящих моментов, вертикальных и горизонтальных изгибающих моментов – на волнении расчетной крутизны при движении с различными курсовыми углами.

Результаты расчетов представлены на рис. 2.1 – рис. 2.10.

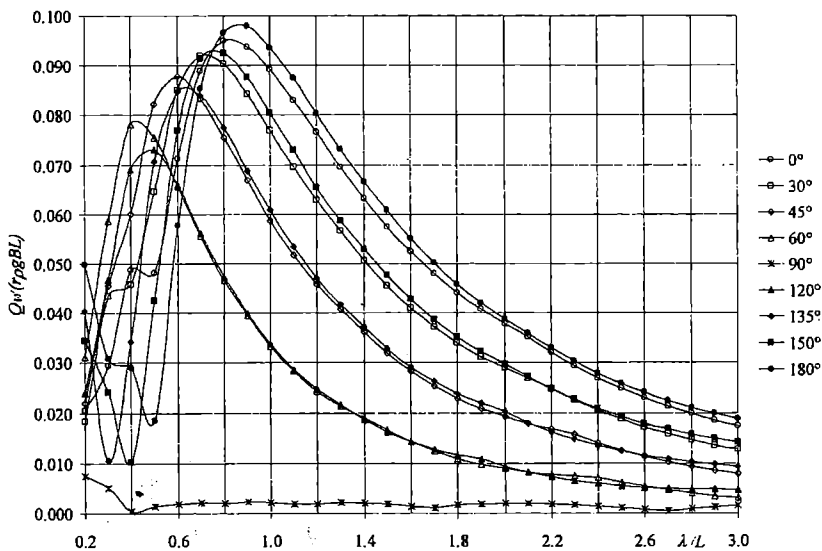


Рис. 2.1. Передаточные функции вертикальных волновых перерезывающих сил в сечении $L/4$ в корму от миделя при различных курсовых углах

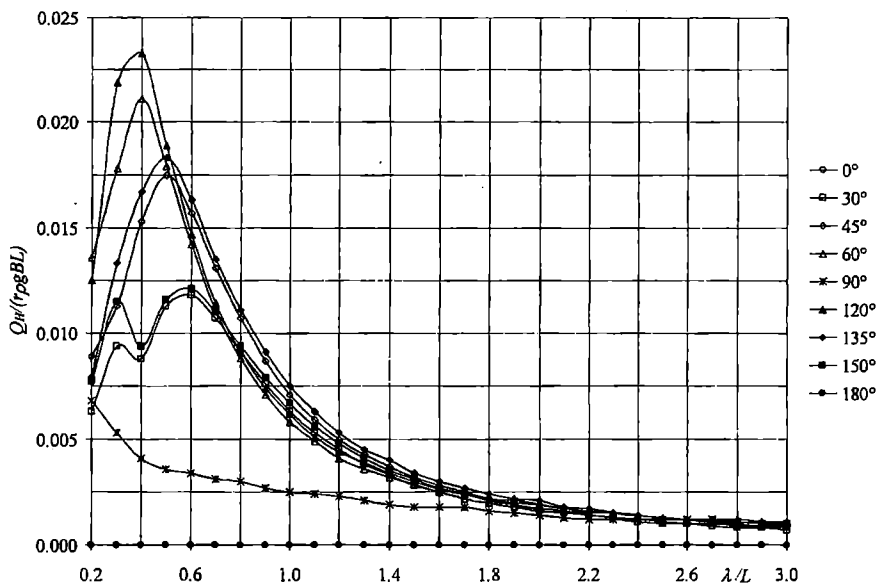


Рис. 2.2. Передаточные функции горизонтальных волновых перерезывающих сил в сечении $L/4$ в корму от миделя при различных курсовых углах

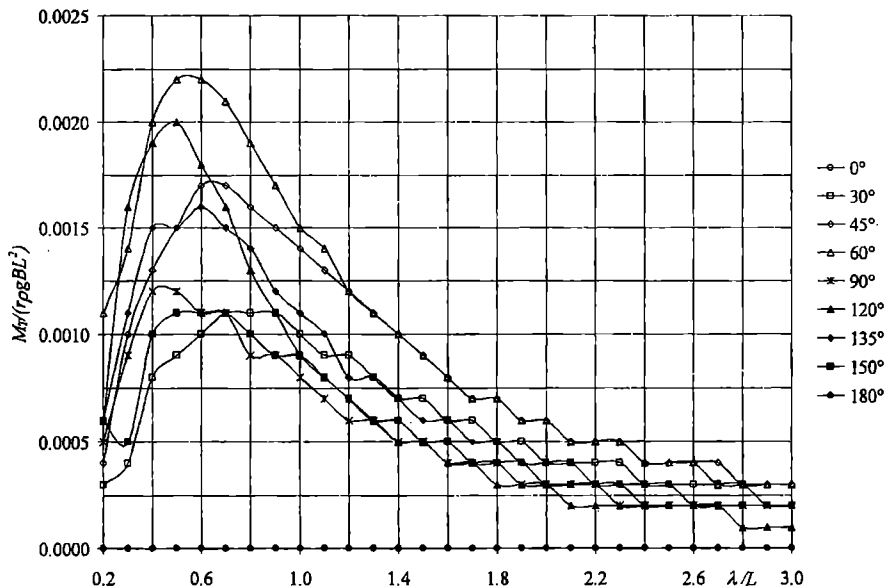


Рис. 2.3. Передаточные функции волновых крутящих моментов в сечении $L/4$ в корму от миделя при различных курсовых углах

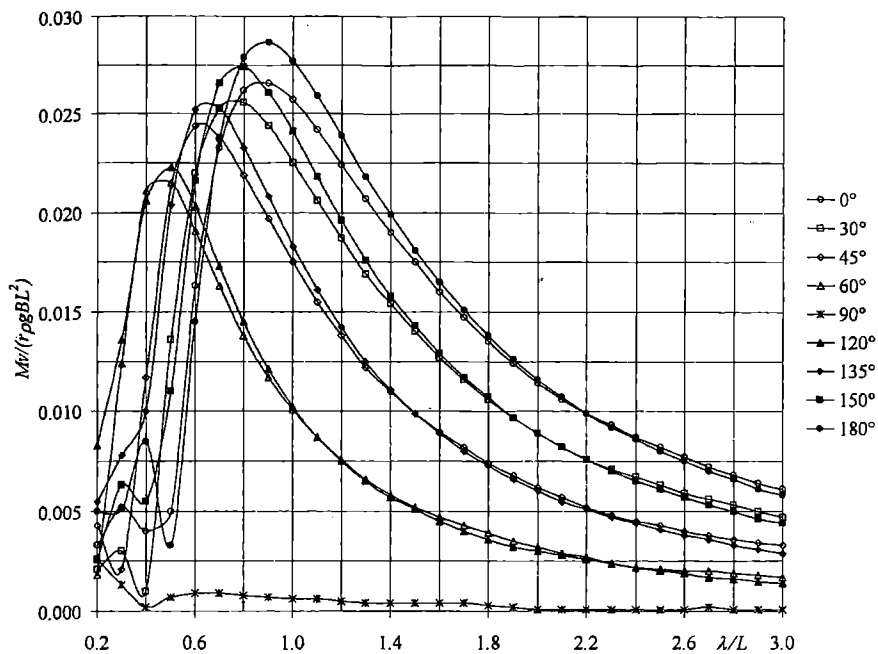


Рис. 2.4. Передаточные функции вертикальных волновых изгибающих моментов на миделе при различных курсовых углах

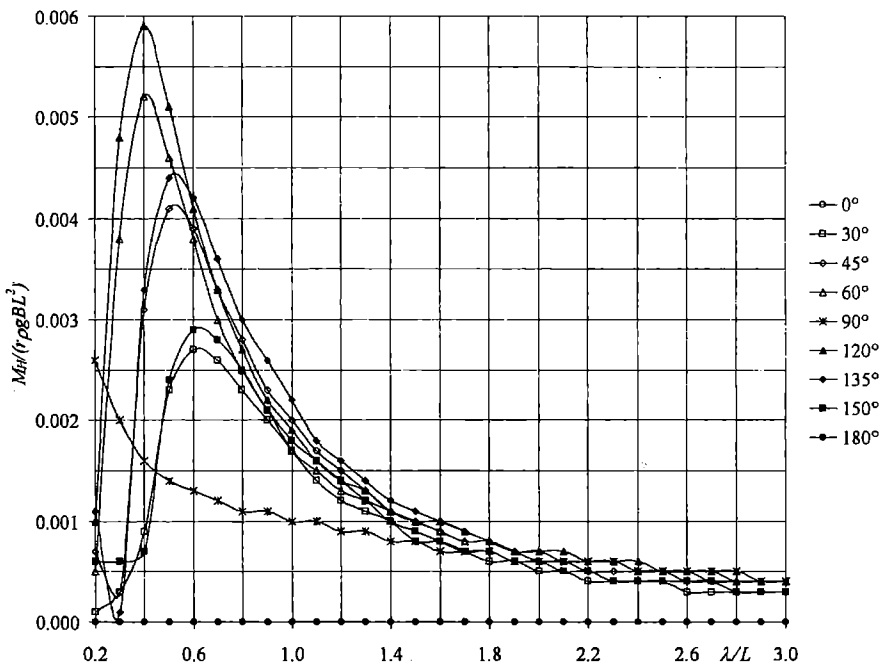


Рис. 2.5. Передаточные функции горизонтальных волновых изгибающих моментов на миделе при различных курсовых углах

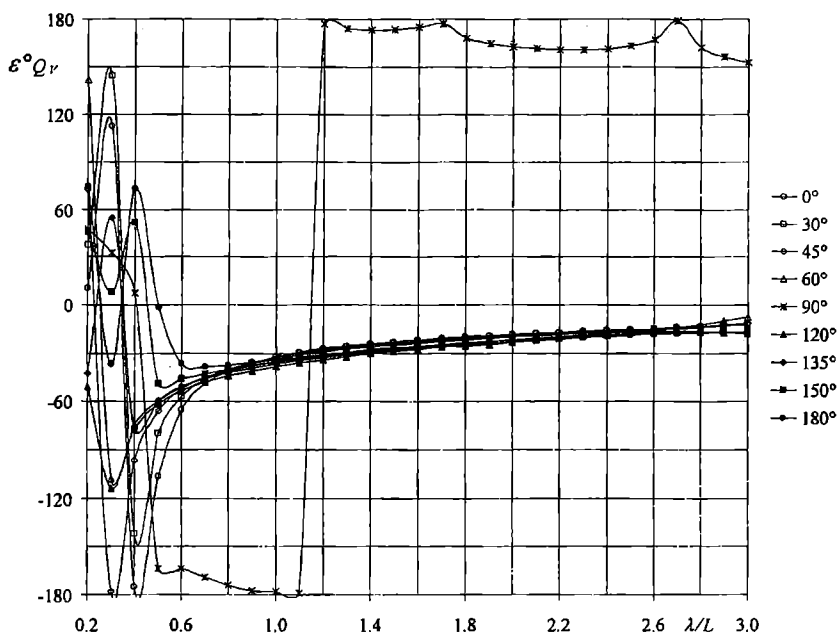


Рис. 2.6. Фазо-частотные характеристики вертикальных волновых перерезывающих сил в сечении $L/4$ в корму от миделя при различных курсовых углах

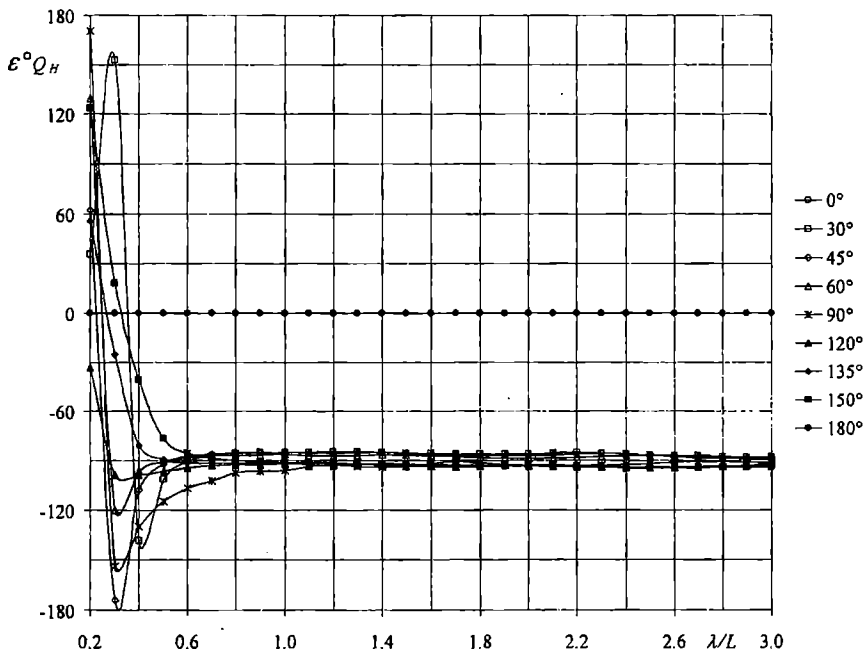


Рис. 2.7. Фазо-частотные характеристики горизонтальных волновых перерезывающих сил в сечении $L/4$ в корму от миделя при различных курсовых углах

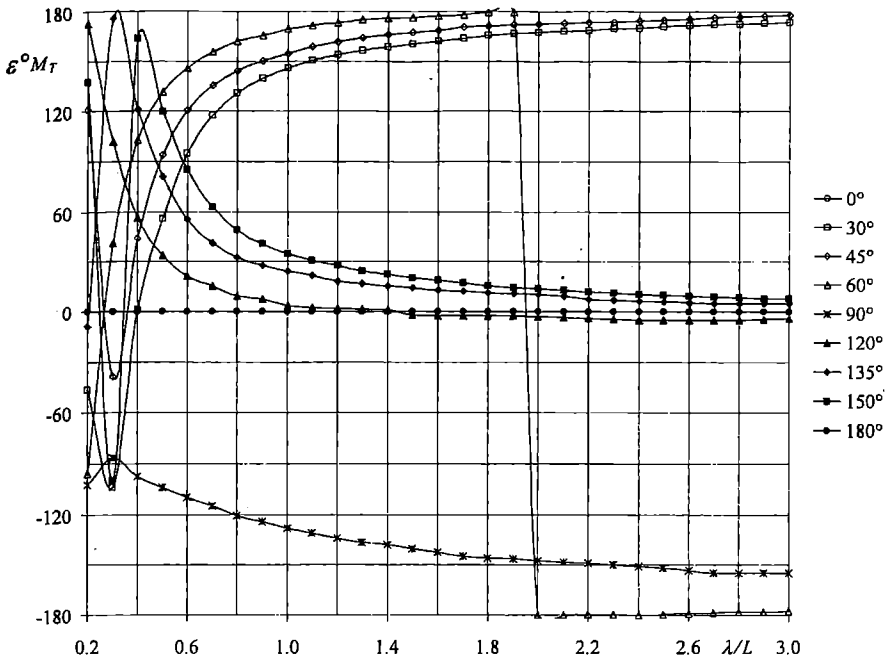


Рис. 2.8. Фазо-частотные характеристики волновых крутящих моментов в сечении $L/4$ в корму от миделя при различных курсовых углах

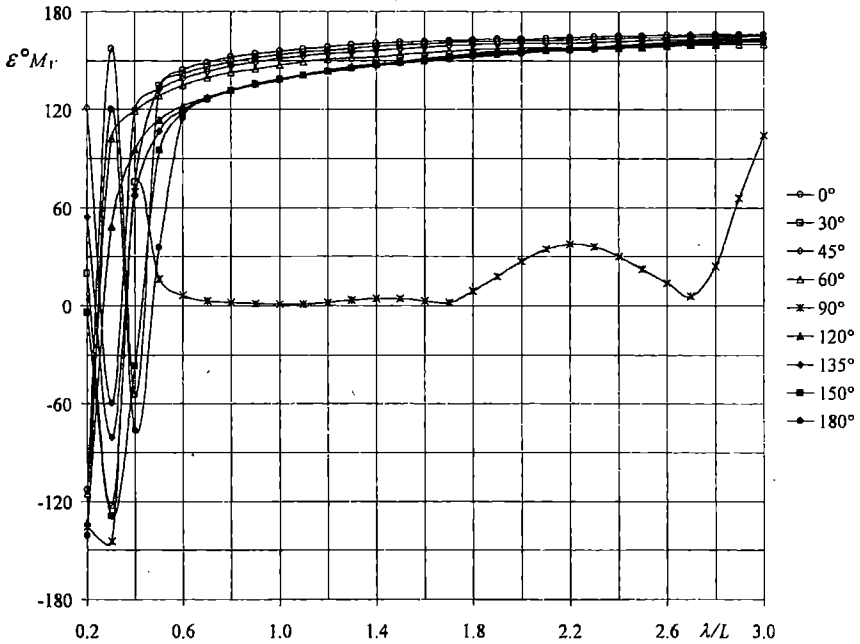


Рис. 2.9. Фазо-частотные характеристики вертикальных волновых изгибающих моментов на миделе при различных курсовых углах

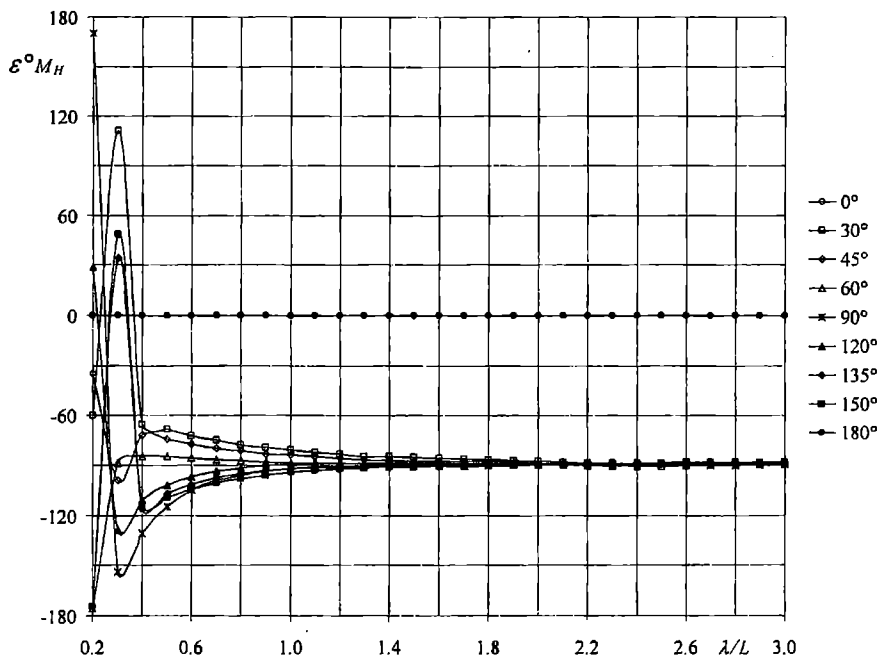


Рис. 2.10. Фазо-частотные характеристики горизонтальных волновых изгибающих моментов на миделе при различных курсовых углах

Сравнение АЧХ судна в грузе и в балласте свидетельствует о том, что влияние загрузки на вертикальные перерезывающие силы и изгибающие моменты незначительно. Крутящие моменты при этом возрастают, а горизонтальные перерезывающие силы и изгибающие моменты существенно снижаются. Существенно изменяются фазовые соотношения.

2. 2. Статистические характеристики волновых нагрузок

В качестве расчетного спектра принимался спектр II Международного конгресса по прочности и конструкции корпуса, угловое распределение энергии волн – по формуле Артура.

Результаты расчетов распределений стандартов всех пяти видов волновых нагрузок по длине судна для некоторых характерных курсовых углов на нерегулярном трехмерном волнении высотой $h_{3\%} = 6.0$ м при различных средних периодах равных 4.5, 5.5, 6.5, 7.5 с представлены на рис. 2.11 – рис. 2.15. Влияние курсового угла и среднего периода волнения на величины волновых нагрузок для некоторых характерных сечений представлено на рис. 2.16 – рис. 2.20.

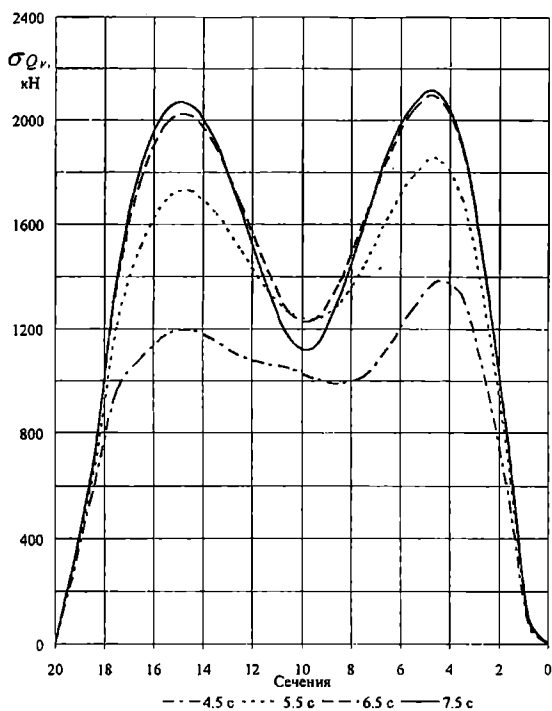


Рис. 2.11. Распределение вертикальных волновых перерезывающих сил по длине судна на встречном волнении при различных средних периодах

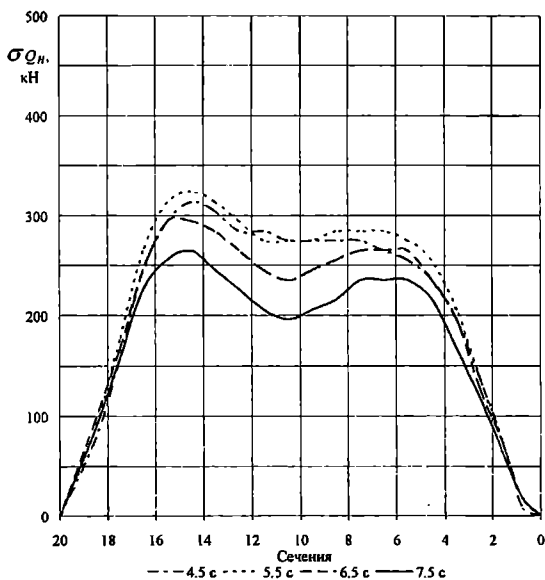


Рис. 2.12. Распределение горизонтальных волновых перерезывающих сил по длине судна на встречном волнении при различных средних периодах

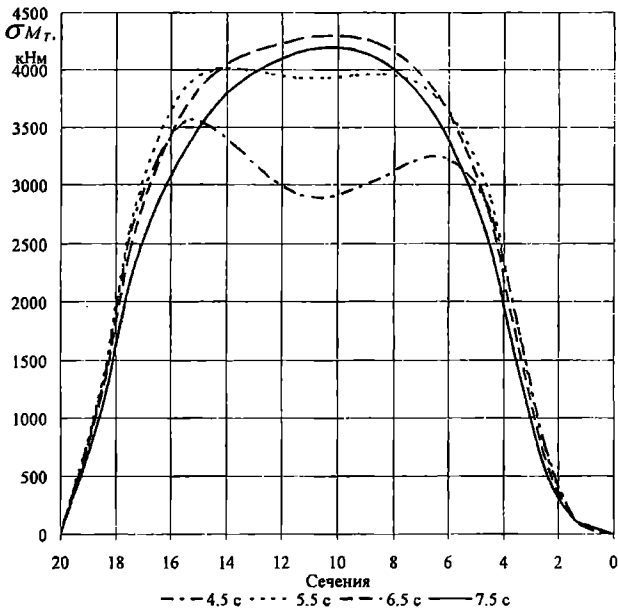


Рис. 2.13. Распределение волновых крутящих моментов по длине судна на встречном волнении при различных средних периодах

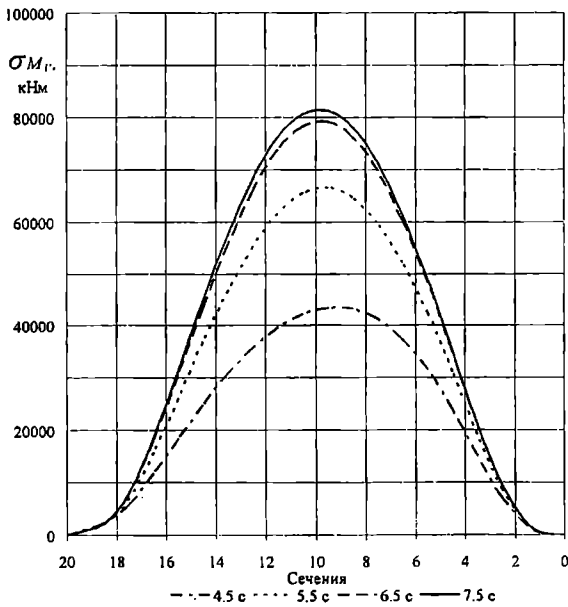


Рис. 2.14. Распределение вертикальных волновых изгибающих моментов по длине судна на встречном волнении при различных средних периодах

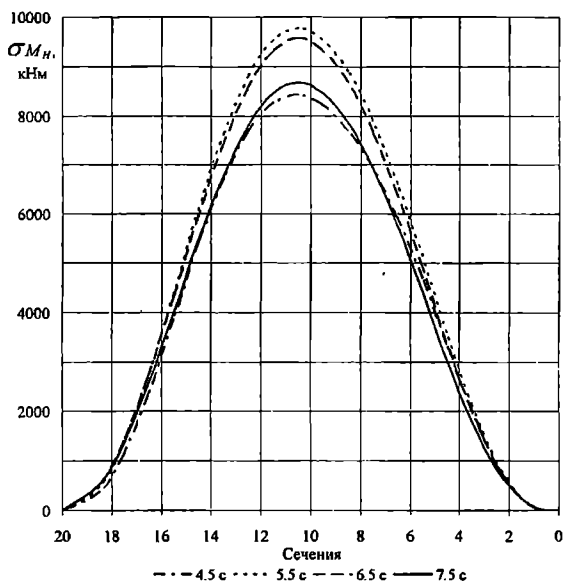


Рис. 2.15. Распределение горизонтальных волновых изгибающих моментов по длине судна на встречном волнении при различных средних периодах

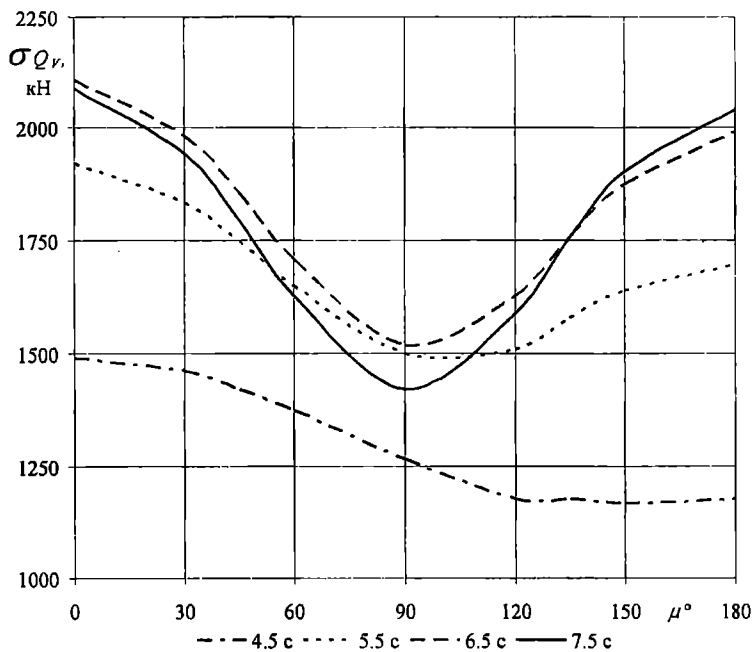


Рис. 2.16. Влияние курсового угла на вертикальные волновые перерезывающие силы в сечении $L/4$ в корму от миделя при различных средних периодах

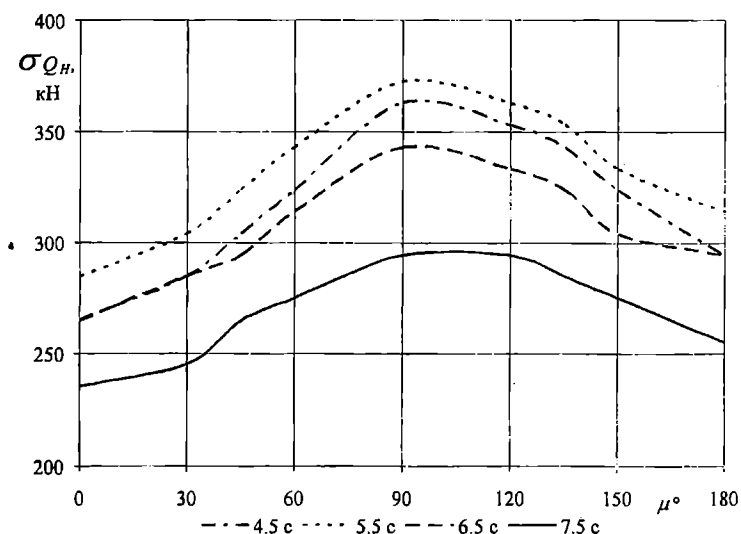


Рис. 2.17. Влияние курсового угла на горизонтальные волновые перерезывающие силы в сечении $L/4$ в корму от миделя при различных средних периодах

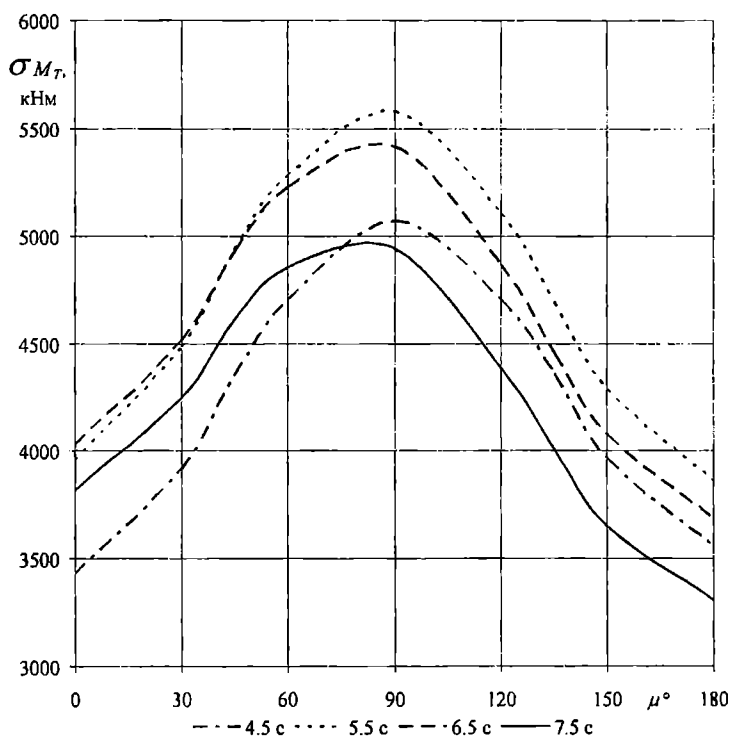


Рис. 2.18. Влияние курсового угла на волновые крутящие моменты в сечении $L/4$ в корму от миделя при различных средних периодах

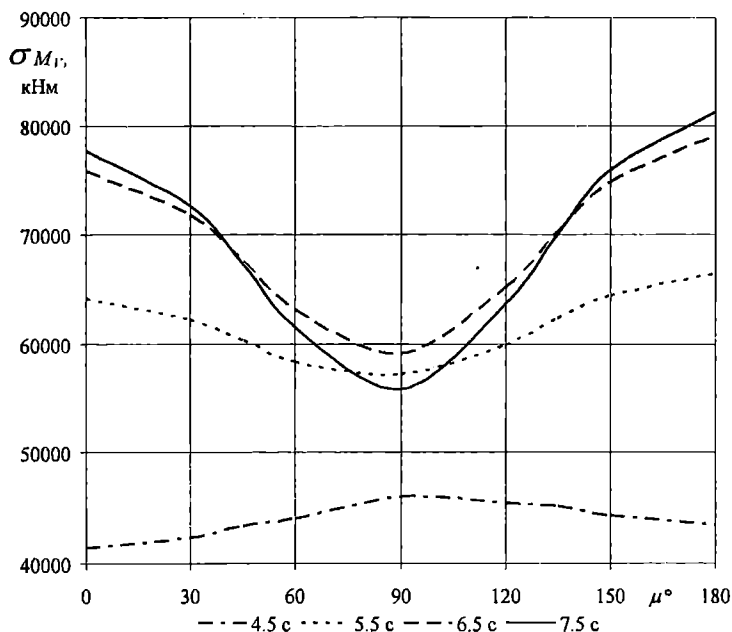


Рис. 2.19. Влияние курсового угла на волновые вертикальные изгибающие моменты на миделе при различных средних периодах

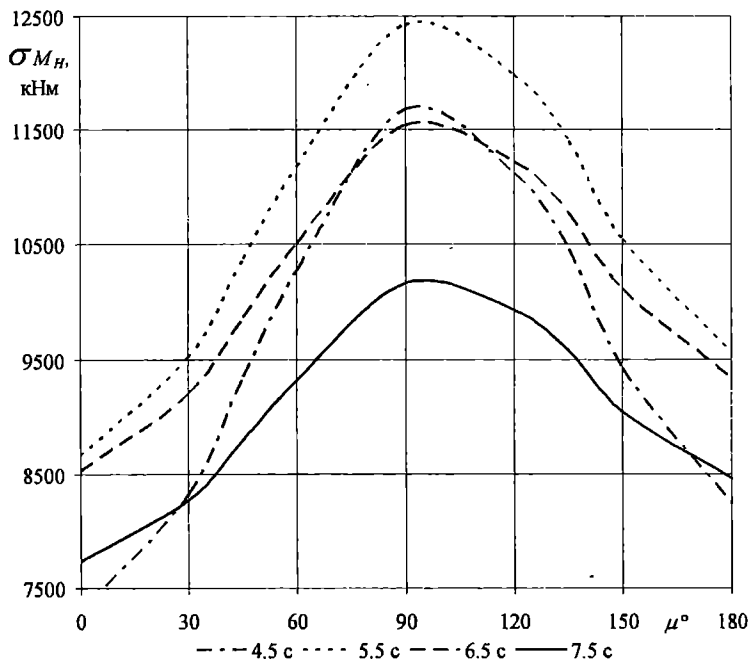


Рис. 2.20. Влияние курсового угла на волновые горизонтальные изгибающие моменты на миделе при различных средних периодах

ВЫВОДЫ

1. Выполнена комплексная оценка волновых нагрузок, действующих на корпус судна при плавании в балластных условиях в классе ПСП на волнении интенсивностью до 6 баллов включительно по шкале ГУГМС.

2. Исследованы вертикальные, горизонтальные перерезывающие силы, крутящие, горизонтальные, вертикальные изгибающие моменты и гидродинамические давления в различных во длине сечениях судна.

3. Исследования показали существенную зависимость распределения гидродинамических давлений от состояния загрузки (в полном грузу или в балласте), курсового угла и отношения λ/L .

4. Показана возможность значительного отличия распределения гидродинамических давлений по контуру сечений от существующих рекомендаций классификационных обществ.

5. Напряженное состояние корпуса существенно изменяется в зависимости от загрузки судна и параметров поперечной качки.

6. Продольные составляющие волновых нагрузок (вертикальные перерезывающие силы и изгибающие моменты) мало зависят от состояния загрузки.

7. Поперечные составляющие волновых нагрузок (крутящие моменты, вертикальные перерезывающие силы и изгибающие моменты) существенно зависят от состояния загрузки.

8. Расчетные значения крутящих моментов при плавании в балласте увеличиваются примерно на 40% по сравнению с состоянием в полном грузу.

9. Наибольшие значения горизонтальных перерезывающих сил и изгибающих моментов при плавании в балласте уменьшаются и составляют примерно треть соответствующих величин при плавании в полном грузу.

10. Интерес представляют корреляционные соотношения между действующими на корпус судна общими, местными, инерционными и статическими нагрузками в плане кратковременных и долговременных оценок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Ю.Л., Давыдов И.Ф. Мореходность перспективных железнодорожных паромов ограниченного района плавания. Часть 1. Ходкость // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2004. – № 14. – С. 58-71.

2. Воробьев Ю.Л., Давыдов И.Ф. Мореходность перспективных железнодорожных паромов ограниченного района плавания. Часть 2. Мореходность // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2005. – № 16. – С. 3-25.
3. Воробьев Ю.Л., Давыдов И.Ф. Мореходность перспективных железнодорожных паромов ограниченного района плавания. Часть 3. Волновые нагрузки // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2005. – № 17. – С. 19-38.
4. Guliev J.M., Davidov I.F. Practical Estimation of Safe Ship Speed in Waves, Proceedings Jubilee 15th Session SMSSH. Vol. 2. Varna, 1986. Report No. 7.
5. Давыдов И.Ф. О применении специальных математических моделей в современной гидродинамической теории качки // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2003. – № 12. – С. 20-36.
6. Воробьев Ю.Л. Потенциал споростей при вертикальной качке плоского судна, плавающего без хода на глубокой воде // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 1999. – № 3. – С. 3-19.

Надійшла 16.12.95

ЗАДАЧА ИЗЛУЧЕНИЯ ДЛЯ ПРОДОЛЬНОЙ КАЧКИ ТОНКОГО СУДНА, ДВИЖУЩЕГОСЯ НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ

Отыскание потенциала скоростей жидкости, возмущенных движущимся судном, относится к числу наиболее сложных задач гидродинамической теории. Предлагается общее решение задачи определения потенциала излучения при продольной качке тонкого судна, движущегося на глубокой воде. Решение основано на систематическом использовании аппарата интегральных преобразований Фурье и Фурье-Митчеля. Приведено выражение искомого потенциала на диаметральной плоскости судна.

Ключевые слова: функция излучения, краевая задача, интегральные преобразования Фурье и Фурье-Митчеля, судно серии 60.

Математическая модель тонкого судна, введенная Дж. Митчелем [1] при решении задачи о волновом сопротивлении воды движению судна и детально изученная в работах [2], [3], с переменным успехом применяется и для расчета гидродинамических характеристик качки судна на волнении. В работе [4] приведено решение, основанное на уточненной линейной теории качки тонкого судна, а в [5] даны результаты расчетов по этому решению; которые соответствуют данным специального эксперимента [5]. Это обстоятельство не явилось, к сожалению, толчком для детального исследования вычислительных аспектов проблемы и введения в практику расчетного метода определения гидродинамических характеристик продольной качки на основе математической модели тонкого судна. В это же время исследования различных задач гидродинамической теории с применением этой модели продолжались. В.К. Анкудинов [6], [7] рассмотрел качку тонкого судна, как на тихой воде, так и на волнении, построил математические конструкции очень сложной структуры, но не привел никаких расчетных оценок. Ю.В. Ремез [8], [9] получил полное решение задачи о качке тонкого судна, движущегося под произвольным курсовым углом к набегающему волнению, однако никаких расчетов на основе этого решения выполнено не было. Оригинальные исследования различных задач о качке тонкого судна были выполнены Л.М. Дыхтой и Е.М. Коганом [10], [11], [12] на основе творческого применения современного и эффективного математи-

ческого аппарата. Но и эти решения не были реализованы. Сложившаяся после работ Дж. Ньюмана практика использования модели тонкого судна для решения задач гидродинамической теории качки характеризуется с одной стороны постоянным усложнением рассматриваемых проблем и полным отсутствием численного анализа полученных результатов с другой. Это породило негативное отношение части специалистов к самой идее использования модели тонкого судна для практических расчетов ГДХ качки.

Новый этап в совершенствовании методов использования математической модели тонкого судна связан с публикациями Ю.Л. Воробьева [13], [14], [15], [16] и поддержан исследованиями А.В. Демидюка [17], [18], [19]. В этих исследованиях были получены достаточно простые по структуре выражения для гидродинамических характеристик качки. Сначала эти характеристики вычислялись по асимптотическим (на большом удалении от судна) характеристикам потенциала излучения, но в последних работах успешно использовалась процедура интегрирования гидродинамических давлений, определенных на корпусе судна, как для задачи излучения, так и дифракционной задачи. Это позволило расширить номенклатуру определенных на основе теоретического решения характеристик качки. В частности, были рассмотрены волновые перерезывающие силы и изгибающие моменты, а также волновые давления на поверхности корпуса судна.

Ниже предлагается дальнейшее развитие современного направления теории качки тонкого судна, связанное с построением эффективного решения задачи излучения для судна, идущего на глубокой воде.

Рассмотрим краевую задачу линейной теории качки тонкого судна, движущегося со скоростью v на глубокой воде и совершающего продольные гармонические колебания с частотой σ . Потенциал скоростей возмущенного движения жидкости

$$\varphi(x, y, z, t) = \operatorname{Re}[\Phi(x, y, z)e^{i\sigma t}],$$

его амплитудная функция $\Phi(x, y, z)$ удовлетворяет следующим дифференциальным системам:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \Phi(x, y, z) = 0, \quad (x, y, z) \in E_0; \quad (1)$$

$$\left(\sigma^2 + 2iv\sigma \frac{\partial}{\partial x} - v^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} + g \frac{\partial}{\partial z} \right) \Phi(x, y, 0) = 0, \quad (x, y) \in \Sigma_0; \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi(x, \pm 0, z) = \begin{cases} f(x, z), & (x, y) \in S_0; \\ 0, & (x, y) \notin S_0; \end{cases} \quad (3)$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} |\text{grad} \Phi(x, y, z)| = 0. \quad (4)$$

Функция $\Phi(x, y, z)e^{i\sigma t}$ должна, кроме того, удовлетворять принципу излучения, согласно которому волны, вызванные колебаниями судна, уходят от него в разные стороны.

В системе (1) – (4) E_0 – нижнее полупространство с исключенной диаметральной плоскостью судна S_0 (рис. 1), Σ_0 – свободная поверхность, представляющая собой горизонтальную плоскость $z = 0$ с вырезанным отрезком $\left[-\frac{L}{2} \leq x \leq \frac{L}{2}, y = 0\right]$, L – длина судна, T – его осадка.

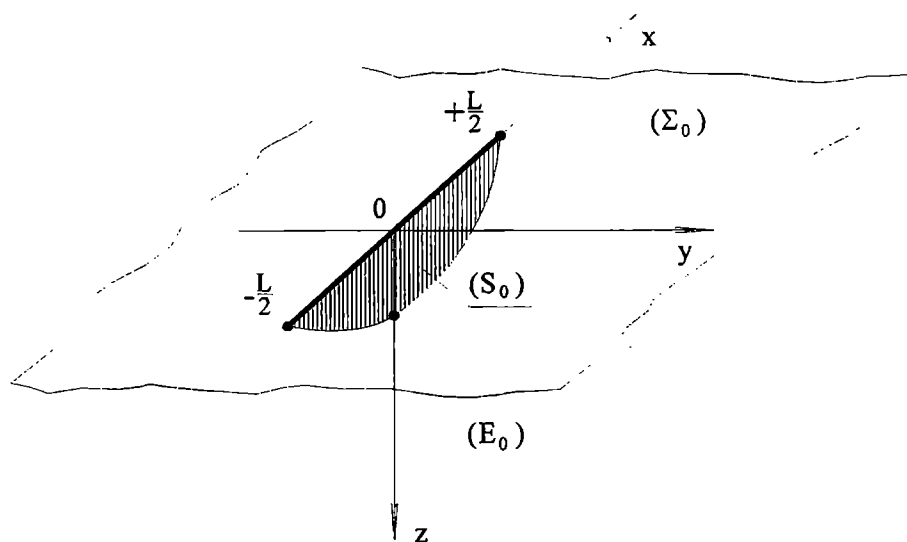


Рис. 1. Система координат

При продольных колебаниях функция $\Phi(x, y, z)$ симметрична относительно плоскости $y = 0$, т.е.

$$\begin{aligned} \Phi(x, +y, z) &= \Phi(x, -y, z), \quad y > 0; \\ \frac{\partial}{\partial y} \Phi(x, +y, z) &= -\frac{\partial}{\partial y} \Phi(x, -y, z). \end{aligned} \quad (5)$$

В связи с симметрией (5) будем рассматривать полупространство $y \geq 0$.

Введем в рассмотрение пару преобразований Фурье

$$u^*(q) = \int_{-\infty}^{\infty} u(x)e^{iqx} dx; \tag{6}$$

$$u(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} u^*(q)e^{iqx} dq.$$

Заметим, что

$$\left(\frac{d^n u(x)}{dx^n} \right)^* = (-iq)^n u^*(q). \tag{7}$$

Подвергнем дифференциальную систему преобразованию Фурье по x с параметром q . Получим

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} - q^2 \right) \Phi^*(q, y, z) = 0, \quad (y, z) \in [0, \infty); \tag{8}$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + k \right) \Phi^*(q, y, 0) = 0, \quad (y, z) \in [0, \infty), \quad k = \frac{1}{g}(\sigma + vq)^2; \tag{9}$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi^*(q, +0, z) = \begin{cases} f^*(q, z), & 0 \leq z \leq T; \\ 0, & z > T. \end{cases} \tag{10}$$

Здесь

$$f^*(q, z) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x, z)e^{iqx} dx \tag{11}$$

В соответствии с процедурой, подробно рассмотренной в [14], представим $\Phi^*(q, y, z)$ интегралом Фурье-Митчеля

$$\Phi^*(q, y, z) = \int_0^{\infty} G(q, y, \mu) \Psi(z, \mu) \frac{\mu^2 d\mu}{k^2 + \mu^2} + \Gamma(q, y, k) e^{-kz}, \tag{12}$$

$$G(q, y, \mu) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \Phi^*(q, y, z) \Psi(z, \mu) dz; \tag{13}$$

$$\Gamma(q, y, k) = 2k \int_0^{\infty} \Phi^*(q, y, z) e^{-kz} dz, \tag{14}$$

$$\Psi(z, \mu) = \cos \mu z - \frac{k}{\mu} \sin \mu z. \tag{15}$$

Применим представление (12) к дифференциальным уравнениям (8)-(10). В силу ортогональности функций $\Psi(z, \mu)$ и e^{-kz} получим отдельные задачи для компонент изображения искомой функции.

Для функции $G(q, y, \mu)$

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial y^2} - (\mu^2 + q^2) \right] G(q, y, \mu) = 0, \quad y \in [0, \infty); \quad (16)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} G(q, 0, \mu) = g(q, \mu); \quad (17)$$

$$g(q, \mu) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} f^*(q, z) \psi(z, \mu) dz. \quad (18)$$

Для функции $\Gamma(q, y, k)$

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial y^2} - (k^2 - q^2) \right] \Gamma(q, y, k) = 0, \quad y \in [0, \infty); \quad (19)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \Gamma(q, 0, k) = \gamma(q, k); \quad (20)$$

$$\gamma(q, k) = 2k \int_0^{\infty} f^*(q, z) e^{-kz} dz. \quad (21)$$

Ограниченное на бесконечности решение задачи (16)-(18) получается в виде

$$G(q, y, \mu) = - \frac{g(q, y)}{\sqrt{\mu^2 + q^2}} \exp(-y\sqrt{\mu^2 + q^2}). \quad (22)$$

Характер решения задачи (19)-(21) существенно зависит от знака разности $k^2 - q^2$.

Заметим, что

$$k^2 - q^2 = (k - q)(k + q) = \frac{1}{g^2} [\sigma^2 + (2\sigma v - g)q + v^2 q^2] [\sigma^2 + (2\sigma v + g)q + v^2 q^2]$$

Очевидно, что знак разности $k^2 - q^2$ совпадает со знаком первой скобки, т.е. со знаком выражения $\sigma^2 + (2\sigma v - g)q + v^2 q^2$. Это выражение положительно при всех q , если дискриминант

$$(2\sigma v - g)^2 - 4\sigma^2 v^2 = g(g - 4\sigma v) < 0,$$

т.е. если $v > \frac{g}{4\sigma} = \frac{c}{4} = \frac{\sqrt{g\lambda}}{4}$ (c - фазовая скорость возмущенных судном

волн, λ - длина волны). Если же $v < \frac{g}{4\sigma}$, то $k^2 - q^2 < 0$ при

$q \in (q_1, q_2)$ и $k^2 - q^2 > 0$ при $q \in (-\infty, q_1) \cup (q_2, \infty)$, где

$q_{1,2} = \frac{1}{2\sqrt{v}} \left[(g - 2\sigma v) \mp \sqrt{g(g - 4\sigma v)} \right]$. Это, в частности, означает, что при $q = q_1$ и $q = q_2$ одно изображение сменяется другим. Если $k^2 - q^2 < 0$, то решение задачи (19)-(21) имеет вид

$$\Gamma(q, y, k) = -\frac{\gamma(q, k)}{\sqrt{q^2 - k^2}} \exp(-y\sqrt{q^2 - k^2}), \quad q_1 < q < q_2. \quad (23)$$

Если же $k^2 - q^2 > 0$, то общее решение уравнения (19) имеет вид

$$\Gamma(q, y, k) = A \exp(iy\sqrt{k^2 - q^2}) + B \exp(-iy\sqrt{k^2 - q^2}). \quad (24)$$

Поскольку экспоненциально-временной множитель имеет вид $\exp(i\sigma t)$, то волны, описываемые решением (24), уходят вправо, т.е. к $y \rightarrow +\infty$ при $A \equiv 0$, а $B = -\frac{\gamma(q, k)}{i\sqrt{k^2 - q^2}}$ и краевая задача при

$k^2 - q^2 > 0$ имеет решение

$$\Gamma(q, y, k) = \frac{i\gamma(q, k)}{\sqrt{k^2 - q^2}} \exp(-iy\sqrt{k^2 - q^2}). \quad (25)$$

Подставляя в (12) полученные результаты, находим

$$\Phi^*(q, y, z) = -\int_0^\infty \frac{g(q, \mu)}{\sqrt{\mu^2 + q^2}} \exp(-y\sqrt{\mu^2 + q^2}) \psi(z, \mu) \frac{\mu^2 d\mu}{k^2 + \mu^2} + \quad (26)$$

$$+ \begin{cases} \frac{i\gamma(q, k)}{\sqrt{k^2 - q^2}} \exp(-iy\sqrt{k^2 - q^2} - kz) & \text{при } k^2 - q^2 > 0; \\ -\frac{\gamma(q, k)}{\sqrt{q^2 - k^2}} \exp(-y\sqrt{q^2 - k^2} - kz) & \text{при } k^2 - q^2 < 0. \end{cases}$$

Если y мало, то приближенно

$$\Phi^*(q, y, z) = -\int_0^\infty \frac{g(q, \mu)}{\sqrt{\mu^2 + q^2}} (1 - y\sqrt{\mu^2 + q^2}) \psi(z, \mu) \frac{\mu^2 d\mu}{k^2 + \mu^2} + \quad (27)$$

$$+ \begin{cases} \frac{i\gamma(q, k)}{\sqrt{k^2 - q^2}} (1 - iy\sqrt{k^2 - q^2}) e^{-kz} & \text{при } k^2 - q^2 > 0; \\ -\frac{\gamma(q, k)}{\sqrt{q^2 - k^2}} (1 - y\sqrt{q^2 - k^2}) e^{-kz} & \text{при } k^2 - q^2 < 0. \end{cases}$$

Введем в рассмотрение функцию $F(q, z)$ таким соотношением:

$$F(q, z) = - \int_0^{\infty} \frac{g(q, \mu) \psi(z, \mu) \mu^2 d\mu}{\sqrt{\mu^2 + q^2} (k^2 + \mu^2)} + \begin{cases} \frac{i\gamma(q, k) e^{-kz}}{\sqrt{k^2 - q^2}} & \text{при } k^2 - q^2 > 0; \\ \frac{\gamma(q, k) e^{-kz}}{\sqrt{q^2 - k^2}} & \text{при } k^2 - q^2 < 0. \end{cases} \quad (28)$$

Заметим, что

$$f^*(q, z) = \int_0^{\infty} g(q, \mu) \psi(z, \mu) \frac{\mu^2 d\mu}{k^2 + \mu^2} + \gamma(q, k) e^{-kz}. \quad (29)$$

Сравнивая (27) с (28) и (29), находим

$$\Phi^*(q, y, z) = F(q, z) + y f^*(q, z). \quad (30)$$

Применяя к (30) обратное преобразование Фурье (6), находим

$$\Phi(x, y, z) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(q, z) \exp(-iqx) dq + y f(x, z). \quad (31)$$

Сравнивая (31) с разложением функции $\Phi(x, y, z)$ в степенной ряд по y вблизи $y = 0$

$$\Phi(x, y, z) = \Phi(x, 0, z) + y \frac{\partial \Phi(x, 0, z)}{\partial y} + \dots, \quad (32)$$

и учитывая, что $\frac{\partial \Phi(x, 0, z)}{\partial y} = f(x, z)$, получаем

$$\Phi(x, 0, z) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(q, z) \exp(-iqx) dq. \quad (33)$$

Имея значение потенциала возмущенных скоростей жидкости на диаметральной плоскости, можно найти гидродинамические давления в соответствующих точках корпуса судна и вычислить путем интегрирования составляющих по смоченной поверхности корпуса судна требуемые гидродинамические характеристики качки. Отметим, что решение гидродинамической задачи получено для граничного условия на диаметрале весьма общего вида. Действительно, функция $f(x, z)$ из граничного условия (3) должна быть интегрируемой по переменным x и z . Конкретный вид этой функции определяется в зависимости от типа решаемой задачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Mitchell J.H. The wave resistance of a ship // Philosophical Magazine. 1898. Ser. 5. Vol. 45. N 272. P. 106-123.*

2. Сизов В.Г. К теории волнового сопротивления судна на тихой воде // Известия АН СССР, ОН: Механика и машиностроение. 1961. № 1. С. 75-85.
3. Сретенский Л.Н. Теория волновых движений жидкости. – М.: Наука, 1977. – 816 с.
4. Newman J.N. A linearized theory for the motion of a ship in regular waves // Journal of Ship Research. 1961. Vol. 5. N1. P. 34-55.
5. Gerritsma J., Kervin J.E., Newman J.N. Polynomial representation and damping of series 60 hull forms// International Shipbuilding Progress. 1962. Vol. 9. N 95. P. 295- 304.
6. Анкудинов В.К. Качка судов на спокойной воде в условиях мелководья. – В кн. Доклады к XV научно-технической конференции по теории корабля и гидромеханике судна (Крыловские чтения). Вып. 64, НТО СП. Л., 1965. С. 121-128.
7. Анкудинов В.К. Движение судна на волнении в условиях мелководья. – В кн.: Доклады к XVI научно-технической конференции по теории корабля и гидромеханике судна (Крыловские чтения). Вып. 73. НТО СП. Л., 1966. С. 192-197.
8. Ремез Ю.В. Краевая задача гидродинамической теории качки судна типа Митчелла при конечной глубине жидкости. – В кн.: «Доклады к XVI научно-технической конференции по теории корабля и гидромеханике судна» (Крыловские чтения). Вып. 73. НТО СП. Л., 1966. С. 176-182.
9. Ремез Ю.В. Продольная качка судов. – Дисс. ...докт. техн. наук. – Николаев, 1967. – 361 с.
10. Дыхта Л.М. Исследования гидродинамических характеристик качки судна типа Митчелла. – В кн.: Теория корабля. Вып. 35: Сб. науч. тр. Николаев: НКИ, 1970. С. 40-50.
11. Коган Е.М. К гидродинамической теории качки катамарана в жидкости конечной глубины. – В кн.: Теория корабля. Вып. 35 // Сб. науч. тр. Николаев: НКИ, 1970. С. 33-39.
12. Степанов В.А., Дыхта Л.М., Коган Е.М. О ветвящейся функции Грина в задачах гидродинамики судна. – В кн.: Теория корабля. Вып. 35 // Сб. науч. тр. Николаев: НКИ, 1970. С. 18-25.
13. Воробьев Ю.Л. Потенциал скорости жидкости при продольной качке тонкого судна на мелководье // Известия АН СССР. МЖГ. 1979. № 1. С. 204-208.
14. Воробьев Ю.Л. О продольных колебаниях тонкого судна на глубокой воде // Прикладная механика АН УССР. 1979. Т. XV. № 6. С. 104-109.
15. Воробьев Ю.Л. Гидродинамическая задача о продольной качке катамарана на мелководье // Известия АН СССР. МЖГ. 1980. № 2. С. 147-151.

16. Воробьев Ю.Л. Возмущающие силы при продольной качке судна на мелководье и глубокой воде // Прикладная механика АН УССР. 1980. № 4. С. 136 – 139.
17. Демидюк А.В. Присоединенные массы и коэффициенты демпфирования при продольной качке тонкого судна // Вісник ОДМУ. – Одеса: Вид-во ОДМУ. – 2002. – № 9. – С. 34-44.
18. Демидюк А.В. Определение дифракционных сил при продольной качке тонкого судна на глубокой воде // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2003. – № 11. – С. 48-66.
19. Демидюк А.В. Экспериментальное исследование распределения гидродинамических давлений на модели качающегося судна // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2003. – № 12. – С. 65-68.

Надійшла 22.11.05

ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД РЕШЕНИЯ ДИФРАКЦИОННЫХ ЗАДАЧ ПЛОСКОЙ ТЕОРИИ ВОЛН

Рассматривается гидродинамическая задача о дифракции регулярного волнения малой амплитуды на подводном волноломе, который размещен на горизонтальном дне мелководного фарватера. Предложен приближенный метод решения, основанный на «квазилинеаризации» граничного условия для потенциала волнового движения на свободной поверхности водоема.

Ключевые слова: регулярное волнение, мелководье, подводный волнолом, проходящие и отраженные волны.

Рассмотрим набегание системы регулярных волн малой амплитуды на подводное препятствие симметричной формы, расположенное на дне мелководного фарватера глубиной H (рис. 1). Жидкость считаем идеальной и несжимаемой, ее возмущенное движение потенциальным. Потенциал скоростей набегающего волнения

$$\Phi^W(x, y, t) = \Phi_c^W(x, y) \cos \sigma t + \Phi_s^W(x, y) \sin \sigma t, \quad (1)$$

$$\Phi_c^W(x, y) = A \frac{chk(y-H)}{chkH} \sin kx, \quad (2)$$

$$\Phi_s^W(x, y) = -A \frac{chk(y-H)}{chkH} \cos kx. \quad (3)$$

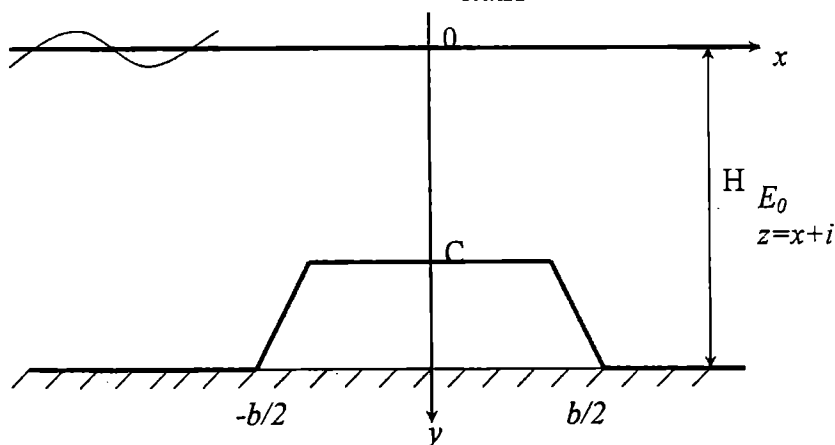


Рис. 1. Набегание прогрессивных волн на подводный волнолом

Здесь $A = \frac{a_0 g}{\sigma}$; a_0 – амплитуда волнения; σ – его круговая частота; k – действительный положительный корень трансцендентного уравнения

$$\frac{\sigma^2}{g} = kthkH. \quad (4)$$

Проходя над подводным волноломом, набегающее волнение трансформируется, частично проходя препятствие и частично от него отражаясь. Потенциал скоростей суммарного волнового движения жидкости $\Phi(x, y, t)$ можно представить в виде суммы

$$\begin{aligned} \Phi(x, y, t) = & \left[\Phi_c^w(x, y) + \Phi_c(x, y) \right] \cos \sigma t + \\ & + \left[\Phi_s^w(x, y) + \Phi_s(x, y) \right] \sin \sigma t, \end{aligned} \quad (5)$$

где $\Phi_{c,s}(x, y)$ – амплитудные значения косинусной и синусной составляющих дифракционного потенциала.

Функции $\Phi_{c,s}$ удовлетворяют следующей дифференциальной системе

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) \Phi_{c,s}(x, y) = 0, \quad (x, y) \in E_0; \quad (6)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial y} + \frac{\sigma^2}{g} \right) \Phi_{c,s}(x, 0) = 0, \quad |x| < \infty; \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_{c,s}(x, H) = 0, \quad \frac{1}{2}b < |x| < \infty; \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial N} \Phi_{c,s}(x_0, y_0) = f_{c,s}(x_0, y_0), \quad (x_0, y_0) \in L, \quad (9)$$

где L – контур донного препятствия; (x_0, y_0) – координаты точек этого контура; N – внешняя нормаль к контуру; функция $f_{c,s}(x_0, y_0)$ определена так, чтобы удовлетворить условие непротекания и плавного обтекания жидкостью подводного контура L .

$$\begin{aligned}
 f_c(x_0, y_0) &= -\frac{a_0 \sigma}{shkH} \left[chk(y_0 - H) \cos kx_0 \cos(N, \hat{x}_0) - \right. \\
 &\quad \left. - shk(y_0 - H) \sin kx_0 \cos(N, \hat{y}_0) \right], \\
 f_s(x_0, y_0) &= -\frac{a_0 \sigma}{shkH} \left[chk(y_0 - H) \sin kx_0 \cos(N, \hat{x}_0) + \right. \\
 &\quad \left. + shk(y_0 - H) \cos kx_0 \cos(N, \hat{y}_0) \right].
 \end{aligned} \tag{10}$$

Поскольку при $x_0 > 0$ $\cos(N, \hat{x}_0) \geq 0$, а при $x_0 < 0$ $\cos(N, \hat{x}_0) \leq 0$, функция $f_c(x_0, y_0)$ является нечетной по x , а $f_s(x_0, y_0)$ – четной по x .

Отобразим область E_0 комплексного переменного $z = x + iy$ на горизонтальную полосу E шириной T комплексного переменного $\zeta = \xi + i\eta$ так, чтобы в плоскости ζ прямая $\eta = T$ соответствовала линии дна $y = H$ и контуру L , ось $\eta = 0$ – свободной поверхности $y = 0$, началу координат в плоскости E_0 – началу координат в плоскости E , а также имело место соответствие бесконечно удаленных точек $z \rightarrow \pm\infty$ и $\zeta \rightarrow \pm\infty$ (рис. 2).

Пусть функция $\zeta = \zeta(z)$ реализует требуемое конформное отображение. В полосе $-\infty < \xi < \infty, 0 \leq \eta \leq T$ краевая задача (6) – (9) преобразуется к виду

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} \right) \Phi_{c,s}(\xi, \eta) = 0, \quad (\xi, \eta) \in E; \tag{11}$$

$$\frac{\partial}{\partial \eta} \Phi_{c,s}(\xi, 0) \left| \frac{d\zeta(\xi, 0)}{dz} \right| + \frac{\sigma^2}{g} \Phi_{c,s}(\xi, 0) = 0, \quad |\xi| < \infty; \tag{12}$$

$$\frac{\partial}{\partial \eta} \Phi_{c,s}(\xi, T) = \Psi_{c,s}(\xi), \quad |\xi| < \infty. \tag{13}$$

$$\text{Здесь } \Psi_{c,s}(\xi) = \frac{f_{c,s}[\zeta(x_0, y_0)]}{\left| \frac{d\zeta(\xi, T)}{dz} \right|}, \quad |\xi| < \infty. \tag{14}$$

Заметим, что функция $\left| \frac{d\zeta(\xi, T)}{d\xi} \right|$ является четной по ξ , причем $\Psi_c(\xi)$ – нечетная, а $\Psi_s(\xi)$ – четная функция ξ . При $|\xi| > \xi_0$ $\Psi_c(\xi) = \Psi_s(\xi) \equiv 0$.

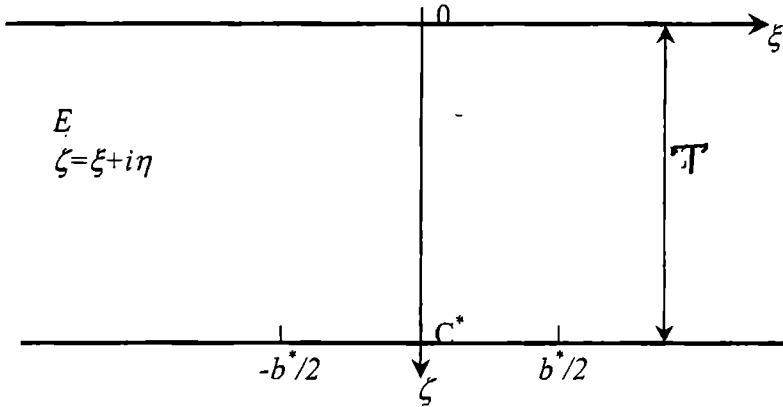


Рис.2. Конформное преобразование области E_0 в область E

Введем в рассмотрение упрощенный вариант краевой задачи (11)-(14) заменяя модуль производной отображающей функции в краевом условии (12) его асимптотическим значением при $\xi \rightarrow \infty$. Заметим, что для препятствия любой симметричной конфигурации это значение

постоянно и равно $\frac{T}{H}$.

В этом случае краевое условие (12) следует заменить таким

$$\frac{\partial}{\partial \eta} \Phi_{c,s}(\xi, 0) + p \Phi_{c,s}(\xi, 0) = 0, \quad |\xi| < \infty, \quad p = \frac{\sigma^2 H}{gT}. \quad (15)$$

Краевая задача (11), (12), (15), (14) является классической краевой задачей линейной теории волновых движений идеальной тяжелой жидкости.

Введем в рассмотрение пару преобразований Фурье [1]

$$\begin{aligned} \Phi_{c,s}(\xi, \eta) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_{c,s}^*(\lambda, \eta) e^{i\lambda \xi} d\lambda \\ \Phi_{c,s}^*(\lambda, \eta) &= \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_{c,s}(\xi, \eta) e^{-i\lambda \xi} d\xi \end{aligned} \quad (16)$$

Аналогично

$$\Psi_{c,s}(\xi) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \Psi_{c,s}^*(\lambda) e^{i\lambda\xi} d\xi\xi \quad (17)$$

$$\Psi_{c,s}^*(\lambda) = \int_{-\infty}^{\infty} \Psi_{c,s}(\xi) e^{i\lambda\xi} d\xi\xi$$

Краевая задача (11), (13), (15), (14) для функций $\Phi_{c,s}^*(\lambda, \eta)$ переходит в краевую задачу для обыкновенного дифференциального уравнения второго порядка

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial \eta^2} - \lambda^2 \right) \Phi_{c,s}^*(\lambda, \eta) = 0, \quad 0 \leq \eta \leq T, \quad (18)$$

со следующими граничными условиями на концах интервала, т. е. при $\eta = 0, \eta = T$

$$\left(\frac{\partial}{\partial \eta} + p \right) \Phi_{c,s}^*(\lambda, 0) = 0, \quad \frac{\partial}{\partial \eta} \Phi_{c,s}^*(\lambda, T) = \Psi_{c,s}^*(\lambda). \quad (19)$$

Общее решение однородного дифференциального уравнения второго порядка (18) имеет вид

$$\Phi_{c,s}^*(\lambda, \eta) = C_1(\lambda) e^{\lambda\eta} + C_2(\lambda) e^{-\lambda\eta}, \quad (20)$$

причем функциональные коэффициенты $C_{1,2}(\lambda)$ определяются из пары граничных условий (19).

$$C_1(\lambda) = \frac{\Psi_{c,s}^*(\lambda)}{\lambda \left(e^{-\lambda T} - \frac{\lambda - p}{\lambda + p} e^{\lambda T} \right)}; \quad C_2(\lambda) = \frac{\Psi_{c,s}^*(\lambda)}{\lambda \left(\frac{\lambda + p}{\lambda - p} e^{-\lambda T} - e^{\lambda T} \right)}. \quad (21)$$

Подставляя (21) в (20), после несложных преобразований, применяя (16), находим

$$\Phi_{c,s}(\xi, \eta) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{1 - e^{-2\lambda\eta}}{\lambda} + \frac{2}{\lambda + p} e^{-2\lambda\eta} \right) \frac{e^{\lambda\eta} \Psi_{c,s}^*(\lambda)}{e^{-\lambda T} - \frac{\lambda - p}{\lambda + p} e^{\lambda T}} e^{i\lambda\xi} d\lambda. \quad (22)$$

Теперь следует обеспечить требуемое поведение потенциала скоростей на бесконечности слева и справа от препятствия, т. е. при $\xi \rightarrow \pm\infty$ в соответствии с принципом излучения Зоммерфельда [2].

Найдем значения $\Phi_{c,s}(\xi, \eta)$ при $\eta = 0, \xi \rightarrow \pm\infty$.

Из формулы (22) получаем, учитывая нечетность $\Psi_c^*(\lambda)$ и четность $\Psi_s^*(\lambda)$

$$\begin{aligned}\Phi_c(\xi, 0) &= \frac{1}{\pi} \int_0^\infty \frac{\Psi_c^*(\lambda) \sin \lambda \xi d\lambda}{pch\lambda c - \lambda sh\lambda T}, \\ \Phi_s(\xi, 0) &= \frac{1}{\pi} \int_0^\infty \frac{\Psi_s^*(\lambda) \cos \lambda \xi d\lambda}{pch\lambda c - \lambda sh\lambda T}.\end{aligned}\tag{23}$$

Интегралы (23) имеют в знаменателях подынтегральных функций простой полюс, когда

$$r(\lambda_0) = pch\lambda_0 T - \lambda sh\lambda_0 T = 0.\tag{24}$$

Эти интегралы существуют в смысле главного значения по Коши [3]. В классической работе Л.Г. Сретенского [4] показано, что асимптотика интегралов типа (23) устанавливается вычетом подынтегральной функции, который определяется корнем λ_0 знаменателя (24)

Таким образом, имеем

$$\lim_{\xi \rightarrow \pm\infty} \Phi_c(\xi, 0) = \pm i \frac{\Psi_c^*(\lambda_0)}{r'(\lambda_0)} \cos \lambda_0 \xi.\tag{25}$$

$$\lim_{\xi \rightarrow \pm\infty} \Phi_s(\xi, 0) = \pm i \frac{\Psi_s^*(\lambda_0)}{r'(\lambda_0)} \sin \lambda_0 \xi,\tag{26}$$

где

$$r'(\lambda_0) = \lambda_0 (psh\lambda_0 T - \lambda ch\lambda_0 T).\tag{27}$$

Учитывая второе равенство из (17), а также тот факт, что $\Psi_{c,s}(\xi) = 0$ при $|\xi| > b^*/2$, где $b^*/2$ – это полуширина образа контура подводного препятствия на оси ξ в отображенной плоскости, с учётом симметрии имеем

$$\begin{aligned}\Psi_c^*(\lambda_0) &= -2i \int_0^{b^*/2} \Psi_c(\xi) \sin \lambda_0 \xi d\xi = -iB_c(\lambda_0); \\ \Psi_s^*(\lambda_0) &= -2i \int_0^{b^*/2} \Psi_s(\xi) \sin \lambda_0 \xi d\xi = -iB_s(\lambda_0).\end{aligned}\tag{28}$$

Введём такое обозначение

$$\frac{B_{c,s}(\lambda_0)}{\lambda_0(psh\lambda_0 T - \lambda ch\lambda_0 T)} = \alpha_{c,s}(\lambda_0). \quad (29)$$

Поэтому

$$\begin{aligned} \lim_{\xi \rightarrow \pm\infty} \Phi_c(\xi, 0) &= \pm \alpha_c(\lambda_0) \cos \lambda_0 \xi \\ \lim_{\xi \rightarrow \pm\infty} \Phi_s(\xi, 0) &= \pm \alpha_s(\lambda_0) \sin \lambda_0 \xi \end{aligned} \quad (30)$$

Поскольку $p = \frac{\sigma^2 H}{T}$, то, сравнивая (24) с (4), находим, что корни трансцендентных уравнений (4) и (24) связаны линейным соотношением

$$\lambda_0 T = kH. \quad (31)$$

Потенциал дифрагированного волнового движения будем искать в виде

$$\begin{aligned} \lim_{\xi \rightarrow \pm\infty} \Phi_{c,s}(x, y) &= \frac{chk(y-H)}{chky} [\pm \alpha_c(\lambda_0) \cos kx \cos \sigma t \pm \\ &\pm \alpha_s(\lambda_0) \sin kx \sin \sigma t + d_c \cos kx \cos \sigma t + d_s \sin kx \sin \sigma t]. \end{aligned} \quad (32)$$

Константы $d_{c,s}$ подлежат определению с тем, чтобы обеспечить наличие проходящих волн при $x \rightarrow +\infty$ и отражённых волн при $x \rightarrow -\infty$.

Такое волновое движение имеет место, если

$$d_c = \alpha_s(\lambda_0), \quad d_s = \alpha_c(\lambda_0). \quad (33)$$

Таким образом, получаем выражение для искомого потенциала дифрагированного волнового движения

$$\begin{aligned} \Phi_{x>0}(x, y) &= \frac{chk(y-H)}{chkH} (\alpha_c + \alpha_s) \cos(kx - \sigma t); \\ \Phi_{x<0}(x, y) &= \frac{chk(y-H)}{chkH} (\alpha_s - \alpha_c) \cos(kx + \sigma t). \end{aligned} \quad (34)$$

Полученное решение годится для любой симметричной относительно вертикальной оси подводной преграды. В последующих публикациях предполагается конкретизировать решение для препятствий с различной конфигурацией, т.е. для различного вида отображающих функций $\zeta(z)$.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1968. – 720 с.*
2. *Хаскинд М.Д. Гидродинамическая теория качки корабля. – М.: Наука, 1973. – 327 с.*
3. *Гахов Ф.Д. Краевые задачи. – 2е изд. – М.: ГИФМЛ, 1963. – 639 с.*
4. *Сретенский Л.Н. Теория волновых движений жидкости. – М.: Наука, 1977. – 816 с.*

Надійшла 15.11.05

ОСТАТОЧНАЯ ПРОЧНОСТЬ КОРПУСА В РАСЧЕТАХ НЕПОТОПЛЯЕМОСТИ И ОБЕСПЕЧЕНИИ БОРЬБЫ ЗА ЖИВУЧЕСТЬ. ОПРЕДЕЛЕНИЯ И НАКОПЛЕННЫЙ ОПЫТ

Изложен комплексный подход к борьбе за живучесть судна с учетом требований остаточной общей прочности. Даны определения живучести судна. Приведено значительное число примеров борьбы за живучесть реальных судов при столкновениях, посадках на мель, взрывах и других аварийных ситуациях, когда требования прочности являлись определяющими.

Ключевые слова: остаточная прочность корпуса, непотопляемость, борьба за живучесть.

Под живучестью подразумевают способность конструкции сохранять хотя бы в минимальной степени работоспособность при наличии повреждений. Однако по отношению к корпусу судна это определение нуждается в более широком толковании, учитывающем различные свойства судна. Необходимость учета остаточной прочности корпуса на основе дальнейшего развития наших идей [4, 5] при борьбе за живучесть как одного из важнейших свойств судна является целью данной статьи.

Впервые термин живучесть судна как «способность судна продолжать бой, имея повреждения в различных боевых частях» применил в 1890 г. адмирал С.О. Макаров [9]. Он же ввел в состав «оборонительных средств» и такое качество судна как непотопляемость или «способность судна плавать на воде и не терять своих боевых качеств от подводных пробоин».

В 1901 г. в работе «О непотопляемости судов» проф. И.Г. Бубнов [1] дал свое определение живучести: «...в учебниках теории корабля на первой странице перечисляются те качества, которыми должно обладать всякое судно; это суть: 1) плавучесть... 2) остойчивость... 3) ходкость, 4) поворотливость и 5) мореходность».

Всеми этими качествами судно снабжается в достаточной мере при проектировании, но при условии благополучного плавания; очевидно, живучесть судна заключается в том, что, получая минную, таранную или иную пробоину, судно должно сохранить эти качества хотя в той ме-

ре, чтобы прийти до ближайшего порта; чем меньше разница между мореходными качествами судна до и после аварии, тем выше его живучесть...».

Посадка на мель, касание грунта и столкновение с плавающим объектом обычно имеют своим результатом как изменение нагрузки на корпус, так и уменьшение его несущей способности. Аварийное изменение нагрузки корпуса может произойти в тяжелых погодных условиях (волновые и ударные нагрузки в шторм) и в процессе грузовых операций. Взрывы, пожары, навалы, перепрессовки при грузовых и балластных операциях могут привести к выходу из строя части продольных связей и в итоге к изменению несущей способности корпуса.

Несмотря на значительное число исследований, обширный обзор которых приведен в [4], прочностные свойства корпусов судов до 1997 г. оставались де-юре вне области определения живучести и непотопляемости.

В 1997 г. МАКО приняла унифицированный стандарт С17 проверки общей прочности балкеров при затоплении трюмов [14].

Однако данный стандарт является весьма половинчатым решением проблемы аварийной прочности.

Основные недостатки стандарта С17:

- рассматривается только изменение усилий на тихой воде в результате попадания забортной воды в трюм;
- не учитывается вполне естественная при аварийной ситуации деградация несущей способности корпусов;
- используется критерий допускаемых напряжений, а не критерий предельной пластической прочности, представляющийся более обоснованным для непродолжительных состояний и незначительном числе нагружений;
- принята упрощенная (путем уменьшения на 20% соответствующей проектной величины для нового судна) модель определения волнового изгибающего момента (без учета возможной длительности переходов и возможного штормования);
- имеет отношение только к навалочным однобортным судам длиной более 150 м, перевозящим тяжелые грузы с УПО менее $0,56 \text{ м}^3/\text{т}$.

Данные недостатки связаны с весьма спорной моделью гибели навалочного судна, которая была применена при разработке стандарта МАКО. По предложению проф. D. Faulkner [13] считалось, что первопричиной является нарушение прочности люковых закрытий носовых трюмов при попадании судов в условия экстремального волнения, что приводило к образованию имеющей высокую плотность пульпы из груза и забортной воды, которая в свою очередь разрушала одну за другой поперечные переборки, что могло привести либо к усилиям от общего

изгиба, превышающим несущую способность корпуса, либо к потере устойчивости или плавучести.

Весьма небольшое количество работ было посвящено вопросам оперативной оценки аварийной прочности. В работах, выполненных под руководством проф. В.В. Козлякова [5, 6, 8, 12], были предложены метод приближенного расчета моментов сопротивления корпуса с учетом симметричного повреждения и получены соответствующие коэффициенты Папковича для типовых сечений судов, методика приближенного расчета усилий на тихой воде, приведены результаты экспериментальных и модельных исследований прочности и жесткости конструкций поврежденного судна.

В обстановке отсутствия требований к прочности в рамках классической теории непотопляемости и относительно малого количества теоретических разработок по проблемам остаточной прочности поврежденных судов специалисты-практики при проведении аварийно-спасательных работ десятки раз сталкивались с этими проблемами:

1. Перелом корпуса парохода (п/х) «Атлантика» в марте 1873 года после посадки на камни.

2. Перелом корпуса пассажирского п/х «Берлин» (погибло 129 человек) в феврале 1907 года после посадки на мол во время шторма.

3. Перелом корпуса крейсера «Паллада» в октябре 1914 года после попадания торпеды в среднюю часть корабля.

4. Повреждения корпуса п/х «Патагония» в сентябре 1915 года после попадания торпеды в среднюю часть судна и последующий перелом в шторм.

5. Перелом корпуса п/х «Португаль» в марте 1916 года после попадания торпеды в среднюю часть судна.

6. Перелом п/х «Харьков» в марте 1933 года после посадки на мель (экспертизу провел проф. П.Ф. Папкович). В результате ошибки в счислении трехпалубный грузовой п/х «Харьков» выскочил на песчаную отмель в районе мыса Кара-Бурун. Грунт плотно касался конструкции трюма № 1 и № 2, частично трюма № 3. Корма была на плаву. Через 12 часов усилившееся волнение развернуло корпус судна на 90 градусов так, что нос сошел с мели, а равнодействующая реакции грунта сместилась в район $0,1 L$ от миделя (трюм № 3). Была обнаружена вода в трюме № 1, балластных танках. Волнение усилилось до 10 баллов. Днище было смято сильными ударами о грунт. В районе 111 шп. по ПБ от ватервейса появилась быстро распространяющаяся трещина, которая захватила наружный борт, а затем и палубу. Части судна были отбуксированы в Севастополь, где были соединены в доке.

7. В июле 1943 г. в бухте Асача на юго-западном побережье Камчатки сел на мель, повредил днище и принял 1700 т воды п/х «Херсон» (типа «Либерти»). При снятии с мели переломился.

8. П/х «Одесса» (типа «Либерти») в октябре 1943 г. при переходе из п. Акутан (США) в п. Петропавловск-Камчатский получил пробоину в корпусе в районе трюма № 5, остался на плаву и своим ходом дошел до бухты Ахтомен (США).

9. В декабре 1943 г. п/х «Валерий Чкалов» (типа «Либерти»), бывший «Loves Agassis») при переходе из Советской Гавани в США попал в шторм силой 11 баллов, получил трещины в корпусе в районе трюма № 3 и через три дня переломился на две части.

10. В 1943 году разрыв верхней палубы в средней части распространился на верхнюю часть бортовой обшивки и по всей ширине второй палубы п/х «Войков» (типа «Либерти»). Для предотвращения полного перелома были стянуты между собою 5-дюймовыми стальными тросами первая и вторая мачты.

11. П/х «Декабрист» (типа «Либерти») в январе 1944 г. при переходе из п. Акутан (США) в п. Владивосток попал в шторм, получил трещины в корпусе в районе трюма № 3 с двух бортов, остался на плаву и своим ходом пришел во Владивосток.

12. Перелом корпуса п/х «Тбилиси» (типа «Либерти») в декабре 1944 года после попадания торпеды в среднюю часть судна.

13. В феврале 1946 г. танкер «Донбасс» типа Т2 попал в шторм при переходе из п. Лонг-Бич (США) во Владивосток и переломился в районе поперечной переборки между танками № 4 и № 5 в корму от средней надстройки на две части, корма и средняя часть были спасены и отбуксированы в п. Анжелос (США).

14. Буксировка п/х «Эстиранд» летом 1946 года (при участии проф. Н.П. Муру [10]). Пароход «Эстиранд» при посадке на мель у о. Прангли в Балтийском море получил серьезные повреждения корпуса: 4 из 8 автономных отсеков трюмов № 2, № 3, № 5, машинного отделения (МО) были затоплены до уровня действующей ватерлинии, а остальные водотечны. При буксировке в Таллинн в целях поддержания общей прочности производилась откачка воды из трюма № 3: уровень удерживался на 3-4 метра ниже ватерлинии. При временных остановках происходил заметный на глаз рост гофров настила ВП.

15. Подъем крейсера «Червона Украина» в 1946 году. Корпус крейсера при взрыве был почти перебит на 2 части. Перед аварийно-спасательной службой ВМФ стояла задача не доломать его по перебитому сечению при подъеме.

16. Перелом корпуса грузового судна «Ларэй Виктори» при посадке на мель (знаменитые мели Гудвина) в январе 1946 г.

17. П/х «Гелена Моджеска» (типа «Либерти») сел на мель (мели Гудвина) в сентябре 1946 г. При попытке снятия с мели с помощью 8 буксиров образовалась трещина в верхней палубе. Вскоре судно переломилось.

18. Перелом корпуса грузового судна «Сильвия Онорато» при посадке на мель (мели Гудвина) в январе 1948 г.

19. В марте 1951 г. п/х «Валерий Чкалов» (типа «Либерти») попал в шторм в районе западного побережья Камчатки и переломился на две части, корма была спасена и отбуксирована в Петропавловск-Камчатский.

20. Перелом корпуса лесовоза «Аген» при посадке на мель (мели Гудвина) в январе 1952 г.

21. Перелом п/х «Тобольск» в 1948 г. на мели у о. Камень (пролив Лаперуза).

22. В декабре 1950 г. при оказании помощи другому судну у о. Сахалин сел на мель и при стаскивании с мели буксирами переломился на две части (в районе трюма № 5) пароход «Брянск» (типа «Либерти»).

23. Перелом грузопассажирского п/х «Ола» в 1951 г. у о. Сахарная голова.

24. Перелом корпуса судна «Шампольон» в декабре 1952 года после посадки на мель.

25. Паром «Дюк оф Йорк» был перерезан другим судном на две части в мае 1953 г.

26. Подъем в 1956 г. линкора «Новороссийск», у которого в результате взрыва были повреждены более 50% продольных связей с одного борта.

27. Сухогруз «Шантар» дедвейтом 5150 т. сел на мель средней частью. Шторм продолжался 12 суток. Из-за свисания носовой оконечности прогиб достиг 1,1 м. Поочередные подъемы судна на сравнительно крутой 3-метровой волне и удары о грунт привели к разрушению днища в районе трюма № 2. Днищевые продольные связи потеряли устойчивость, возникли гофры со стрелкой прогиба 500-600 мм по обшивке днища и борта. В местах расположения гофров образовались трещины и разрывы обшивки, распространившиеся до верхней кромки ширстрека. После частичной разгрузки судно было снято с мели.

28. Перелом при посадке на мель танкера «Русильон» в декабре 1967 г., который был переброшен в шторм через каменную гряду в районе Туапсе, при этом он получил тяжелейшие повреждения корпуса (вышли из строя вертикальный киль, скула ЛБ, 66% продольных связей днища).

29. Перелом т/х «Илья Мечников» при посадке на мель.

30. Перелом корпуса танкера «Андрон» в апреле 1968 года после течи, полученной в шторм.

31. Взрыв на танкере «Мактра» в 1969 году. При этом ВП была полностью разрушена на участке площадью 149 м×33 м. Для обеспечения общей прочности при буксировке были установлены 2 мощных продольных непрерывных комингса длиной 152 м (изготовлены из 32 секций

$l \times b = 3 \times 2$ м). Во время ремонта изгиб корпуса контролировался оптическими приборами.

32. Взрыв на танкере «Кинг Хоокон VII» в 1969 году. ВП танкера была разрушена на длине 100 м по всей ширине судна. Для обеспечения общей прочности был установлен по правому борту мощный бортовой стрингер длиной 100 м.

33. Взрыв на танкере «Thames Maru» в 1970 году. ВП над танками № 4, № 5 и насосным отделением была полностью разрушена. Продольные и поперечные переборки получили сильные повреждения. Во время ремонта осуществлялся контроль прочности.

34. Перелом корпуса рудовоза «Калифорния Мару» в феврале 1970 года после течи, полученной в шторм.

35. Столкновение т/х «Шавит» в 1971 году. От удара в район трюма № 5 под углом 55° кормовая часть почти отделилась от остального корпуса, удерживаясь только на обшивке правого борта.

36. Посадка на скальный грунт т/х «Coupler 1» в марте 1973 года. При выходе из устья реки Тайн (Великобритания) отказал ГД. Судно было снесено на скальный грунт. Во время отлива носовая оконечность обсыхала и свисала над грунтом. Бортовая обшивка средней части потеряла устойчивость. Для предотвращения перелома корпус подкрепили продольными бортовыми балками. Перегиб достиг 200 мм.

37. Посадка на риф балкера «Ogden Thames» в июне 1974 года. Повреждения днища на участке $170 \text{ м} \times 35 \text{ м}$. Заменяли 720 т стальных конструкций, при ремонте контролировали деформации корпуса, состояние линии валопровода.

38. Подъем сухогруза «Моздок» в августе 1974 года. Сухогруз «Моздок» в январе 1972 г. столкнулся в тумане с танкером «Лом», получил значительные повреждения и затонул. В августе 1974 г. судно было поднято при подготовке судоподъемных операций кафедрой СМК ОИИМФ под руководством проф. В.В. Козлякова был проведен тщательный анализ остаточной местной и общей прочности корпуса, включая модельный эксперимент, и натурные испытания под водой по исследованию несущей способности поврежденных конструкций.

39. 10 ноября 1975 года балкер для Великих Озер «Edmund Fitzgerald» с грузом в шторм переломился на озере Суперитор во время перехода от порта Суперитор до порта Мичиган после того, как забортная вода попала в трюм судна через брызгонепроницаемые крышки.

40. Посадка на мель т/х «Академик Рыкачев» в 1978 году. Судно село на мель средней частью. Были затоплены трюмы № 2 и № 3. После выгрузки части груза и снятия с мели был отмечен значительный остаточный прогиб корпуса судна.

41. Посадка на мель т/х «Рабочая смена» в 1979 году. После

снятия с мели был отмечен четкий излом корпуса на миделе судна до 645 мм (расчеты производились под руководством проф. Н.В. Барабанова). Носовая оконечность была скручена на 40 мм. Устранить остаточный прогиб полностью во время ремонта не удалось.

42. Взрывы на танкере «Betelgeuse» в январе 1979 года в заливе Бантри (Ирландия) у о. Уидди. Произошло возгорание и последующий взрыв в двух балластных танках в средней части судна. Корпус переломился в районе танка № 4. Через 30 минут последовал взрыв в пустом кормовом грузовом танке, что привело к повторному перелому корпуса в месте второго взрыва. Износ конструкций корпуса достигал 50%.

43. Подъем т/х «Самоков» в п. Ильичевск после столкновения. Судно имело в носовой части корпуса поврежденное сечение, где вышли из строя 50% продольных связей. Расчетное обеспечение судоподъемных операций проводилось кафедрой СМК ОИИМФ.

44. Столкновение балкера «Ogden Congo» в июле 1981 года. Поврежден правый борт в районе трюмов № 3 и № 4. Образовалась пробоина длиной 13 м и высотой 14 м, которая на 95% своей площади находилась под водой, трюмы № 3 и № 4 затоплены. Прогиб более 300 мм.

45. Борьба за живучесть и последующие аварийно-спасательные работы при столкновении сухогруза «Мун Док» с танкером «Лубны» в сентябре 1986 г. В результате столкновения т/х «Мун Док» получил пробоину площадью 135 м², были затоплены трюма № 1, № 2 и танки двойного дна под трюмом № 2. Спасательные работы осложнялись опасностью перелома корпуса аварийного судна в районе пробоины.

46. В ноябре 1986 года однотипное с «Derbishire» судно «Kowloon Bridge» разрушилось на три части при посадке на мель.

47. Перелом корпуса после столкновения сухогруза «Vishva Arurva» в 1987 году.

48. Перелом корпуса танкера «Vitoria» после столкновения с танкером «FUYOH MARU» и последующего взрыва в 1987 году (р. Сена).

49. Перелом на 3 части корпуса сухогруза «Capitan Antonio» после посадки на мель в 1987 году.

50. Перелом корпуса танкера «Antartico» после посадки на мель в 1987 году.

51. Перелом корпуса т/х «Elefheria II» после посадки на мель во время урагана «Келли» в 1987 году.

52. Борьба за живучесть и последующие аварийно-спасательные работы при столкновении сухогруза «Профессор Владимир Попов» с китайским судном «Daye Tientcin» в декабре 1987 г. Сухогруз «Профессор Владимир Попов» получил пробоину размером 3 × 5 м правого борта ниже ватерлинии в районе поперечной переборки 78 шп. Были затоплены трюм № 2 и № 3, а также балластный танк в двойном дне. При проведе-

нии разгрузки Э/0 АСПТР ЧМП (Ю. Дробышевский) осуществлял расчетный контроль общей продольной прочности.

53. Перелом корпуса танкера «Athenian Venture» в результате взрыва в апреле 1988 года.

54. Перелом корпуса после взрыва танкера «Sagheera» в 1989 году.

55. Перелом корпуса цементовоза «Капитан Сан-Луис» после столкновения с пассажирским судном «Селебрейшн» в феврале 1989 года.

56. Перелом корпуса судна «Томоко» после посадки на мель в октябре 1989 года (судно было выброшено на мель тайфуном «Колин»).

57. Перелом корпуса химовоза «Каранан» после столкновения с другим судном и последующей посадки на мель в октябре 1989 года (во время тайфуна «Дан»).

58. Перелом корпуса химовоза «Инчхон пайонир» после столкновения с контейнеровозом «Эвергайд» в октябре 1989 года.

59. Перелом корпуса балкера «Меркантил Марика» после посадки на мель в октябре 1989 года.

60. Перелом корпуса балкера «Норсул Тромбетас» после посадки на мель в ноябре 1989 года.

61. Деформирование верхней палубы корпуса балкера «Orient Pioneer» в январе 1990 года после затопления нескольких грузовых трюмов.

62. Деформирование верхней палубы корпуса балкера «Тао Yuan Hai» в мае 1990 года после затопления через трещины нескольких грузовых трюмов.

63. Перелом корпуса балкера «Cogazon» в июле 1990 года после течи, полученной в шторм.

64. 12 мая 1990 года сухогруз УДП «Андрей Кижеватов» столкнулся при расхождении с встречным судном. В результате столкновения судно приняло 810 т забортной воды. Крен составил 10 градусов. Осмотр в доке показал, что пробоина и сопутствующие повреждения захватили половину поперечного сечения корпуса, что могло при неблагоприятных погодных условиях привести к перелому судна.

65. Перелом корпуса танкера «Aegean Sea» в 1992 году после посадки на мель недалеко от п. Ла Коруна (Испания) во время шторма.

66. Перелом корпуса балкера «Вихрен» в феврале 1992 году после посадки на мол п. Туапсе во время шторма.

67. В марте 1992 года частично загруженный химовоз «Ulah» сел на мель около Рио-де-Жанейро, затем последовал взрыв и пожар с последующим разрушением корпуса.

68. 11 января 1995 года т/х «Searprince» переломился после посадки на скалу во время шторма.

69. 25 марта 1995 года сухогруз «Espe» переломился после посадки на мель. Были сорваны крышки люков и затоплены грузовые трюма.

70. 25 августа 1995 года в порту Восточный после взрыва в насосном отделении переломился на две части и затонул танкер «Эвенск».

71. 22 декабря 1995 года в шторм после затопления трюмов 3, 4, 5 переломился балкер «Memed Abashidze» (бывший «Николай Вознесенский»). Это единственный случай гибели навалочного судна, построенного по правилам и под надзором Регистра СССР (однако на момент гибели судно находилось под надзором иного классификационного общества).

72. Аварийный ремонт корпуса лесовоза «Kreva» (типа «Иван Грабарь») на Западном СРЗ, г. Клайпеда. После посадки на мель было повреждено по всей длине днище. В районе трюма № 2 настил второго дна был приподнят на 1,5 м. Судно имело перегиб до 300 мм и разрывы комингса люка (Р-50).

73. Летом 1996 года сел на мель и затем получил значительную общую деформацию корпуса балкер «Amphion».

74. 14 сентября 1996 года в шторм после затопления трюмов 1, 2, 3 переломился балкер «Iolcos Victory».

75. 25 сентября 1996 года сел на мель и затем переломился на две части сухогруз «Fenes».

76. 25 декабря 1996 года в плохую погоду потерял управление, сел на мол Понто Дельграда и затем переломился на две части танкер «Starlight».

77. 1 января 1997 года в шторм сорван с якоря, сел на скалу недалеко от Пусанга и затем переломился на две части сухогруз «Jutha Jessica».

78. Перелом 2 января 1997 года корпуса танкера «Находка» после столкновения с неизвестным полузатопленным объектом.

79. Перелом 14 апреля 1997 года корпуса танкера «Rampero» после взрыва и пожара в 10 милях от Гаваны.

80. 26 июля 1997 года сел на скалу и затем переломился на три части сухогруз «Bianca N».

81. В августе 1997 года во время шторма в районе Азорских островов практически переломился корпус контейнеровоза «MSC Carla», но спасателям удалось отбуксировать судно в ближайший порт-убежище.

82. Перелом 26 сентября 1997 года корпуса танкера «Icl Vikraman» после столкновения с ОВО «Mount I».

83. 13 ноября 1997 года высочил на скалу недалеко от порта Сент-Джонс и затем переломился рефрижератор «Aster».

84. 19 ноября 1997 года после выхода из строя главного двигателя сел на мель недалеко от острова Брессау и затем переломился рефрижератор «Green Lily».

85. 23 ноября 1997 года сел на мель недалеко от Бенгази и затем переломился на две части сухогруз «Abdelrahman».

86. В ноябре 1997 года во время шторма получило перелом корпуса судно «Bahia Alcludia», однако спасателям удалось отбуксировать судно в ближайший порт убежище.

87. 4 января 1998 года в шторм после выхода из строя главного двигателя сел на мель и затем переломился на две части сухогруз «Атапан».

88. 15 января 1998 года в шторм сел на мель недалеко от Кашима, Япония, и затем переломился в районе миделя на две части сухогруз «Sunny Glory». Кормовая часть затонула.

89. 16 января 1998 года в заливе Святого Лаврентия в шторм переломился балкер «Flare Cyprus». Кормовая половина затонула через несколько часов, носовая дрейфовала 4 суток, а потом также затонула. Экипаж (21 человек) погиб. Вероятной причиной считают смену балласта в море.

90. 30 мая 1998 года сел на мель и переломился газовоз «Manuel Belgrano».

91. 3 июля 1998 года в шторм сел на мель недалеко от Мумбаи и переломился сухогруз «Meng Kiat».

92. 8 октября 1998 года в п. Антверпен сухогруз «Anglo» столкнулся с судном «Tidan». После установки временных подкреплений своим ходом ушел в порт Гент, где затонул 9 декабря 1998 года.

93. 15 октября 1998 года сел на мель, получил повреждения корпуса с затоплением трюма № 2 и машинного отделения и затем переломился на две части сухогруз «Chun Il».

94. 13 декабря 1998 года выскочил на скалу недалеко от мыса Финистерра, получил повреждения корпуса и затем переломился на две части сухогруз «Frihav».

95. 22 января 1999 года в Мраморном море недалеко от порта Гемлик произошел взрыв в грузовом танке № 2 танкера Marmara. Судно перевозило дизельное топливо и бензин. Были затоплены грузовые танки № 1ЛБ, 2ПБ и ЛБ, 3ЛБ. Возникла опасность перелома. При проведении спасательных операций силами спасательного центра при Стамбульском техническом университете производился контроль общей и местной прочности судна, а также остойчивости и непотопляемости, что позволило в сложных условиях выгрузить большую часть опасного груза и отбуксировать судно в док.

96. 17 марта 1999 года в условиях шторма был выброшен на каменистую отмель в порту Стратонион (Греция) сухогруз «Хамза».

Получил сильные повреждения днища, затоплено МО. Был успешно снят с мели и отбуксирован на базу ремонта в порт Одесса.

97. 3 сентября 1999 года переломился в шторм и (или) при посадке на мель сухогруз «Кристина».

98. 12 ноября 1999 года в условиях шторма был выброшен на берег сухогруз «Danube Messenger». 17 января 2000 года в результате спасательной операции с выгрузкой груза судно сняли с мели. Прочностное обеспечение работ производилось Морским инженерным бюро (МИБ).

99. В ноябре 1999 года при посадке на бровку канала на треть длины судна и последующем отливе переломился балкер «Alkor». Перепад осадок составил 5 м. Перелом произошел в районе трюма № 4.

100. В ноябре 1999 года около п. Сан-Хуан в Мексиканском заливе выброшен на береговую отмель балкер «Серго Закариадзе». Вода через повреждения поступила в два трюма. Начался шторм, в результате которого в палубе появились трещины. Начата выгрузка груза цемента. Прочностное обеспечение работ производилось МИБ.

101. 8 апреля 2000 года при подходе на рейд порта Лиссабон в штормовых условиях коснулся грунта и получил повреждения днища т/х «Кереть». Расчеты МИБ показали, что опасность для судна отсутствует и что оно может безопасно прибыть на базу ремонта на Балтику. Однако, по настоянию портовых властей, судно стало в док Лиссабона, где, после значительных одновременных замен днищевых связей, произведенных в короткий срок, получили заметную поперечную деформацию (с отклонением от вертикали до 170 мм) продольные комингсы грузового трюма.

102. В ночь на 30 декабря 2001 года были обнаружены трещины общей длиной более 22 м (практически по всей ширине судна) в палубе танкера «Castor» в районе грузовых танков № 4 (практически на миделе). Судно с подобным повреждением палубы находилось в море до 19 февраля 2002 года. Борьбой за живучесть управляла группа сотрудников ABS, которая использовала для получения рекомендаций разнообразные программы, включая ABS SAFEHALL.

103. В ноябре 2002 года автомобилевоз «Hual Europe» под флагом Багам, севший на мель у берегов Японии в начале октября, загорелся и переломился на две части. Во время тайфуна судно выбросило на рифы около острова Идзу-Осима, примерно в 100 км к югу от Токио. После аварии из танков запаса была выкачана часть топлива, однако пожар все равно возник 25 ноября в 5:30 утра по местному времени. Часть жителей близлежащего поселка была вынуждена эвакуироваться из-за дыма, который накрыл населенный пункт. Водоизмещение паррома – 56,8 тысяч тонн. На борту находились 3885 автомобилей и единиц строительной техники. Общая стоимость груза – 82 миллиона долларов США.

104. В феврале 2003 г. судно «Николай Мешков» было «затерто» во льдах Азовского моря с контактом по всей длине корпуса. Бортовое перекрытие подверглось существенному сдавливанию, что привело к общей деформации наружного борта со стрелкой прогиба до 300 мм, с отрывом рамных и холостых шпангоутов от обшивки, деформированием бортовых стрингеров, потерей устойчивости книц и распорок. Главная палуба как опора наружного борта также не выдержала приложенного к ней опорного момента и была деформирована. Для обеспечения перехода на базу ремонта в порт Стамбул МИБ были выполнены расчеты остаточной прочности корпуса, которые подтвердили безопасность такого состояния судна. Переход был успешно совершен.

105. В августе 2003 года на танкере «Виктория» во время погрузки сырой нефти на терминале под Самарой произошел взрыв, в результате которого были затоплены МО, насосное отделение, грузовые танки №№ 41, 42, 31, 32, балластный танк № 22. Следует отметить, что часть отсеков была заполнена при тушении пожара. По результатам водолазного осмотра установлено, что судно касается грунта пером руля правого борта. В районе 125 шп. от двойного борта до ДП обнаружена гофрировка палубы со стрелкой гофра до 100 мм, что косвенно подтвердило опасения судовладельца о возникновении опасности перелома корпуса с последующим загрязнением реки Волга. В результате принятых экстренных мер в соответствии с рекомендациями и расчетами МИБ в кратчайший срок была успешно осуществлена операция по подъему судна.

106. В ноябре 2005 года сухогруз «Виктория III» получил водотечность в условиях шторма. Капитан с целью сохранения судна посадил его на мель недалеко от пролива Босфор. При снятии с мели наблюдались значительные деформации корпуса.

Таким образом в более общем виде живучесть можно представить как свойство корпуса судна сохранять (восстанавливать) в достаточной мере свои эксплуатационные качества после аварийного изменения нагрузки и (или) несущей способности корпуса, а также выхода из строя технических средств. При этом в состав интегрального понятия живучести входит «традиционная» непотопляемость как живучесть при нарушении водонепроницаемости корпуса и затоплении части отсеков.

Живучесть судна обеспечивается конструктивными мероприятиями при его постройке, организационно-техническими мероприятиями на протяжении всего периода эксплуатации судна и борьбой за живучесть при получении повреждения.

Несмотря на то, что еще в 1870-1998 гг. С.О. Макаровым были предложены первые таблицы непотопляемости, разработаны принципы спрямления поврежденного судна, в подавляющем большинстве последующих работ рассматривались вопросы первых двух категорий.

Принципы борьбы за живучесть были развиты акад. А.Н. Крыловым [7], проф. В.Г. Власовым [2, 3], проф. Н.П. Муру [10, 11].

При этом возникла парадоксальная ситуация, когда на этапе проектирования точность расчетов аварийной посадки и остойчивости весьма высока, а в момент аварии основу приказов и действий по борьбе за живучесть составляет накопленный опыт в виде «Наставления по борьбе за живучесть» и так называемая интуиция экипажа.

К настоящему времени назрела необходимость подготовки методов оценки изменения прочности в аварийных ситуациях в условиях оперативной борьбы за живучесть судов их экипажами, т.е. при минимуме времени, низкой достоверности исходных данных и отсутствии специальной квалификации.

Проблема состоит в высокой степени неопределенности и быстротечности аварийной ситуации. В сочетании с ответственностью за жизнь людей живучесть судна и сохранность груза она ставит в очень жесткие рамки лицо, принимающее решение. Принципиальная схема действий по обеспечению борьбы за живучесть показана на рис. 1.

Целевая функция борьбы за живучесть – сохранение судна – определяет требования к обеспечению безопасного перевода судна в порт. В их основе лежат критерии плавучести, остойчивости и прочности.

Оперативный подход к борьбе за живучесть с учетом требований прочности требует оценки ряда силовых факторов (дополнительные нормальные напряжения от стесненного кручения, возможность возникновения упругопластического состояния в поврежденном сечении и его влияния на фактическую несущую способность), создания методов оценки и оптимизации напряженного состояния корпуса после аварии.

Основным критерием прочности поврежденного судна должен являться критерий предельной пластической прочности при однократном экстремальном нагружении во время перехода к месту убежища.

Условие обеспечения остаточной общей прочности корпуса судна в опасном сечении можно представить в виде

$$\mu(M_{ТВ}^0(x_i) + \Delta M_{ТВ}(x_i)) + M_{ВОЛН}(x_i) \leq (W_{\min}^0 - \Delta W) \varphi_{ПЛ} \varepsilon \sigma_T^H \quad (1)$$

где $\varphi_{ПЛ}$, ε – редуцированные коэффициенты, учитывающие соответственно начальную погибь, устойчивость оставшихся продольных связей и влияние нескольких силовых факторов, включая бимомент; $M_{ВОЛН}(x_i)$ – максимальное значение волнового момента на трассе кратковременного перехода (буксировки) в ближайший порт-убежище; $W_{\min}^0 - \Delta W$ – минимальный момент сопротивления корпуса после повреждения; $M_{ТВ}^0 + \Delta M_{ТВ}$ – изгибающий момент в сечении x_i на тихой воде с уче-

том аварийного изменения нагрузки; μ – коэффициент уменьшения изгибающего момента при значительных потерях жесткости; величины с индексом «0» относятся к неповрежденному состоянию судна

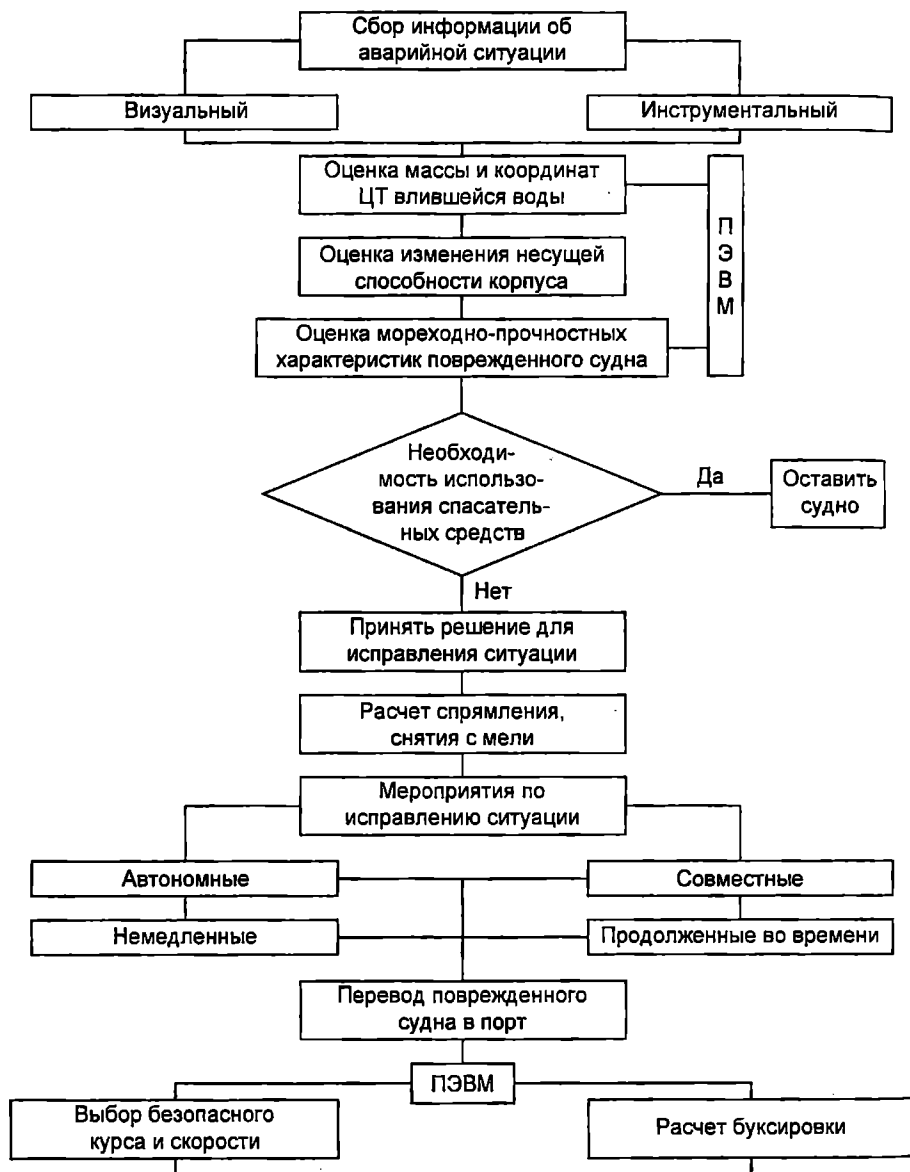


Рис. 1. Принципиальная схема действий по обеспечению борьбы за живучесть

Формулой (1) можно пользоваться как при проектных расчетах, так и при обеспечении борьбы за живучесть и при проведении аварийно-

спасательных (АС) работ. Входящие в (1) составляющие при этом будут иметь различную степень достоверности. Кроме того, если на этапе проектирования и при АС работах расчеты выполняются специалистами-корабелями с достаточным запасом времени, то в процессе борьбы за живучесть – судоводителями в крайне жестких временных рамках.

Приведенные примеры позволяют сделать однозначный вывод о необходимости учета критериев прочности в расчетах непотопляемости и борьбе за живучесть, при этом необходимо учитывать как аварийное изменение нагрузки, так и аварийное уменьшение несущей способности корпуса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бубнов И.Г. *О непотопляемости судов: Избранные труды.* – Л.: Судпромгиз, 1956. – 259-339 с.
2. Власов В.Г. *О проверке непотопляемости: Собрание трудов.* – Т.1. – Л.: Судпромгиз, 1959. – С. 176 – 187.
3. Власов В.Г. *Таблицы для спрямления корабля: Собрание трудов.* – Т. 4. – Л.: Судпромгиз, 1959. – С. 227 – 255.
4. Егоров Г.В. *Разработка методов оптимизации прочностных решений при эксплуатации судов: Дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук.* – Одесса: ОИИМФ, 1993. – 431 с.
5. Козляков В.В., Егоров Г.В. *Об учете требований к общей прочности морских судов при обеспечении их живучести // Судостроение, 1991. – № 5. – С. 15-18.*
6. Козляков В.В., Лактюшин В.И. *Об использовании ЭЦВМ в расчетах прочности при аварийно-спасательных работах // Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ. – Серия «АСПТР». М., 1977. – Вып. 4(79). – С. 3-19.*
7. Крылов А.Н. *Теория корабля: Собрание сочинений.* – Т. 9. – М.: Изд. АН СССР, 1948.
8. Лактюшин В.И. *Некоторые вопросы оперативной оценки прочности корпуса аварийного судна // Судостроение и судоремонт. – М.: ЦРИА Морфлот, 1977. – Вып. IX. – С. 71-77. (ОИИМФ).*
9. Макаров С.О. *Разбор элементов, составляющих боевую силу корабля // Морской сборник. – СПб., 1890.*
10. Муру Н.П. *Прикладные задачи, плавучести и остойчивости судна.* – Л.: Судостроение, 1985. – 216 с.
11. Муру Н.П. *Основы непотопляемости корабля.* – М.: Воениздат, 1990. – 223 с.

12. РД 31.72.03-85. Методика расчетов прочности аварийного судна при проведении аварийно-спасательных операций и судоподъеме. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1986. – 207 с.
13. Faulkner D., Corlett B., Romeling J. Design of hatch covers and coamings for abnormal waves // Proc. of Intern. Conf. «Watertight Integrity & Ship survivability». – London: RINA, 1996. – Paper No 7. – 15 p.
14. URS17. Longitudinal Strength of Hull Girder in flooded condition for Bulk carriers / IACS. – 1997-2005. – 2 p.

Надійшла 16.12.05

АНАЛИЗ ПРАКТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ПРЕДЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ СЖАТЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ

Проведен расчетно-экспериментальный анализ методов оценки предельной прочности сжатых перекрытий с продольной и поперечной системой набора. Представлены результаты экспериментального исследования поведения связей с высокой начальной степенью устойчивости при осевом сжатии. Предложена уточненная методика оценки предельной прочности сжатых связей судового корпуса.

Ключевые слова: предельная прочность судовых перекрытий, редуцированный коэффициент.

1. Предельная прочность сжатых палубных и днищевых перекрытий особенно при продольной системе набора определяется, как правило, несущей способностью пластинчато-стержневых панелей, располагающихся между балками поперечного набора (бимсами, флорами), имеющими жесткость выше критической и жесткими продольными связями (борта, продольные переборки). В соответствии с действующими Нормами прочности РМРС [7] и НМУ-2002 [6], устойчивость пластин и ребер с учетом износа к середине срока службы считается полностью обеспеченной при выполнении следующих условий:

- для сжатых пластин $\sigma_{кр}^{nl} \geq 1,6\sigma_T^H$,

где $\sigma_{кр}^{nl} = \sigma_T^H (1,63 - 0,8 / \sqrt{\bar{\sigma}_3^{nl}})$ – критические напряжения пластины,

$$\bar{\sigma}_3^{nl} = \sigma_3^{nl} / \sigma_T^H \text{ – относительные эйлеровы напряжения пластин;}$$

- для продольных ребер $\sigma_{кр}^p \geq 2,6\sigma_T^H$,

где $\sigma_{кр}^p = \sigma_T^H (1,12 - 0,312 / \bar{\sigma}_3^p)$ – критические напряжения ребра,

$$\sigma_T^H = K_n R_{eH} \text{ – нормативный предел текучести стали,}$$

$$R_{eH} = 235-390 \text{ МПа} \text{ – номинальное значение предела текучести.}$$

Коэффициенты K_n и σ_T^H по Нормам [7] и [6] приведены в таблице 1.

В этой же таблице приведены средние значения пределов текучести корпусных сталей, определенные по заводским сертификатам [2, 3].

При натуральных испытаниях судовых конструкций общие пластические деформации появляются, как правило, при напряжениях, превышающих величину σ_{Tcp}^3 .

Таблица 1

Нормативные пределы текучести σ_T^H

R _{ен} , МПа	η	K _n		σ _T ^H , МПа		σ _{Tcp} ³ , МПа	300 / σ _{Tcp} ³ , МПа
		[7]	[6]	[7]	σ _T ^H · 235/η		
235	1	1	1	235	235	300	1
315	0,78	0,969	0,956	305,3	301,1	380	0,79
355	0,72	0,945	0,919	335,5	326,2	420	0,71
390	0,68	0,922	0,886	359,4	345,6	450	0,67

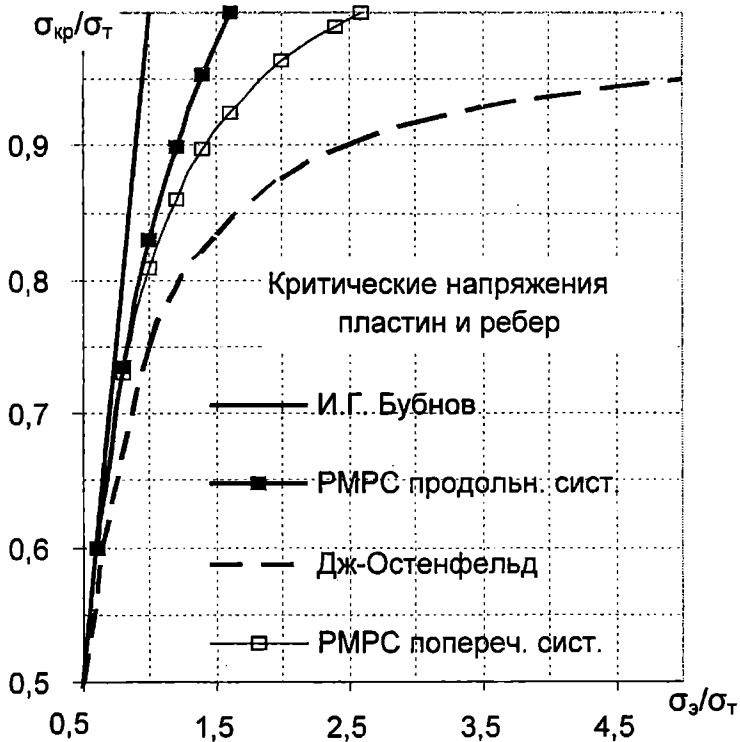


Рис. 1. Графики зависимости $\bar{\sigma}_{кр} = f(\bar{\sigma}_3)$ для сжатых пластин и ребер

Если еще учесть, что критические напряжения пластин и ребер в последнее время рекомендуется определять по формуле Джонсона-

Остенфельда $\sigma_{кр} = \sigma_T^n \left(1 - \frac{0,25}{\bar{\sigma}_s} \right)$, то следует признать, что расчетные

величины пределов текучести и критических напряжений существенно различаются (рис.1). Важно отметить, что в отечественной практике начальные прогибы пластин и ребер при проектировании учитываются только при поперечной системе набора[8]. Начальная погибь ребер учитывается только при оценке технического состояния судов, находящихся в эксплуатации, причем допускаемые величины на порядок больше начальных несовершенств, принимаемых в зарубежной практике. Иностранные классификационные общества учитывают начальную погибь пластин и ребер, как при проектировании, так и при оценке технического состояния. К настоящему времени выполнено большое количество теоретических и экспериментальных исследований предельной прочности сжато-изогнутых судовых конструкций. На основе экспериментальных данных формулируются условия обеспечения предельной прочности судового корпуса – основного критерия безопасности. Все вышесказанное свидетельствует о необходимости анализа и сопоставления практических методов оценки предельной прочности сжатых судовых конструкций и разработки предложений по их возможной унификации, чему и посвящена предлагаемая статья.

2. Основой для решения задачи об изгибе пластин с конечным отношением сторон являются уравнения Кармана, которые с дополнительными членами, учитывающими начальную погибь, имеют следующий вид:

- уравнение равновесия:

$$\frac{D}{h} \nabla^4 \omega_1 - \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} \cdot \frac{\partial^2 (\omega_1 + \omega_c)}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 (\omega_1 + \omega_c)}{\partial y^2} + 2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x \partial y} \cdot \frac{\partial^2 (\omega_1 + \omega_c)}{\partial x \partial y} - \frac{q}{h} = 0;$$

- уравнение совместности деформаций:

$$\frac{1}{E} \nabla^4 \Phi = \left(\frac{\partial^2 (\omega_1 + \omega_c)}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 (\omega_1 + \omega_c)}{\partial y^2} \cdot \frac{\partial^2 (\omega_1 + \omega_c)}{\partial x^2} - \left(\frac{\partial^2 \omega_c}{\partial x \partial y} \right)^2 + \frac{\partial^2 \omega_c}{\partial y^2} \cdot \frac{\partial^2 \omega_c}{\partial x^2},$$

где $\Phi(x, y)$ – функция напряжений;

$\omega_c(x, y)$ – функция начальной погиби;

$\omega_1(x, y)$ – функция дополнительного прогиба.

Предельная прочность прямоугольных пластин при сжатии с учетом неискривляемости кромок на основе нелинейных уравнений Кармана,

рассматривалась как в упругой, так и в пластической стадии в многочисленных работах, анализ которых выполнен В.П. Белкиным [1], Вольмиром [4], J.K. Paik [13] и др. Основополагающей явилась работа П.А. Соколова, основные результаты которой представлены на рис. 2 в виде зависимости относительной величины предельных сжимающих напряжений $\sigma_{пр}$ от относительной величины эйлеровых напряжений пластины $n_3 = \sigma_T^H / \sigma_3^{nl} = 1 / \bar{\sigma}_3^{nl}$, $\varphi = \sigma_{пр}^{nl} / \sigma_T^H = f(\bar{\sigma}_3^{nl})$. Там же показана зависимость при условии, что предельным для пластины является σ_3^{nl} , то есть $\varphi_1 = \sigma_3^{nl} / \sigma_T^H = f(\bar{\sigma}_3^{nl})$, которая первоначально использовалась И.Г. Бубновым. Из рис. 2 следует, что учет закритического поведения пластин при условии неискривляемости контура приводит к существенному увеличению несущей способности пластин при продольной системе набора.

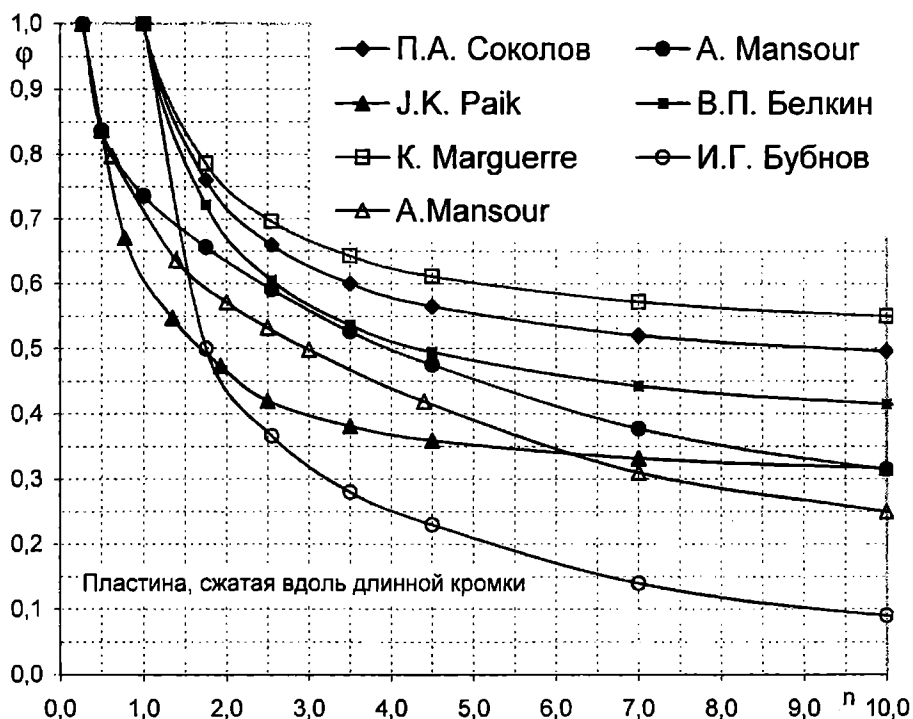


Рис. 2. Графики зависимости $\varphi = f(n)$ для продольно сжатых пластин без начальных несовершенств.

Эта важная особенность пластин судовых корпусов после обработки решения П.А. Соколова П.Ф. Папковичем, стала основой расчета эквивалентного бруса во втором приближении и позволила выя-

выявить ширину жестких частей пластин равной $0,44b$, с определением редуционного коэффициента φ для продольной системы набора по формуле

$$\varphi_1 \cong 0,44 + 0,56\sigma_3^{nn} / \sigma_{жс}.$$

Последующие исследования с учетом увеличения числа полуволн, привели к заметному уменьшению ширины жестких связей при продольной системе набора с $0,44b$ до $0,4b$ и, даже, до $0,35b$ [1]

$$\varphi_2 = 0,35 + 0,65\sigma_3^{nn} / \sigma_T.$$

Несмотря на это, в отечественной практике прижилась самая неосторожная рекомендация Marguette

$$\varphi_3 = 0,5 + 0,5\sigma_3^{nn} / \sigma_T.$$

Графики величин $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$, дополнительно к графику П.А. Соколова, также приводятся на рис. 2 и свидетельствуют о значительной ошибке в опасную сторону (вариант $\varphi_3 > \varphi$). Из-за не учета пластических деформаций графики для $\varphi, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ можно использовать только при $n \geq 2$ или $\bar{\sigma}_3^{nn} \leq 0,5$. В 1940 г. была выполнена экспериментальная работа [10], в соответствии с результатами которой для продольной системы набора редуционный коэффициент определяется по формуле Фрэнкленда-Васта

$$\varphi_4 = 2,25 / \beta - 1,25 / \beta^2 \quad \text{при } \beta \geq 1 \text{ (или } \bar{\sigma}_3^{nn} \leq 1,9),$$

где $\beta = \left(\frac{b}{t}\right) \sqrt{\frac{\sigma_T^n}{E}} = 1,9 / \sqrt{\bar{\sigma}_3^{nn}}, \bar{\sigma}_3^{nn} = 3,62 / \beta^2.$

График φ_4 , также представлен на рис. 2 и свидетельствует не только о существенно меньшей величине $\varphi_4 < \varphi$, но и о возможности определения φ при $\bar{\sigma}_3^{nn} > 0,5$, т.к. в эксперименте были учтены и пластические деформации. Развитие современных численных методов (МКЭ) позволило выполнить более тщательные обоснования величин φ с учетом геометрической и физической нелинейностей задачи. В частности

для пластин при продольной системе набора в статье А. Mansour [11] была получена формула

$$\varphi = \sigma_u / \sigma_T^H = \varphi_o R_d R_r, \quad (1)$$

где φ_o при $1 < \beta < 3,5$ совпадает с экспериментальным результатом Франкланда-Васта, а при $\beta > 3,5$

$$\varphi = 1,9 / \beta;$$

$R_d = 1,0 - 0,2433 f(\alpha) g(\beta) (w_{o_{\max}} / t)^{0,911}$ – коэффициент, учитывающий геометрические несовершенства;

$f(\alpha) = 2,05 - 1,376\alpha + 0,366\alpha^2 - 0,0345\alpha^3$ – коэффициент, учитывающий отношение сторон пластины $\alpha = a/b$;

$$g(\beta) = \begin{cases} 2,280 - 2,568\beta + 1,288\beta^2 & \text{для } 1 < \beta \leq 1,9 \\ 8,191 - 4,224\beta + 0,522\beta^2 & \text{для } 1,9 < \beta \leq 2,5; \\ 4,593 - 2,162\beta + 0,273\beta^2 & \text{для } 2,5 < \beta \leq 4,0 \end{cases}$$

$R_r = 1,0 - \frac{0,8}{10(\beta - 1,9)^2 + 1} \eta_w$ – коэффициент, учитывающий остаточные сварочные напряжения ($\eta_w = 0,2-0,4$).

Оказалось, что при реальных значениях отношения $a/b > 3$, начальная корытообразная погиб пластин при продольной системе набора практически не оказывает влияния на φ и можно пользоваться формулой Фрэнкланда-Васта с учетом поправки при $\beta > 3,5$. На этом же рис. 2 приведен график, построенный по приближенной формуле из работы Paik J.K. [13]:

$$\varphi_{хи} = \frac{\sigma_{хи}}{\sigma_T} = \begin{cases} -0,032\beta^4 + 0,002\beta^2 + 1 & \text{для } \beta \leq 1,5 \\ 1,274 / \beta & \text{для } 1,5 < \beta \leq 3,0. \\ 1,248 / \beta^2 + 0,283 & \text{для } \beta > 3,0 \end{cases} \quad (2)$$

Для пластин с поперечной системой набора на рис. 3 приведены результаты П.А. Соколова для $a/b=3$, а также полученные по формулам

$$\varphi^{non} = \frac{0,44b}{a} + \left(\frac{a - 0,44b}{a} \right) \bar{\sigma}_s, \quad (3)$$

$$\varphi_1^{non} = \frac{0,5b}{a} + \left(1 - \frac{0,5b}{a} \right) \frac{\sigma_s^{nl}}{\sigma_T},$$

которые можно использовать при $\bar{\sigma}_s^{nl} > 0,5$. На этом же графике из статьи [12]

$$\varphi_2^{non} = \frac{\sigma_{yu}}{\sigma_T} = \frac{b}{a} \frac{\sigma_{xu}}{\sigma_T} + \frac{0,475}{\beta^2} \left(1 - \frac{b}{a} \right) \text{ при } a > b, \quad (4)$$

где $\frac{\sigma_{xu}}{\sigma_T}$ – определяется формулами (2).

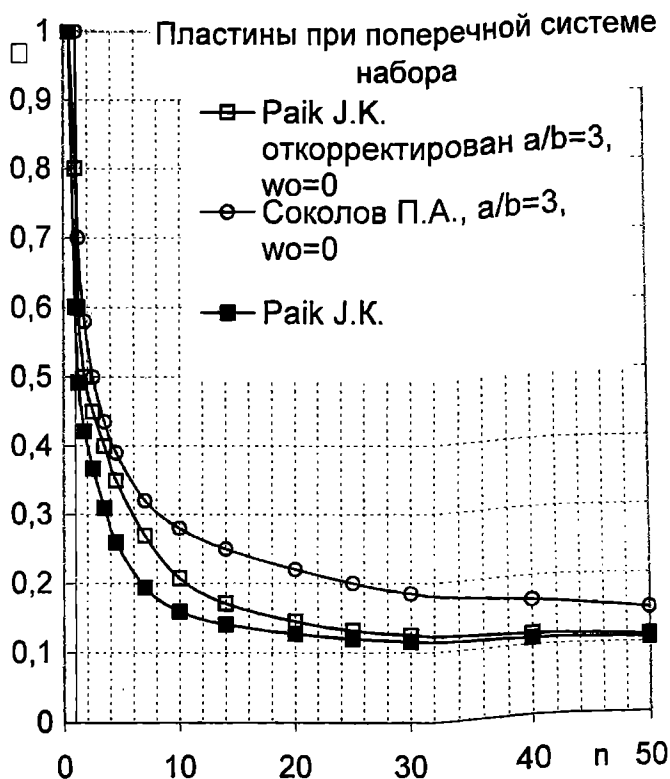


Рис. 3. Графики зависимости $\varphi = f(1/\bar{\sigma}_s)$ для поперечно сжатых пластин без начальных несовершенств

Важно отметить, что при поперечной системе набора большое влияние оказывает величина и форма начальной погиби пластин ω_o^{\max} . Формула (4) получена при синусоидальной погиби $\omega_o^{\max}/t = 0.1\beta^2$, соответствующей среднему значению погиби при изготовлении конструкций. Влияние этой погиби можно исключить и получить $\varphi_2^{non'}$ для первоначально плоской пластины.

Откорректированная функция $\varphi_2^{non'} = f(n)$, также приведена на рис. 3, из которого следует существенное уменьшение предельной прочности пластин и при поперечной системе набора по сравнению с существующими рекомендациями П.А. Соколова. Определенная по откорректированной схеме, эффективная ширина пластины равна $0,28b$, против $0,44b$ – по Соколову и $0,5b$ – по действующим Правилам. Существующий подход к определению эффективной ширины пластины может быть заменен непосредственным определением величины ψ . При оценке технического состояния пластин при поперечной системе набора, целесообразно использовать все-таки формулы типа (3), но из-за большого влияния величины и формы начальной погиби следует использовать величину ширины жесткого пояска не $0,44b$, а $0,28b$ и редуцированный коэффициент не $\psi = \sigma_s^{nn} / \sigma_T^H$, а

$$\psi_1 = \alpha_1 / m_1 = (\sigma_o^{nn} / \sigma_s) / (\sigma_{жс} / \sigma_s).$$

В статье [5] на основе решения П.Ф. Папковича было получено кубическое уравнение для упруго-защемленной балки-полоски или стержня с начальной погибью \mathcal{G}_o и средним коэффициентом χ_{cp} опорной пары расчетного пролета

$$\chi'_{cp} = 0,635 \left(1 + \frac{\mathcal{G}_{1,2}^{cp}}{\mathcal{G}_o} \right) \quad \text{при } -1 < \frac{\mathcal{G}_{1,2}^{cp}}{\mathcal{G}_o} < 0;$$

$$\chi''_{cp} = 0,635 + 0,365 \frac{\mathcal{G}_{1,2}^{cp}}{\mathcal{G}_o} \quad \text{при } 0 < \frac{\mathcal{G}_{1,2}^{cp}}{\mathcal{G}_o} < 1,$$

где \mathcal{G}_o – максимальный начальный прогиб пластины в рассматриваемом среднем пролете неразрезной пластины;

$$\mathcal{G}_{1,2}^{cp} = \frac{\mathcal{G}_1 + \mathcal{G}_2}{\mathcal{G}_o} \quad \text{– среднее значение начальных прогибов в 2-х, соседних}$$

с рассматриваемым, пролетах;

$\alpha_1 = \sigma_0 / \sigma_3$ — относительная величина цепных напряжений σ_0 ;
 $m_1 = \sigma_{ж} / \sigma_3 = \sigma_T / \sigma_3$ — относительная величина напряжений в жестких связях $\sigma_{ж}$;

$\sigma_3 = \left(\frac{2U_0}{\pi} \right)^2 \sigma_3^0$ — эйлеровы напряжения упруго-зашемленного стержня;

$\sigma_3^0 = \frac{\pi^2 EJ}{\ell^2 F}$ — эйлеровы напряжения свободно опертого стержня.

При заданной величине m_1 , α_1 приближенно определяется из кубического уравнения (при симметричном остаточном прогибе и без поперечной нагрузки) (5), после чего по формуле (3) определяем относительную предельную прочность пластины при любой форме и амплитуде начальной погиби.

$$m_1 = \alpha_1 - \frac{\rho^2}{4\rho^2} \left[\frac{1}{(1 + \alpha_1)^2} - 1 \right] \varphi(U_0), \quad (5)$$

где $\rho = \sqrt{\frac{J}{F}}$ — радиус инерции поперечного сечения балки. Для балки-полоски толщиной t , радиус инерции будет равен $\rho^2 = t^2/10,9$ и $t^2/4\rho^2 = 2,73$;

U_0/π — корень уравнения $tgU_0 = -2 U EJ U_0 / \ell$.

3. В отечественной практике проектирования предельная прочность при сжатии продольных ребер обычно оценивается без учета начальной погиби по формуле

$$\bar{\sigma}_{кр}^P = \begin{cases} \bar{\sigma}_3^P & \text{для } \bar{\sigma}_3^P \leq 0,6 \\ 1,12 - \frac{0,312}{\bar{\sigma}_3^P} & \text{для } 0,6 < \bar{\sigma}_3^P < 2,6. \\ 1 & \text{для } \bar{\sigma}_3^P \leq 0,6 \end{cases}$$

При этом предполагается синусоидальная форма потери устойчивости. В зарубежной практике часто используется более осторожная формула Джонсона-Остенфельда, а для новых конструкций используется формула, приведенная в статье J.K. Paik [12]:

$$\bar{\sigma}_{кр} = \frac{1}{\sqrt{0,995 + 0,936 \lambda^2 + 0,170 \beta^2 + 0,188 \lambda^2 \beta^2 - 0,067 \lambda^4}} \leq \frac{1}{\lambda^2}, \quad (6)$$

где

$$\lambda = \frac{a}{\pi} \sqrt{\frac{\sigma_T}{E}} = \frac{1}{\sqrt{\bar{\sigma}_3^P}}, \quad \beta = \left(\frac{b}{t} \right) \sqrt{\frac{\sigma_T}{E}} = \frac{1,9}{\sqrt{\bar{\sigma}_3^{nn}}}.$$

Данная зависимость $\bar{\sigma}_{кр} = f(\lambda, \beta)$ построена на основе расчета по МКЭ предельной прочности панелей при осевом сжатии и включает учет в неявном виде начальных несовершенств (синусоидальная погибь пластины $\omega_o^n / t = 0,1\beta^2$, погибь ребра $\omega_o^p / t = 0,001\ell_p$, остаточные сварочные напряжения $\sigma_{ост} = 0,15\sigma_y$). Графики зависимости $\bar{\sigma}_{кр} = f(\bar{\sigma}_s^p, \bar{\sigma}_s^n)$ для панелей, представлены на рис. 4, из которого следует, что формула Норм прочности существенно переоценивает предельную устойчивость и прочность ребер даже при умеренной погибь пластин и ребер.

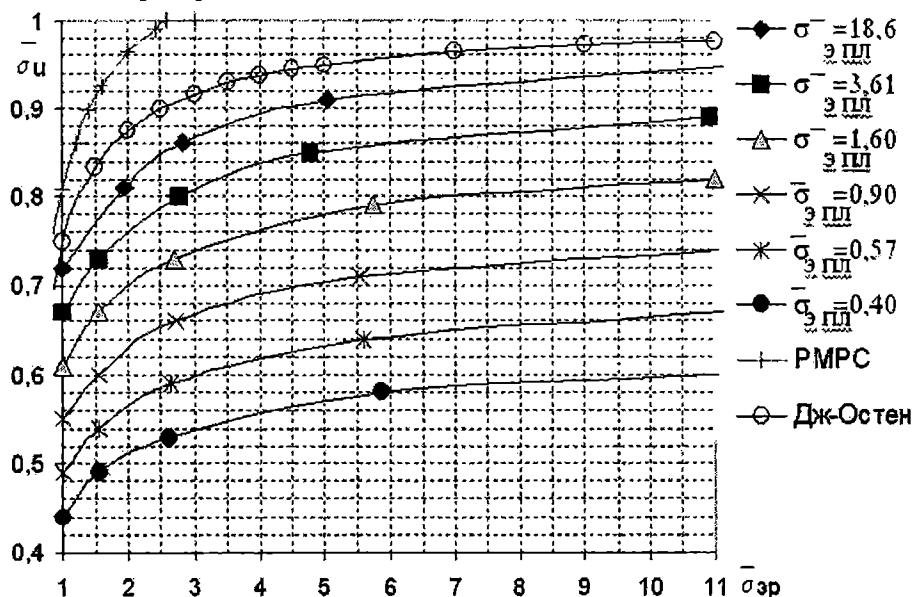


Рис. 4. Графики зависимости $\bar{\sigma}_u = f(\bar{\sigma}_{z,p})$ для панелей при $\bar{\sigma}_{s,n} = 0,4-18,6$

По рекомендациям МАКО в Правилах классификационных обществ могут быть оценены и эйлеровы напряжения при изгибно-крутильной форме потери устойчивости, но без учета начальной погиби свободного пояска. Для определения критических напряжений ребра, имеющего погибь в горизонтальной плоскости, автором была получена приближенная формула, основанная на рассмотрении свободного пояска ребра жесткости, как балки на упругом основании (рис. 6), создаваемом стенкой ребра и обшивкой. При наличии синусоидальной начальной погиби пояска ребра с амплитудой b_1^n , приравнивая к пределу текучести суммарные напряжения от сжатия и изгиба пояска, как балки на упругом

основании, можно получить приближенную оценку опасных (критических) сжимающих напряжений при скручивании ребра

$$\frac{\sigma_{kp}^{ir}}{\sigma_T} = \left(\frac{1 + \bar{\sigma}_s^n (1 + 0,658u^4 + b_1 / \rho)}{2} \right) - \sqrt{\left(\frac{1 + \bar{\sigma}_s^n (1 + 0,658u^4 + b_1 / \rho)}{2} \right)^2 - \bar{\sigma}_s^n (1 + 0,658u^4)}, \quad (7)$$

где $\sigma_s^n = \frac{\pi^2 EJ_{\Pi}}{\ell^2 F_{\Pi}}$; $\bar{\sigma}_s^n = \sigma_s^n / \sigma_T$; $u = \frac{\ell}{2} \sqrt[4]{\frac{k}{4EJ_{\Pi}}}$;

$\rho = W_{\min}^{\Pi} / F_{\Pi}$ – радиус ядра сечения;

k – коэффициент, учитывающий упругую заделку пояска;

b_1 – стрелка начальной погиби свободного пояска в горизонтальной плоскости;

F_{Π} , W_{Π} , J_{Π} – площадь, момент сопротивления и момент инерции свободного пояска в своей плоскости.

С учетом канавочного коррозионного износа в основании ребра

$$\frac{k}{E} = \frac{0,275 S_c^3}{(h_c - h_1^c)^3} *$$

$$* \frac{1}{1 + 0,75 \left(\frac{h_c}{h_c - h_1^c} \right)^3 \frac{a}{h_c} \left(\frac{S_c}{S_o} \right)^3 + \left(\frac{h_1^c}{h_c - h_1^c} \right)^3 \left(\frac{S_c}{S_1^c} \right)^3 + 3 \left(\frac{h_1^c}{h_c - h_1^c} \right)^2 \left(\frac{S_c}{S_1^c} \right)^3 + 3 \frac{h_1^c}{h_c - h_1^c} \left(\frac{S_c}{S_1^c} \right)^3} \approx \frac{0,275 S_c^3}{(h_c - h_1^c)^3} \frac{1}{1 + 0,75 \left(\frac{h_c}{h_c - h_1^c} \right)^3 \frac{a}{h_c} \left(\frac{S_c}{S_o} \right)^3 + 3 \frac{h_1^c}{h_c - h_1^c} \left(\frac{S_c}{S_1^c} \right)^3}$$

Без учета канавочного коррозионного износа ($S_1^c = S_c$, $h_1 = 0$)

$$\frac{k}{E} = \frac{0,275 S_c^3}{h_c^3} \frac{1}{1 + 0,75 \frac{a}{h_c} \left(\frac{S_c}{S_o} \right)^3},$$

где S_o , S_c – толщина присоединенного пояска и стенки ребра жесткости,
 S_1^c – толщина стенки в районе канавочного износа.

Графики зависимости $\bar{\sigma}_{kp}^{ir} = f(\bar{\sigma}_{eo})$, при $U=1,25$ и различной величине относительной погиби пояска b_1/ρ представлены на рис. 5 и

свидетельствуют о значительном влиянии горизонтального прогиба на предельную прочность панели.

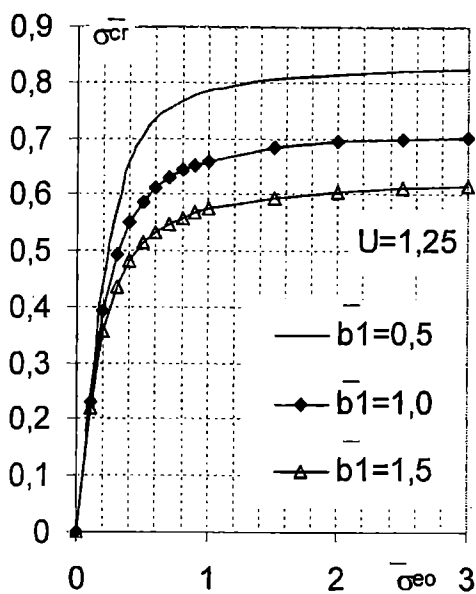


Рис. 5. Графики зависимости $\bar{\sigma}_{кр}^{тр} = f(\bar{\sigma}_{eo})$ для панелей при $b_1/\rho = 0,5-1,5$

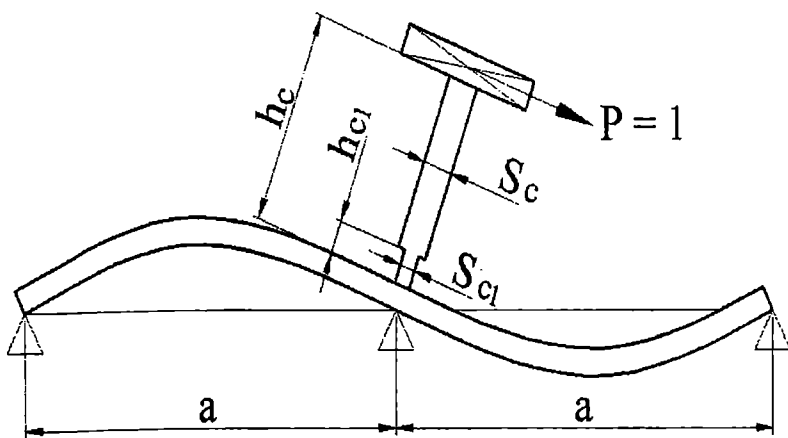


Рис. 6. Эскиз к расчету критических напряжений для изгибно-крутильной формы с учетом коррозионного износа стенки в районе сварного шва

При большом равномерном износе толщины стенки предельную прочность ребра может определять и эйлерово напряжение стенки

$\sigma_3^{CT} = 78,5 \left(\frac{100t}{h_{CT}} \right)^2$. Принимая минимальное значение эйлеровых напряжений $\sigma_3^{\min} = \min\{\sigma_3^{CT}, \sigma_3^{TR}\}$, по формуле Джонсона-Остенфельда

можно оценить критическую (предельную) прочность.

При наличии синусоидальной начальной погиби ребра в вертикальной плоскости δ_0 , приравнивая суммарные напряжения от сжатия и изгиба ребра в вертикальной плоскости, можно получить вторую нижнюю оценку опасных (критических) напряжений при сложном изгибе ребра

$$\bar{\sigma}_{кр} = K_r \left\{ \frac{1}{2} \left(1 - \mu + \frac{1 + \eta}{\lambda^2} \right) - \left[\frac{1}{4} \left(1 - \mu + \frac{1 + \eta}{\lambda^2} \right)^2 - \frac{1 - \mu}{\lambda^2} \right]^{0,5} \right\}, \quad (8)$$

где $K_r = 1,03 - 0,08|\sigma_{св}/\sigma_T| \leq 1,0$, $\mu = \sigma_q^{\max}/\sigma_T$, $\eta = (w_q + \delta_0)/\rho$,

$\lambda = \sqrt{\sigma_T/\sigma_3}$, $\sigma_{св}$ – остаточные сварочные напряжения. Обычно $\delta_0 \gg w_q$

(w_q – прогиб от поперечной нагрузки) или $w_q \approx 0$. Формулы такого типа

были рекомендованы еще С.П. Тимошенко [9] и в настоящее время в

зарубежной практике иногда называются формулами Перри-Робертсона

[13]. Сравнительные графики $\bar{\sigma}_u = f(\lambda)$ для различных формул

представлены на рис. 7.

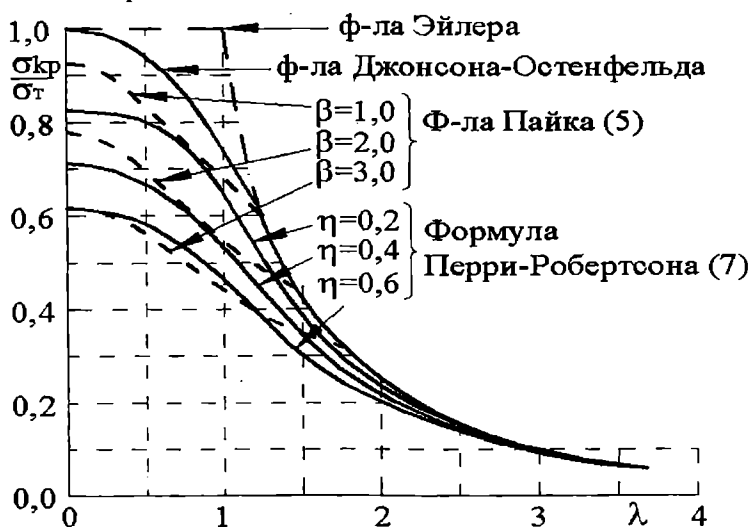


Рис. 7. Графики зависимости $\bar{\sigma}_u = f(\lambda)$ для панелей с начальной погибью [13]

5. Обычно предполагается, что даже тонкостенные судовые панели и угловые элементы при $\bar{\sigma}_{кр}^p \geq 2,6$, $\bar{\sigma}_{кр}^{nl} \geq 1,6$ в отечественной практике (только угловые элементы в зарубежной практике), могут считаться жесткими элементами и работают в соответствии с диаграммой Прандтля. Для проверки этого предположения, автором были выполнены специальные эксперименты на гидравлическом пятисоттонном прессе ОНМУ. Объектом исследования служили полунатурные, стальные модели коробчатого сечения с высокой начальной степенью устойчивости ($\bar{\sigma}_s^{nl} = 1,86 - 6,76$; $\bar{\sigma}_s^{p/жс} = 1,66 - 3,22$).

На основании полученных результатов, можно сделать следующие выводы:

- традиционные условия $\bar{\sigma}_s^{nl} > 1,6$ для пластин при продольной системе набора, не обеспечивают выполнение условия $\sigma_{кр} = \sigma_T$, принятого в Правилах; средние напряжения для всех моделей не превысили $\sigma_{T\text{ ср}}$;
- сброс нагрузки (рис.8), происходящий в закритической стадии, показывает, что применение диаграммы Прандтля даже для очень жестких пластин ($\bar{\sigma}_s^{nl} = 1,86 - 3,69$), дает ошибку в опасную сторону; за нижнюю границу $\bar{\sigma}_s^{nl}$, при которой деформации части пластины, входящей в состав углового элемента, будут соответствовать диаграмме Прандтля, можно принять величину $\bar{\sigma}_s^{nl} \approx 5$, не встречающуюся, в настоящее время, на реальных судах;
- потеря устойчивости для относительно толстых пластин и жестких ребер сопровождается появлением трещин, т.е. проявляется эффект масштаба (здесь следует сказать, что большая часть лабораторных экспериментов по исследованию поведения корпусных конструкций при нагрузках, близких к реальным, была проведена на моделях, имеющих очень тонкую обшивку (2-4мм) и при переносе результатов подобных экспериментов на конструкции с реальными толщинами, приходится учитывать много факторов, в конечном итоге, негативно сказывающихся на результатах в целом);
- удовлетворительное обоснование экспериментальных результатов возможно, лишь при использовании в расчетах среднего предела текучести материала; поскольку средний предел текучести в массивных судовых конструкциях стремится к величине, равной среднему пределу текучести, то эту величину и необходимо использовать в расчетах предельной пластической

прочности корпуса судна, что частично компенсирует отрицательное влияние исследованных в работе факторов;

- жесткие связи, находящиеся в сжатой зоне эквивалентного бруса, необходимо редуцировать, что говорит об отказе от применения понятия «жестких связей» в их нынешней трактовке, так как конструкции, отвечающие прочностным характеристикам жестких связей, не встречаются на реальных судах; целесообразнее и удобнее использовать в представлении об эффективной ширине пояса, редуцирующий коэффициент φ , зависящий от эйлеровых напряжений.

6. На основе результатов эксперимента и анализа существующих методик, автором предлагается следующая процедура оценки предельной прочности пластин и ребер судового корпуса при расчете предельного момента, применимая как на стадии проектирования, так и для корпусов, находящихся в эксплуатации.

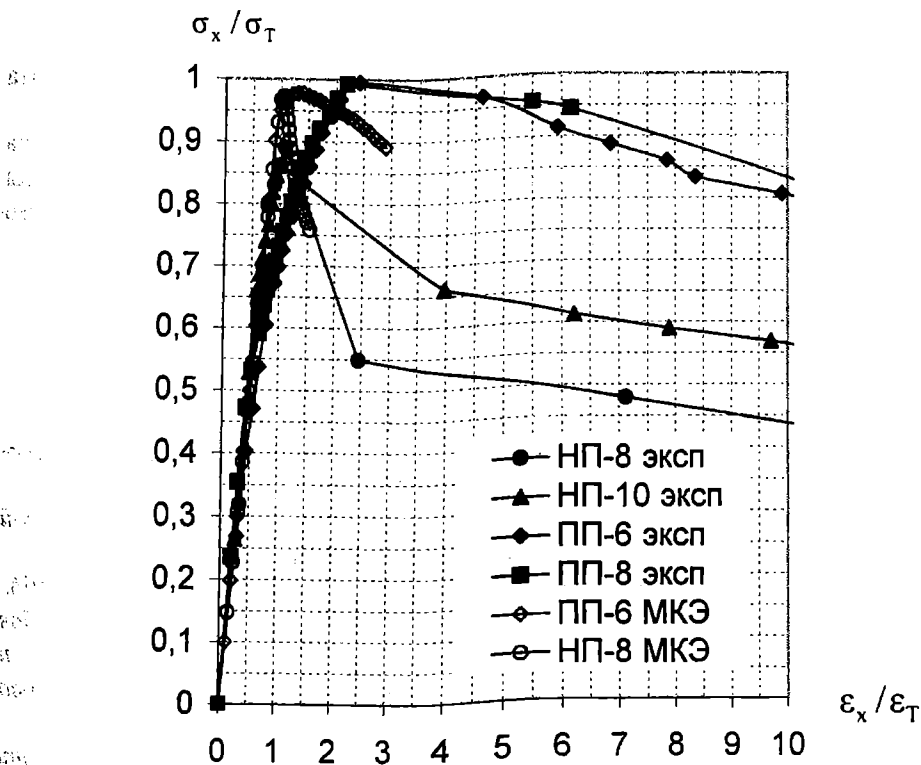


Рис. 8. Деформационные кривые, полученные экспериментально и по МКЭ (ANSYS)

Предел текучести материала целесообразно принять равным среднему пределу текучести.

При определении эффективной ширины пластины при продольной системе набора, предлагается использовать зависимости (1), позволяющие учесть начальную погибь, и остаточные напряжения.

При расчете пластин при поперечной системе набора, предлагается применять уточненную методику П.Ф. Папковича (5), подробно описанную в [5], которая позволяет учесть не только реальную погибь рассматриваемой пластины, но и влияние погиби в соседних с ней пролетах. При этом вид погиби не регламентирован и включает весь возможный диапазон, от вмятины до косинусоидальной или синусоидальной. Получение величины редуцированного коэффициента возможно, как прямым расчетом, так и по графикам, приведенным в [5].

В ЭБ пластины и ребра должны включаться своей эффективной площадью, что позволяет отказаться от выделения жестких частей. При расчете нового корпуса панели рассчитываются по формуле (6). При оценке технического состояния при эксплуатации, используются формулы (7, 8).

Эта методика позволяет учесть большинство как негативных, так и позитивных факторов, влияющих на величину предельного момента корпуса судна. Предварительные расчеты предельного пластического момента по предлагаемой методике показывают, что, несмотря на уменьшение площади жестких связей, резкого уменьшения величины предельного момента не происходит, вследствие применения среднего значения предела текучести стали.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белкин В.П. Работа элементов палубных перекрытий после потери устойчивости. Л.: Судпромгиз, 1956.
2. Бельчук Г.А. и др. Сварные соединения судовых конструкций. – Л.: Судостроение, 1980.
3. Козляков В.В. О расчете перекрытий в упруго-пластической стадии работы // Труды ЦНИИМФ. Вып.9. 1957.
4. Вольмир А.С. Гибкие пластинки и оболочки. М.: ГИТТЛ, 1956.
5. Козляков В.В., Аврамов В.В. Об учете остаточных прогибов элементов корпусных конструкций при оценке общей и местной прочности // Вісник ОДМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2003. – № 11. – С. 28-39.
6. Нормативно-методические указания по расчетам прочности морских судов. Сборник нормативно-методических материалов. Книга одиннадцатая // Российский Морской Регистр Судоходства. – СПб., 2002.
7. Правила классификации и постройки морских судов // Российский Морской Регистр судоходства. Т.1. – М.: Транспорт, 2003.

8. *Правила Российского Речного Регистра судоходства. Т.1 – М.: Транспорт, 1995.*
9. *Тимошенко С.П. Устойчивость упругих систем – М., Л., 1936.*
10. *Frankland J.M. The strength of ship plating under edge compression // US EMB Report, 1940.*
11. *Masaoka K., Mansour A. Ultimate compressive strength of imperfect unstiffened plates, simple design equations // Journal of Ship Research. – 2004. – Vol. 48/ № 3.*
12. *Paik J.K. Guide for the ultimate strength assessment of ships // Marine technology. – 2004. – Vol. 41/ № 3.*
13. *Paik J.K., Thayamballi A.K. Ultimate limit state design of steel-plated structures. – J. Wiley & sons Ltd, England, 2003.*

Надійшла 16.11.05

НЕЛИНЕЙНЫЕ ЭФФЕКТЫ В ВОЛНОВЫХ МОМЕНТАХ КОРПУСОВ СОВРЕМЕННЫХ ТИПОВ СУДОВ

Приведены некоторые результаты нелинейных численных расчетов волновых моментов на миделе ряда современных типов судов при продольной качке на регулярных волнах конечной амплитуды. Показано существенное влияние нелинейных эффектов на волновые моменты, в частности, на их амплитудные значения, а также получены аппроксимационные зависимости амплитудных значений моментов от крутизны набегающих волн.

***Ключевые слова:** продольная качка, волны Стокса, изгибающие моменты, нелинейность.*

Проблема обеспечения прочности судов на волнении в процессе своего развития естественным образом подразделилась на три: проблему внешних сил, действующих на суда в море, проблему действующих усилий и напряжений в корпусах судов и проблему нормирования допустимых уровней напряжений (предельных нагрузок) на суда. Многие из плодотворных и жизненных идей в решении этих проблем были заложены еще в фундаментальных работах И.Г. Бубнова в конце XIX века [1], однако существенное развитие проблемы прочности получили во второй половине прошлого столетия, когда к их решению были привлечены методы теории волн, численные и аналитические методы строительной механики и гидродинамики судна, результаты исследований по механизмам разрушения конструкций и др. [2]. Это позволило разработать вероятностные в своей основе представления о прочности судов современных типов (многотоннажных, новых архитектурно-конструктивных типов и др.) в условиях волнения [2, 6].

В проблеме внешних сил, с которой связано содержание данной статьи, результаты, полученные в 60-80-е годы минувшего столетия, позволили разработать и внедрить в практику проектирования современных типов судов новые расчетные методы и нормативные требования к прочности [2, 3, 6], которые пришли на смену традиционной статической постановке судна на волну Е.Рида. В настоящее время вероятностный подход в расчетах волновых нагрузок продолжает развиваться и совершенствоваться по крайней мере в трех основных направлениях: расширении состава основных факторов и углубленном изучении их влияния на

нормативные уровни нагрузок (моментов) в рамках разработанных методов расчета [4,5], включении комплекса прочностных расчетов в интегрированные компьютерные системы проектирования типа SAVEHULL, SHIPRIGHT, NAUTICUS и др. [6] и нелинейном обобщении теоретических моделей и расчетных методов, формирующих перспективу дальнейшего развития существующих методов расчета прочности судов на волнении [6-10].

Целью данной статьи является представление итоговых результатов систематического численного исследования нелинейных эффектов в волновом моменте на миделе ряда судов при движении встречным курсом к регулярным волнам конечной амплитуды (волнам Стокса [10]). Эти результаты основаны на расчетах нелинейной продольной качки и нагрузок во временной области по технологии TDC (Time Domain Calculations) для ряда основных типов современных судов (см. табл. 1) в широком диапазоне изменения крутизны регулярных волн $h_\lambda = h_w/\lambda = 0,02 - 0,14$, при относительных длинах волн $\lambda_L = \lambda/L = 0,75 - 2,0$, скоростях хода судов $Fr = 0,0 - 0,35$ по состоянию в грузу. Кроме того, для балкера были также выполнены расчеты в балласте, а для сухогруза – при варьировании продольного распределения массы в диапазоне значений продольного радиуса инерции масс $r_G/L = 0,16 - 0,30$.

Таблица 1

Типы судов и их основные характеристики

№	Судно	L, м	B, м	D, м	d, м	c_b	α	c_b/α
1	Контейнеровоз «SI75»	175,0	25,2	16,0	9,8	0,575	0,713	0,806
2	Сухогруз «Mariner»	158,5	23,1	13,7	8,4	0,614	0,726	0,846
3	Ролкер «Атлантика»	204,0	30,0	21,0	10,0	0,566	0,764	0,741
4	Лихтеровоз «Севморпуть»	250,0	32,3	18,3	10,8	0,688	0,850	0,809
5	Балкер «Зоя Космодемьянская»	201,6	31,8	17,0	12,3 [*] 6,1	0,815 0,787	0,879 0,813	0,927 0,968
6	Супертанкер	273,0	40,2	21,5	14,9	0,817	0,885	0,923

*) верхняя строка – судно в грузу, нижняя – судно в балласте.

Для систематизации и обобщения результатов были отобраны варианты расчетов при $\lambda_L = 0,75 - 1,25$, $Fr = 0,05 - 0,15$, которые

соответствуют расчетным условиям при оценке прочности судна на экстремальном волнении [2].

Тестирование результатов численных расчетов для процессов продольной качки и волнового момента на миделе производилось сравнением расчетных данных для указанных судов с независимыми данными модельных испытаний в бассейнах и (или) численных расчетов других авторов (ЦНИИ им. А.Н.Крылова, МАКО, ABS, Dalzell, Fujino, Soares, Yamamoto). По совокупности результаты сравнения можно определить в основном как хорошие и только в отдельных случаях как удовлетворительные (подробнее см. [7-9]).

В расчетной модели динамики судна на встречных волнах были приняты во внимание все основные нелинейные эффекты в гидродинамических характеристиках набегающих волнах (в рамках теории волн Стокса VI порядка по крутизне волн [10]), геометрии судового корпуса (непрямобортность в оконечностях, конечность высоты борта с учетом оголения и полного погружения в волны носовой части) и гидродинамике судна – (переменность во времени присоединенных масс и коэффициентов демпфирования судовых контуров) [7]. В частности, волновые нагрузки Крылова-Фруда определялись интегрированием вертикальной составляющей волнового давления $p_w(x, z, t)$ по мгновенному смоченному судовому контуру $S(x, t)$ [7]

$$q_z^{wy}(x, t) = - \int_{S(x, t)} p_w \cos(n_x, z) ds. \quad (1)$$

Возмущенные судном гидродинамические нагрузки определялись в рамках обобщенной формулы М.Д. Хаскинда [7] через мгновенные значения гидродинамических характеристик судовых контуров – присоединенных масс и коэффициентов демпфирования $\mu_{33}(x, t)$, $\lambda_{33}(x, t)$ и осредненные на мгновенных смоченных судовых контурах значения относительного поля вертикальных перемещений $\langle u_r(x, z, t) \rangle$ и скоростей $\langle v_r(x, z, t) \rangle$

$$q_z^{hd}(x, t) = - \left[\frac{\partial}{\partial t} - (v_c - \langle v_{wx} \rangle) \frac{\partial}{\partial x} \right] \left[\mu_{33}(x, t) \langle v_r \rangle + \lambda_{33}(x, t) \langle u_r \rangle \right], \quad (2)$$

где v_c – поступательная скорость движения судна;

v_{wx} – продольная проекция скорости в волнах и угловыми скобками обозначена операция усреднения на мгновенном смоченном контуре $S(x, t)$ [7].

Использование зависимости (2) предполагает, что при нелинейном расчете волновых нагрузок и усилий в корпусе учитываются те составля-

ющие, которые в традиционных схемах расчета применяют только при оценке слеминга судна бортом [3, 6].

На основе зависимостей (1) и (2) нелинейные уравнения продольной качки судна были представлены окончательно в виде

$$M\ddot{\vec{u}} + 2\Lambda\dot{\vec{u}} + K\vec{u} = \vec{f}(t), \quad (3)$$

где $\vec{u}(t) = (\xi_0, \zeta_0, \psi_0)$ – вектор процессов продольной качки, а элементы обобщенных матриц инерции, демпфирования и восстанавливающих сил M, Λ, K , а также вектора возмущающих сил $\vec{f}(t)$ в нелинейной задаче зависели от характеристик качки судна $\vec{u}, \dot{\vec{u}}, \ddot{\vec{u}}$ и имели структуру

$$(m_{jk}, l_{jk}, k_{jk}) = e_{jk} = e_{jk}^0 + \Delta e_{jk}(\vec{u}, \dot{\vec{u}}, \ddot{\vec{u}}), f_j = f_j^0(t) + \Delta f_j(t, \vec{u}, \dot{\vec{u}}, \ddot{\vec{u}}),$$

в которой первые члены соответствуют линейным расчетам качки судна на регулярном волнении [3].

Численное интегрирование нелинейной системы уравнений (3) производилось специально разработанным методом локальной минимизации с шагом по времени 1/36-1/24 от характерного периода продольной качки судна [7].

Рассмотрим теперь основные результаты расчетов для волнового момента на миделе судна M_{mid} при движении на регулярных волнах конечной амплитуды. В первую очередь, выделим такие хорошо известные нелинейные эффекты, как перераспределение прогибающихся M^- и перегибающихся M^+ амплитудных значений момента (асимметрия амплитуд), а также насыщение процесса изменения $M_{mid}(t)$ кратными гармониками (ангармоничность процесса) [7-9]. Рис. 1 иллюстрирует примеры зависимости $M_{mid}(t)$ при различных крутизнах волн для контейнеровоза с острыми обводами и балкера с полными обводами корпуса (все значения моментов нормированы величиной $\gamma B DL^2 / 8$).

Как видно, имеет место существенное различие в амплитудах и характере зависимостей $M_{mid}(t)$ при увеличении крутизны волн для судов с острыми и полными обводами корпуса. Расчеты показали, что при малых и умеренных скоростях поступательного движения судна ($Fr \sim 0,05 - 0,10$) нелинейные эффекты в волновом моменте начинают проявляться при крутизнах волн порядка 0.04...0.05, однако при больших скоростях движения порядка $Fr \geq 0,25 - 0,30$ (характерных, например, для контейнеровозов) те же эффекты уже имеют место при достаточно малой крутизне волн 0,025 – 0,30.

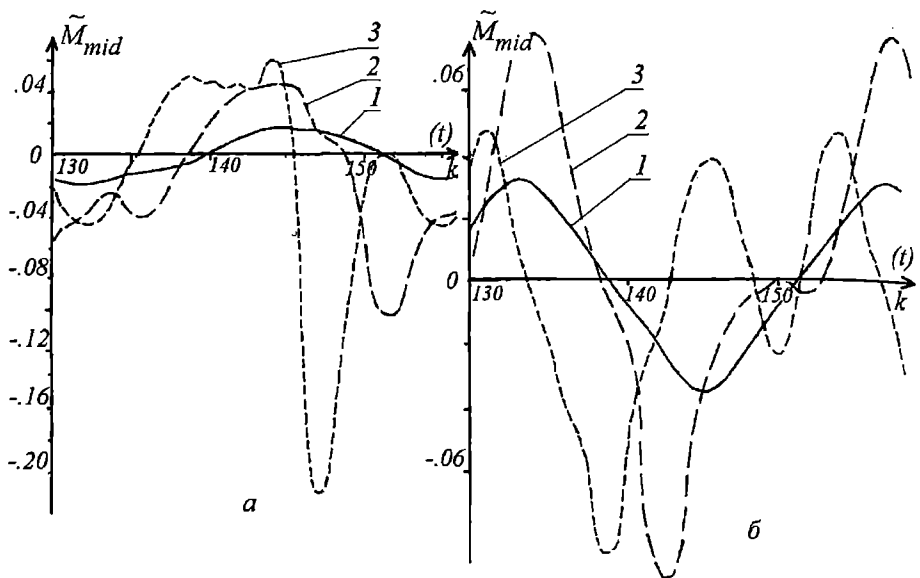


Рис.1. Временная зависимость $M_{mid}(t)$ для
 а) контейнеровоза, б) балкера при крутизнах волн:
 1) $h_\lambda=0,02$; 2) $0,06$; 3) $0,12$; k - номер шага по времени t

Также было выявлено значительное редуцирующее влияние эффектов оголения и полного погружения в волны носовой оконечности судна на величину волнового момента на миделе. Эффекты оголения и заливания особенно четко прослеживались при сравнении расчетов моментов для балкера в грузу и в балласте (при удвоенной высоте надводного борта), а также в специальных расчетах для контейнеровоза при дополнительном увеличении высоты борта судна в носовой части на 15%.

Эффективным показателем асимметрии амплитудных значений момента является отношение $\mu^\pm = M^+ / |M^-|$, которое для судов с острыми обводами, в общем, уменьшается с увеличением крутизны волн и строго меньше единицы, тогда как для судов с полными обводами это отношение испытывает вариации в диапазоне значений 0,7-1,3 (рис. 2).

Рис. 2 показывает, что при крутизне волн порядка 0,04-0,08 в монотонной зависимости $\mu^\pm(h_\lambda)$ появляется локальный пик, который с увеличением полноты корпусов судов имеет тенденцию к возрастанию. При этом на формирование локального пика влияют скорость движения судна и относительная длина набегающих волн. Таким образом, для полных судов при умеренных крутизнах волн более вероятным является превышение перегибающих волновых моментов над прогибающими.

Отметим, что еще в 60-е годы прошлого века на зависимость перераспределения амплитудных значений волнового момента от полноты корпуса было обращено внимание в работе [11], исходя из анализа экспериментальных результатов Далзелла, полученных при испытаниях моделей судов типа *Mariner* на крутых волнах в опытовом бассейне Д. Тейлора.

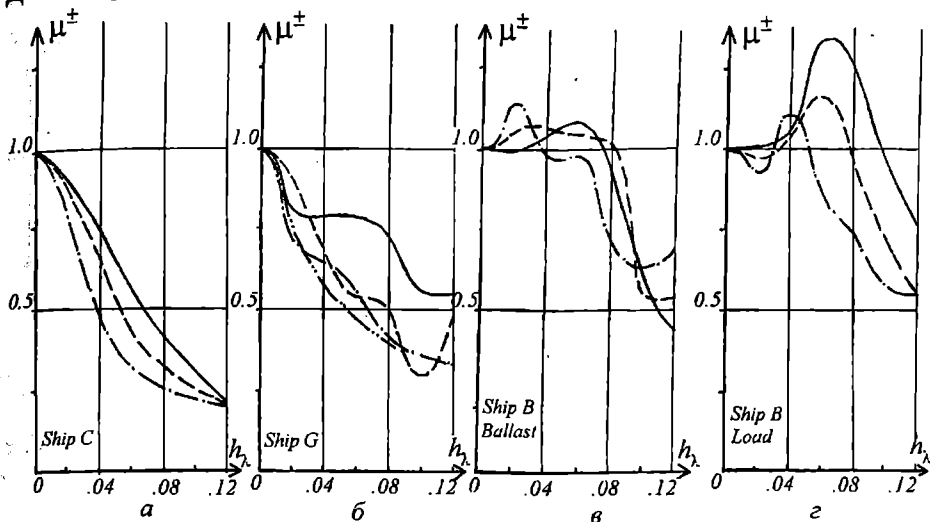


Рис.2. Зависимость параметра μ^\pm от крутизны волн и скорости движения судна для а) контейнеровоза ($C_b = 0,575$); б) сухогруза (0,614); в) балкера в балласте (0,785) и г) балкера в грузу (0,815) при $\lambda_L = 1$ и $Fr = 0,05$ (-----), 0,10 (-.-.-), 0,15 (-.-.-.-).

Важной частью исследований являлась разработка подходящих аппроксимаций зависимости амплитуд момента M^\pm от основных параметров волн и судна, поскольку полученный объем расчетов создавал определенные предпосылки для получения таких аппроксимаций. С этой целью, следуя предложениям проф. Г.В. Бойцова (ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова), амплитудные значения момента M^\pm были перенормированы на величину $M_1^{lin} = M^{lin}(h_D = 1, \lambda_L = 1)$ – линейное значение амплитуды изгибающего момента, и построены зависимости величины $\hat{M}^\pm = M^\pm / M_1^{lin}$ от отношения $h_D = h_w / D$ при $h_D \leq 1,75$. По этим зависимостям для каждого судна далее были определены верхние огибающие $\hat{M}_{sup}^\pm(h_D)$ (рис. 3) при варьировании всех других параметров (скорости движения судна, относительной длины волн, грузового состояния).

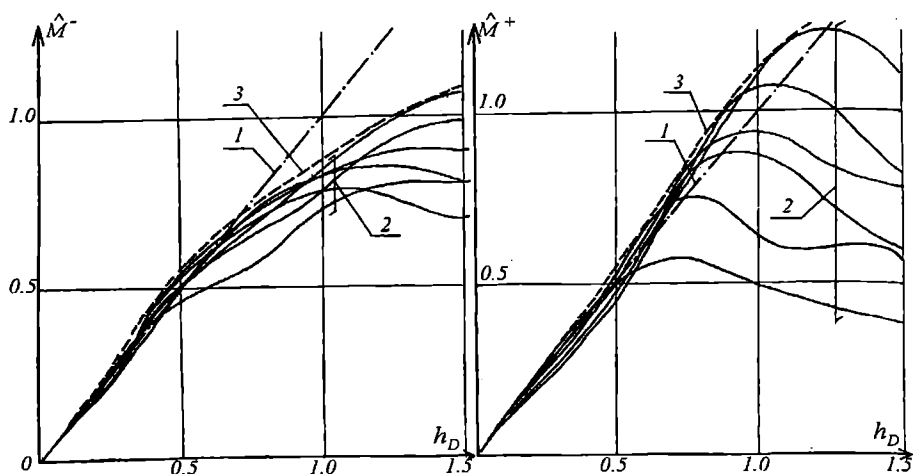


Рис. 3. Семейство зависимостей $\hat{M}^\pm(h_D)$ (2) и их верхние огибающие $\hat{M}_{\text{sup}}^\pm(h_D)$ (3) для балкера; -.-.-.- линейная зависимость момента (1)

Анализ результатов для всех судов показал, что огибающие амплитуд момента могут быть аппроксимированы по отношению h_D зависимостью (см. рис. 4)

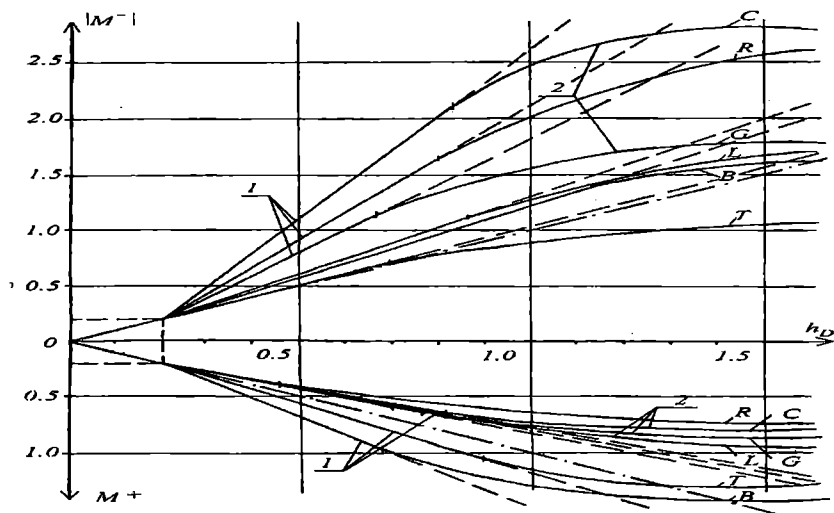


Рис. 4. Огибающие амплитуд $\hat{M}_{\text{sup}}^\pm(h_D)$ для контейнеровоза (С), сухогруза (G), лихтеровоза (L), ролкера (R), танкера (Т) и балкера (В); 1) составляющая $\Delta M_1^\pm(h_D)$, 2) составляющая $\Delta M_2^\pm(h_D)$; -.-.-.- линейная экстраполяция волнового момента

$$\begin{aligned} \hat{M}_{sup}^{\pm}(h_D) &= [h_D \pm \Delta M_1^{\mp}(h_D) - \Delta M_2^{\mp}(h_D)] , \quad h_D \in [0; 1.75]; \quad (4) \\ \Delta M_1^{\mp}(h_D) &= m_1^{\mp}(h_D - 0,2) , \quad h_D \geq 0,2, \\ \Delta M_2^{\mp}(h_D) &= m_2^{\mp}((h_D - h_{D*}^{\mp}) / (1,5 - h_{D*}^{\mp}))^{n^{\mp}} , \quad h_D \geq h_{D*}^{\mp}, \end{aligned} \quad (5)$$

где $\Delta M_1^{\mp}(h_D)$, $\Delta M_2^{\mp}(h_D)$ – нелинейные составляющие в волновом моменте, вторая из которых связана с редуцирующим влиянием заливания и оголения носовой оконечности;

h_{D*}^{\mp} – пороговое значение отношения h_D для данного редуцирующего эффекта в волновом моменте.

Числовые значения параметров аппроксимации (4) для рассмотренных судов приведены ниже в табл. 2.

Таблица 2

Числовые значения параметров аппроксимации волнового момента

Тип судна	Конт-з	Сух-з	Ролкер	Лихтер	Танкер	Балкер (груз)	Балкер (балласт)
c_b / α	0,806	0,846	0,741	0,809	0,923	0,928	0,968
m_1^-	2,00	1,03	1,42	0,35	0,070	0,60	0,27
m_1^+	0,23	0,29	0,18	0,24	-0,20	-0,51	-0,13
h_{D*}^-	0,80	0,60	0,80	0,80	0,60	0,55	1,20
h_{D*}^+	0,65	0,85	0,40	0,75	0,90	0,70	0,80
m_2^-	1,31	0,87	0,79	0,27	0,52	1,03	0,15
m_2^+	0,405	0,22	0,45	0,22	0,43	0,80	0,28
n^-	1,61	1,44	1,98	1,58	1,45	1,44	1,58
n^+	1,64	1,65	1,49	1,65	1,43	1,37	1,18
M_1^{lin}	0,090	0,089	0,094	0,104	0,090	0,090	0,090

Анализ этих данных показал, что пороговые значения отношения h_{D*}^{\pm} и показатели степени n^{\pm} могут быть далее аппроксимированы по коэффициенту полноты c_b / α некоторым полиномом, однако для основных параметров аппроксимации – коэффициентов $m_{1,2}^{\pm}$, как это видно из табл. 2, монотонная зависимость по данному отношению, к

сожалению, отсутствует. Для подходящей аппроксимации зависимости коэффициентов $m_{1,2}^{\pm}$ от характеристик корпуса судна необходим дальнейший анализ данных табл. 2, в частности, с отдельным учетом коэффициентов полноты C_b и α , а также, возможно, высоты надводного борта в носовой оконечности корпуса или других характеристик судна, влияющих на нелинейные эффекты в волновом моменте.

В завершение статьи обратим внимание еще на два обстоятельства. Во-первых, в линейных расчетах волновых нагрузок на суда основное значение имеет амплитуда (полуразмах) волнового момента $\hat{M}_a = (\hat{M}^+ + |\hat{M}^-|) / 2$ [2, 5, 6], поэтому ниже в табл. 3 приведен пример расчета величины \hat{M}_a .

Таблица 3

Полуразмахи (амплитуды) волнового момента при $\lambda_L = 1,0$, $Fr \cong 0,10$

Тип судна	Контейнеровоз	Сухогруз	Ролкер	Лихтер	Танкер	Балкер (балласт)	Балкер (груз)
$h_D = 0,25$	0,275	0,255	0,240	0,240	0,250	0,260	0,255
0,50	0,690	0,620	0,535	0,490	0,520	0,490	0,450
0,75	1,08	0,795	0,825	0,675	0,710	0,725	0,395
1,0	1,22	0,765	1,15	0,880	0,700	0,970	0,455
1,25	1,24	0,765	1,29	1,10	0,775	1,11	0,490

Данные в табл. 3 показывают, что для полуразмахов нелинейные эффекты проявляются в меньшей степени, чем для амплитудных значений момента.

Во-вторых, приведем нормативные значения волнового момента по рекомендациям Английского Ллойда (также с учетом нормировки на величину M_1^{lin} по последней строке в табл. 2) для сравнения их с расчетными данными автора. Отметим, что эти рекомендации, как и нормативные формулы других Классификационных Обществ, входящих в МАКО, являются предельно простыми и включают только три характеристики судна – главные размерения L, B и коэффициент полноты C_b [4, 5], тогда как результаты численных расчетов указывают на чувствительность волнового момента к вариациям целого ряда характеристик корпуса судна и волн.

Если сравнить нормативные значения в табл. 4 с графиками на рис. 4, то видно, что эти значения, вообще говоря, меньше (особенно для прогибающих моментов острых судов) чем максимальные значения

моментов, полученных аппроксимацией огибающих для результатов численных расчетов. Это очевидное несоответствие, особенно для острых судов, отмечалось в последние годы и в отчетах Конгрессов по судостроению ISSC [6], оно требует своего обоснования и не должно игнорироваться в дальнейших исследованиях волновых моментов в нелинейном приближении. Обратим внимание на два обстоятельства.

Таблица 4

Нормативные значения волнового момента по Английскому Ллойд

Судно	Кон-з	Сух-з	Ролкер	Лихт-з	Танкер	Балкер
$ M^- $	0,713	0,798	0,543	0,655	0,716	0,831
M^+	0,587	0,754	0,438	0,582	0,698	0,798

Во-первых, прогибающие моменты скоростных судов имеют ярко выраженный динамический характер, близкий к моментам от слеминга бортом с эффективным полупериодом действия во времени, почти на порядок меньшим полупериода изменения момента в линейном приближении (см. рис. 1,а). И, во-вторых, полученные выше результаты основаны на чисто детерминированной схеме без учета вероятностей появления волн заданной длины и крутизны. В то же время совершенно ясно, что с увеличением длины судов крутизны реально действующих на них ветровых волн в море будут уменьшаться. Кроме того, следует принимать во внимание и редуцирующий эффект от групповой структуры крупномасштабных энергонесущих волн в шторме.

Выводы

1. Асимметрия амплитудных значений и ангармоничность изменения во времени являются основными нелинейными эффектами в волновом моменте на миделе судов при продольной качке на регулярных волнах конечной амплитуды. Эти эффекты начинают проявляться, когда крутизна волн имеет порядок 0,05 – 0,06, однако при увеличении скорости движения судна пороговые значения крутизны могут уменьшаться до значений 0,025 – 0,030.

2. Эффект перераспределения прогибающих и перегибающих амплитуд волнового момента является противоположным для судов с острыми и полными обводами: для острых судов отношение $\mu^\pm = M^+ / |M^-| < 1$ всегда, тогда как для полных судов это отношение в основном больше единицы. Существенное влияние на эти эффекты оказывают оголение и заливание носовой части судна.

3. Расчеты показали существенную зависимость волнового момента от параметров волн и характеристик судна, тогда как современные требования МАКО к нормативным значениям волнового момента имеют тенденцию к максимальному упрощению расчетных формул. Такой подход можно понять, если эти требования используются только на начальных стадиях проектирования, а затем либо модель судна испытывается в опытовом бассейне, либо судно рассчитывается с помощью компьютерной программы в широком диапазоне параметров волн и судна для уточнения зависимости волнового момента от этих параметров. Кроме того, следует отметить, что нормативные значения волновых моментов по требованиям МАКО соответствуют сравнительно пологим регулярным волнам с относительными высотами $h_D \sim 0,45-0,75$, что находится в некотором противоречии с представлениями и общей статистикой о реальных высотах ветровых волн, с которыми суда встречаются в море при попадании в экстремальные штормовые условия. Особенно это касается встречи судами так называемых аномальных волн с высотами порядка 25-30 м.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бубнов И.Г. *О нормах допускаемых напряжений в различных судовых конструкциях: Избранные труды.* – Л.: Судостроение, 1956.
2. *Проблемы прочности судов. (Системный подход к расчету и проектированию корпусных конструкций) / Под ред. проф. В.С. Чувиковского.* – Л.: Судостроение. – 1975. – 368 с.
3. *Principles of Naval Architecture. Volume III / Motions in Waves and Controllability // Publication by SNAME.* – N.Y., USA. – 1989. – 429 p.
4. *Bojtsov G.V., Kudrin M.A. Drawbacks of the present system of unified requirements to ship hull global strength and potential ways to rectify them // Труды второй Международной конференции по судостроению / Секция С (ISC'98).* – СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 1998. – С. 193-200.
5. *Козляков В.В. Вопросы оценки предельной пластической прочности корпусов судов // Труды Международной конференции «Проблемы прочности и эксплуатационной надежности судов, ПЭНС-99».* – Владивосток: ДГТУ, 1999. – С. 12-19.
6. *Proceedings of 13-th International Ship Structure Congress / Committee 1.2. Loads.* – China, 1997. – P. 61-115.
7. *Сердюченко А.Н. Динамика морских волн и судна в шторме с учетом нелинейных эффектов // Гидромеханика: Межвед. сб. научн. трудов.* – К.. – 1998. – Т. 72. – С. 112-134.

8. *Serdjuchenko A.N. Nonlinear Calculations of Ship Motion and Midship Bending Moments in Finite Amplitude Head Waves // Труды Международн. конференции «Корабли и океанотехника. Проблемы и перспективы, SOPP'01». Часть 1. – Владивосток: ДГТУ, 2001. – С. 360-369.*
9. *Dynamic Loading for Structural Analysis of Fine Form Container Ship Based on Non-Linear Large Amplitude Motions and Loads Method / Shiu Y-S., Chung J.S., Lin W.M., Zhang S., Engle A. // Trans. SNAME. – 1997. – Vol. 105. – P 127-154.*
10. *Сердюченко А.Н., Румянцева И.Б. Гидродинамические характеристики волн Стокса, близких к предельным // Судостроение: Респуб. межвед. научн.-техн. сб. – Киев-Одесса: Вища школа, 1987. – Вып. 36. – С. 19-23.*
11. *Козляков В.В., Плеханов Ю.В. О суммировании волновых нагрузок на нерегулярном волнении // Тр. НТО Судпрома. – Л., 1967. – Вып. 93. – С. 21-31.*

Надійшла 25.05.05

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ГЛАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАССАЖИРСКИХ СУДОВ ВНУТРЕННЕГО И СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ НА НАЧАЛЬНЫХ СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В статье описывается метод определения главных размерений и характеристик пассажирских судов внутреннего и смешанного плавания (ПСВСП) на начальных стадиях проектирования в зависимости от проектного коэффициента комфортабельности и района плавания судна. Приведена классификация ПСВСП в зависимости от районов плавания.

Ключевые слова: пассажирское судно, проектирование, район плавания, размерения и характеристики, коэффициент комфортабельности.

Украина относится к числу европейских стран с развитой системой судоходных внутренних водных путей (ВВП), общая протяженность которых равна 2923,5 км. Международные пути (категории «Е») согласно Классификации европейских внутренних водных путей составляют 1176 км [5. С.9].

Пассажирский круизный флот внутреннего плавания отечественных судовладельцев на сегодняшний момент выполняет круизные рейсы в смешанном сообщении Днепр – Черное море – устьевые порты Дуная, Черное море (Несебр, Констанца) – Азовское море – Дон – Волго-Донской канал – Волга – Волго-Балтийский канал – Нева (Санкт-Петербург), а также круизы по р. Дунай от германского п. Пассау в дельту Дуная.

В перспективе возможна организация круизных рейсов по Дунаю с выходом в Единую сеть европейских ВВП через канал Дунай-Майн-Рейн; по притокам Днепра – Десне и Припяти, а также с заходами в белорусские порты Днепра и его притоков; по р. Днестр в верхнем и нижнем течении. Кроме того, интенсивное развитие туристического движения в странах Европы, Украине и России создает благоприятные предпосылки для организации круизных маршрутов: Киев – Вена, Киев – Одесса – зарубежные порты Черного и Средиземного морей. Открытие в 2014 году российских внутренних водных путей для судов зарубежных стран создаст возможность для работы круизных судов отечественных владельцев между портами Дуная, Днепра, Черного, Средиземного морей, Дона, Волги вплоть до Санкт-Петербурга и Соловецких островов на севере и портов Каспийского моря на юге.

Вполне очевидно, что при проектировании круизных судов, совершающих рейсы в столь различной гидрологической обстановке, необходимо учитывать габаритные ограничения главных размерений, определяемых судоходной обстановкой на речных участках, габаритными ограничениями шлюзов, мостов и прочих гидротехнических сооружений, обеспечение надлежащих мореходных качеств судна в морских условиях и удовлетворение требований Международной конвенции по охране человеческой жизни на море (СОЛАС) и Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ).

С учетом этого, пассажирские круизные суда, предназначенные для работы на ВВП стран Западной и Восточной Европы, Украины, России, а также в смешанном сообщении между речными бассейнами этих стран в данной работе, классифицированы следующим образом.

Класс 1. Суда внутреннего плавания

Подкласс 1.1 – суда, габариты которых не превышают ограничений, установленных для ВВП классов I, II, III согласно классификации Европейских внутренних водных путей (ЕВВП). Как правило, габаритная длина таких судов не превышает 70,0 м, ширина 9,0 м, осадка и габаритная высота определяются, исходя из местных условий. Фактически, сегодняшний район плавания этих судов – это вся Единая сеть европейских ВВП, исключая, р. Днепр с притоками, Днестр и Единую глубоководную систему ВВП Российской Федерации (ЕГС ВВП РФ). Типичными представителями судов данного класса являются «Hansi», «Königstein».

Подкласс 1.2 – суда, габариты которых не превышают ограничений, установленных для ВВП классов IV, V, VI, VII согласно классификации ЕВВП. Как правило, габаритная длина таких судов находится в диапазоне 90-126 м, ширина не более 11,4 м, осадка находится в диапазоне 1,00-1,60 м, максимально допустимая высота от ватерлинии до верха несъемных частей – до 6,0 м. Сегодняшний район плавания этих судов – это европейские ВВП указанных классов, исключая, р. Днепр с притоками, Днестр и Единую глубоководную систему ВВП Российской Федерации (ЕГС ВВП РФ). Типичными представителями судов данного класса являются «Viking Europe», «Deutschland», «Swiss Corona», «Van Gogh», «Dresden».

Подкласс 1.3 – суда, габариты которых не превышают ограничений, установленных для ВВП классов V, VI, VII согласно классификации ЕВВП. Как правило, габаритная длина таких судов находится в диапазоне 90-126 м, ширина в диапазоне 15-22 м, осадка в диапазоне 1,00-1,80 м, максимально допустимая высота от основной линии до верха несъемных частей – до 8,3 м. В перспективе возможно увеличение длины судов этого класса до 148 м. Сегодняшний район плавания таких судов –

р. Дунай от германского п. Пассау до устья Дуная, участки р. Днепр и ЕГС ВВП РФ разрядов «Р», «О». Типичными представителями судов этого класса являются «Украина», «Волга», «Амур», «Mozart», «Donauprincessin», «a'Rosa Donna», «Primadonna».

Класс 2. Суда смешанного плавания

Подкласс 2.1 – суда, габариты которых не превышают ограничений, установленных для ВВП классов Vb, VI, VII согласно классификации ЕВВП. Суда данного подкласса могут иметь возможность эпизодической работы в прибрежных морских районах с пассажирами на борту. Как правило, главные размерения таких судов определяются ограничениями речных бассейнов, для которых проектируются данные суда. При этом для судов, работающих на ВВП указанных классов Украины и России, габаритную длину рекомендуется принимать не более 135,0 м, ширину – 16,5 м, осадку – 3,2 м, максимально допустимую высоту от ватерлинии до верха несъемных частей – 13,2 м. Сегодняшний район плавания этих судов – это р. Днепр от Киева до Херсона, Чёрное море от устья Днепра до устья Дуная и вдоль восточного побережья Крымского полуострова до п. Ялта – с марта по октябрь включительно, морской участок р. Дунай и ЕГС ВВП РФ разрядов «О», «М». Типичными представителями судов этого класса являются суда проектов 305, 785, 646, 301, 302, 92-016, Q-040, Q-056, Q-065.

Подкласс 2.2 – суда, габариты, которых не превышают ограничений установленных для ВВП классов IV – VII (либо для каждого класса в отдельности) согласно классификации ЕВВП, имеющие возможность постоянной работы в море с пассажирами на борту. Как правило, главные размерения таких судов определяются ограничениями речных бассейнов и условиями морских районов. Район плавания этих судов соответствует классам ПСП, ПСП Российского Морского Регистра, ПЗП, ПЗП Регистра Судноплавства Украины, а также соответствующим классам прочих классификационных обществ, предоставляющих возможность эксплуатации судов в смешанном сообщении. Типичными представителями этого класса являются нереализованные проекты судов «60 лет СССР», «Сайма».

Класс 3. Морские суда

Подкласс 3.1 – морские суда, габаритные размеры и конструктивные особенности которых дают возможность достаточно далеко продвигаться и регулярно беспрепятственно работать на ВВП различных классов. Суда данного класса не являются предметом исследований в данной работе.

Вполне очевидно, что вследствие навигационных ограничений речных бассейнов, методы определения главных размерений пассажирс-

ких судов внутреннего и смешанного плавания (ПСВСП) будут существенно отличаться от классических методов, принятых для проектирования морских судов и ярусного метода проектирования пассажирских судов, рекомендуемого в работе [3. С. 116-118]. Поэтому в данной работе процесс определения главных элементов ПСВСП разделен на девять этапов в такой последовательности:

- определение общей площади проектируемого судна;
- определение количества палуб и ярусов в корпусе и надстройке;
- определение конструктивной ширины судна;
- определение конструктивной длины судна;
- выбор осадки, определение коэффициента общей полноты, водоизмещения;
- определение высоты борта;
- сопоставление полученных значений с рекомендуемыми;
- определение потребной мощности главной и вспомогательной энергетических установок;
- оценка остойчивости.

Определение общей площади судна $S_{пп}$ рекомендуется производить по авторской методике, приведенной в [1.]

Количество ярусов в палубе и надстройке определяется по следующей формуле:

$$p = \frac{S_{пп}}{9,96N - 0,015N^2} \quad (1)$$

где $S_{пп}$ – общая площадь судна, м²,
 N – пассажировместимость, чел.

Полученное значение p округляется до ближайшего целого числа. В зависимости от определенных далее размерений количество ярусов можно изменять в ту или иную сторону с последующим пересчетом размерений судна.

Ширина судна по конструктивную ватерлинию определяется по формуле

$$B = n_k l_k + m_n b_n + 2t_{з.б} + k_{м.п} t_{м.п} \quad (2)$$

где n_k – число кают по ширине судна;
 l_k – длина каюты, м;
 m_n – число проходов (коридоров) между каютами;
 b_n – ширина проходов (коридоров) между каютами, м;
 $t_{з.б}$ – толщина изоляции и зашивки борта, м;
 $k_{м.п}$ – количество каютных переборок смежных с коридорами;
 $t_{м.п}$ – толщина каютных переборок смежных с коридорами, м.
 Толщина изоляции и зашивки борта принимается равной 0,4-0,5 м. Толщина каютных переборок смежных с коридорами принимается равной 0,06-0,08 м. Ширина проходов выбирается согласно требо-

ваниям правил Классификационного общества, действующих национальных нормативных актов по охране труда. Для судов, проектируемых на класс Регистра Судоходства Украины, Российского Морского Регистра Судоходства, Российского Речного Регистра, ширина магистральных коридоров должна приниматься не менее 0,9 м, боковых – не менее 0,8 м.

Внутренние габаритные размеры пассажирских кают можно определить несколькими способами. Первый способ – принять по прототипу, исходя из габаритных размеров кают судов аналогичного уровня комфорта, работающих в пределах того же района плавания, что и проектируемое судно. Второй способ – применить размеры стандартных каютных модулей, разработанных фирмами-производителями кают и судовой мебели. В случае невозможности применения первых двух вариантов – разработать новые размеры, исходя из пожеланий заказчика с учетом действующих нормативных документов в этой области. Выбранная таким образом ширина не должна превышать предельную ширину, указанную в таблице 3.

Длина судна по конструктивную ватерлинию определяется по следующей формуле:

$$L_{\text{кал}} = \frac{k_{\text{НП}} S_{\text{ПП}}}{BC_w}, \quad (3)$$

где $k_{\text{НП}}$ – статистический коэффициент, учитывающий долю площади нижней палубы в общей площади судна; коэффициент $k_{\text{НП}}$ определяется по таблице 1;

C_w – коэффициент полноты ватерлинии

Таблица 1

Определение коэффициента $k_{\text{НП}}$

Количество ярусов в корпусе и надстройке	Коэффициент $k_{\text{НП}}$	Примечания
2	0,47-0,48	
3	0,32-0,34	0,26 – для судов с открытыми участками палуб в виде обносов
2/3/2	0,41	
4	0,23	
5	0,19-0,20	0,17 – для судов с открытыми участками палуб в виде обносов

Обозначение «2/3/2» относится к судам классов 1,2-1,3, у которых в средней части в районе расположения кают для пассажиров и экипажа – 3 яруса, по оконечностям в районе расположения общественных помещений – 2 яруса.

Коэффициент полноты ватерлинии C_w выбирается в зависимости от типа движителя:

- для судов с гребными винтами $C_w = 0,87-0,9$;
- для судов с винто-рулевыми колонками и установками типа «насос-водомёт» $C_w = 0,93-0,95$.

Если полученная длина судна оказалась больше, чем рекомендуемая для предполагаемого района плавания, либо не может быть принята для дальнейшей работы по иным соображениям, рекомендуется изменить количество ярусов и (или) ширину в большую или меньшую сторону.

В каждом речном бассейне, как правило, существуют свои ограничения и рекомендации по осадке для пассажирских судов. На первом этапе выбора главных размерений для проектируемого судна рекомендуется принять максимально допустимую осадку, рекомендуемую компетентными органами речного бассейна, либо по статистическим данным для судов, работающих на предполагаемой линии с учетом проходных глубин в период мелководья. Данные по рекомендуемым осадкам приведены в таблице 3.

Весовое водоизмещение судна может быть определено, исходя из следующего уравнения:

$$\Delta = C_b \gamma L B d, \text{ т.} \quad (4)$$

При определении C_b для судов класса 2,1-2,2, которым требуются достаточно мореходные обводы для работы в море, рекомендуется использовать следующую формулу:

$$C_b = 1,34 - 3,11 Fr. \quad (5)$$

Для судов внутреннего плавания классов 1,1-1,3 C_b рекомендуется принимать по прототипу, т.к. за последние несколько лет наметилась тенденция придавать таким судам достаточно полные обводы ($C_b = 0,8-0,85$). Подобное обстоятельство позволяет увеличить общую площадь судна и водоизмещение в тех же габаритах, а также уменьшить в носовой части судна количество помещений неправильной конфигурации.

В некоторых случаях, уже на первых этапах проектирования, необходимо знать водоизмещение судна порожнем и его дедвейт. Дедвейт судов, оснащенных станциями очистки сточных вод, можно определить по статистической формуле

$$d_w = (0,12 \div 0,17) \Delta, \text{ т.} \quad (6)$$

Для судов смешанного плавания, нуждающихся в балластировке для перехода морем, суммарный дедвейт (запасы и необходимый переменный водяной балласт) рекомендуется принимать около 35-45% от водоизмещения судна по КВЛ с последующим контрольным пересчетом осадки, необходимой для морского перехода.

Поскольку уравнение 4 носит универсальный характер, практически не учитывающий районов плавания, с целью предотвращения переутяжеления корпуса будущего судна либо, наоборот, недостатка прочности, для контроля рекомендуется определять значение относительного водоизмещения судна порожнем по формуле

$$\Delta'_{пор} = \frac{\Delta_{пор}}{N}, \text{ т/пасс.} \quad (7)$$

Полученное значение $\Delta'_{пор}$ необходимо сравнить со значениями для действующих судов соответствующих классов, приведенными в таблице 2.

Таблица 2

Диапазоны значений относительного водоизмещения порожнем $\Delta'_{пор}$

Класс судна	Диапазон значений $\Delta'_{пор}$ т/пасс
1.2-1.3	0,3-0,36
2.1	0,37-0,42
2.2	ок. 0,5

В случае, если найденное значение $\Delta'_{пор}$ выходит за рамки указанного диапазона, необходимо произвести корректировку коэффициента общей полноты C_b , либо главных размерений судна. При дальнейшем проектировании, с целью снижения строительной стоимости судна и получения благоприятных коммерческих характеристик судна в эксплуатации, желательно придерживаться нижних границ статистических диапазонов $\Delta'_{пор}$, указанных в таблице 2.

Высота борта судов может быть определена по следующей формуле:

$$D = h_{mn} + h_{ном}, \text{ м} \quad (8)$$

где h_{mn} – высота междудонного пространства, определяемая согласно правилам соответствующего классификационного общества либо принимаемая по прототипу;

$h_{ном}$ – рекомендуемая санитарными правилами высота помещений, располагаемых в корпусе судна (на нижней палубе). В случае, если рекомендуемая санитарными правилами высота помещений в сумме с высотой помещений верхних палуб превышает рекомендуемую максимальную габаритную высоту для данного речного бассейна, рекомендуется высоты помещений принимать по прототипу. Данное отступление от правил необходимо будет согласовать с надзорными органами.

Полученная высота борта должна удовлетворять следующему неравенству:

$$D \geq d_{\text{квл}} + F_{\text{м}}, \quad (9)$$

где F – минимальная высота надводного борта, м, определяемая согласно правилам соответствующего классификационного общества, в зависимости от предполагаемого района плавания.

Если $D \leq d_{\text{квл}} + F$, то в качестве высоты борта принимается значение суммы расчетной осадки и минимальной высоты надводного борта с последующей корректировкой высоты междудонного пространства и помещений.

После того как были получены значения длины, ширины, осадки и высоты борта, необходимо их сверить с рекомендуемыми предельными значениями для данного речного бассейна, приведенными в таблице 3, и соотношениями главных размерений, приведенными в таблице 4.

Таблица 3

Рекомендуемые предельные значения главных размерений

Класс судна	Длина, м	Ширина, м	Осадка, м	Габаритная высота, м
1.2	126,0	11,40	1,50	6,00 от ГВЛ
1.3	126,0	рекомендуется 11,40 допускается до 23,00	1,50	8,30 от ОЛ
2.1	136,0	16,50	3,25	13,20 от ГВЛ
2.2	устанавливаются ограничениями речного бассейна			

Таблица 4

Соотношения главных размерений ПСВСП

Класс судна	L/B	$L/D_{\text{нк}}$ *	D/d	B/D	B/d
1.2	8,5-11,0	27,5-29,6	3,8-5,9	2,8-3,3	6,7-11,3
1.3	5,6-9,2	15,8-22,1	1,6-2,2	1,6-3,9	5,0-13,7
2.1	6,4-8,0	11,6-13,7	1,6-2,5	1,3-1,6	5,1-8,3

* – $D_{\text{нк}}$ – высота прочного корпуса судна, м

Если какая-либо из величин L , B , d выходят за указанный диапазон, то следует принять её предельное значение для данного района плавания. В таком случае пассажировместимость судна может отличаться

от требуемой в задании на проектирование, что приведет к необходимости ее изменения либо снижения уровня комфортабельности судна.

Суммарная мощность главной энергетической установки определяется по формуле

$$N_e = k_b \cdot N_b, \text{кВт}, \quad (10)$$

где N_b – условная мощность, кВт,

$$N_b = \frac{0,116 \cdot \Delta^{2/3} \cdot v^3 \cdot B}{L^2 \cdot C_b}, \quad (11)$$

где v – скорость судна, км/ч;

k_b – коэффициент увеличения мощности

$$k_b = 14,86 - 1,81 \text{Ln}(N_b). \quad (12)$$

Мощность вспомогательной энергетической установки можно определить по статистической формуле

$$N_{др} = (4,04 \div 5,32)N, \text{кВт}, \quad (13)$$

где N – пассажировместимость, чел.

В процессе дальнейшего проектирования, в целях снижения энергопотребления, рекомендуется придерживаться нижней границы указанного диапазона.

Для оценки остойчивости на начальных стадиях проектирования рекомендуется использовать уравнение остойчивости

$$h = z_c + r - z_g, \quad (14)$$

преобразованное в формулу [4. С. 357]

$$h = \frac{1}{1 + \frac{C_b}{C_w}} d + \frac{B^2}{11,4d} \frac{C_w^2}{C_b} - a_3 D, \text{м}, \quad (15)$$

где $a_3 = \frac{z_g}{D}$ – коэффициент, зависящий от количества ярусов судна и его нагрузки, который ориентировочно можно принять равным 0,95-1,2; при этом меньшие значения характерны для судов с одним-двумя ярусами надстройки, большие – с тремя-четырьмя ярусами.

Если на верхних палубах двух-, трехъярусного судна предполагается обустройство плавательного бассейна, камбуза либо установка другого тяжелого оборудования, то значения коэффициента a_3 рекомендуется принимать равными 1,14-1,2.

На основе использования авторского метода определения общей

площади судна и вышеописанного алгоритма выбора главных элементов для судна имеющего категорию комфортабельности «4 звезды», проектный коэффициент комфортабельности – 4,45, район плавания соответствующий классу 1.3, были получены главные размерения и характеристики, указанные в таблице 3.

В качестве прототипа выбрано судно типа «a'Rosa Bella», работающее на Дунае. Данная серия судов по оценкам специалистов имеет благоприятные коммерческие показатели и, в целом, хорошо себя зарекомендовала при эксплуатации на дунайских круизных маршрутах. Как видно из таблицы 5, расхождение полученных значений с прототипом не превышает 5,1% – для главных размерений и 6-12% для характеристик площадей. Характеристики площадей при дальнейшем их распределении между помещениями в соответствии с требованиями национальных санитарных правил и требованиями круизного рынка для судов данной категории комфортабельности необходимо уточнить и ввести в диапазон статистических данных о площадях функциональных блоков помещений, указанных в [2. С.32-33].

Таблица 5

Главные размерения и характеристики проектируемого судна и прототипа

Характеристика	Проектируемое судно	Прототип, т/х «a'Rosa Doppa»	Расхождение полученных значений с прототипом, %
Проектный коэффициент комфортабельности	4.45	4,45	-
Пассажировместимость, чел	200	200	-
Общая площадь, м ²	4270	4555	6,3
Площадь пассажирского блока, м ²	2990	3090	3,2
Относительная площадь пассажирского блока, м ² /пасс	15,0	15,5	-
Площадь прочих помещений, м ²	1281	1465	12,6
Количество ярусов (в т.ч. в корпусе)	3	3	-
Ширина по КВЛ, м	14,0	14,0	-
Длина по КВЛ, м	112	118	5,1
Осадка по КВЛ, м	1,5	1,5	-
Водоизмещение по КВЛ, т	1952	2035	4.1
Мощность главной энергетической установки, кВт	1460	1600	8,75

Более низкая мощность главной энергетической установки по сравнению с прототипом связана с тем, что значения длины и водоизмещения по КВЛ, которые являются составляющими формулы (11), также отличаются от судна «*Rosa Donna*» в меньшую сторону.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Сёмин А.А. Влияние комфортабельности на выбор главных размерений // Вісник ОНМУ № 17. – Одесса: ОНМУ. – 2005.*
2. *Сёмин А.А. Речные лайнеры // Судоходство. – 2005. № 3-6. – С.32.*
3. *Морские пассажирские суда / Ю.А.Будницкий, Г.П.Пилипенко, А.Г.Чукавин, В.С.Петухов. – Л.: Судостроение, 1989. – 224 с.*
4. *Вицинский В.В., Страхов А.П. Основы проектирования судов внутреннего плавания. – Л.: Судостроение, 1970. – 454 с.*
5. *Шпигельман Я.Е. Дунай в Единой сети европейских внутренних водных путей // Судоходство. – 1998. – 55 с.*

Надійшла 22.11.2005

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В статье сформулирована задача оптимального проектирования судовых конструкций как задача многокритериальной оптимизации. В качестве примера рассмотрена оптимизация несущих конструкций люковых крышек сухогрузного судна. Для определения оптимальных параметров конструкции использован алгоритм случайного поиска в сочетании с МКЭ.

Ключевые слова: оптимальное проектирование, многокритериальная оптимизация, целевая функция, ограничения, надежность, экономичность, коэффициент запаса.

Оптимальное проектирование конструкций является технико-экономической проблемой, которая может быть сформулирована как задача математического программирования по отысканию экстремума некоторого критерия оптимальности, который функционально зависит от параметров проектирования x_i и обычно называется критерием качества или целевой функцией.

Большинство задач оптимального проектирования являются сложными нелинейными задачами, в которых требуется минимизировать целевую функцию $\Phi\{X\}$ путем изменения компонент вектора переменных проектирования $\{X\}^T = (x_1, x_2, \dots, x_n)$. В общем виде задача оптимизации конструкции сводится к нахождению такого вектора $\{X^*\}^T = (x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*)$, с помощью которого решается задача

$$\Phi\{X\} \rightarrow \min \quad (1)$$

с учетом системы проектных ограничений

$$g_j\{X\} \leq, =, \geq b_j \quad (j=1, 2, \dots, m). \quad (2)$$

В зависимости от вида функции качества, наличия и вида ограничений находят применение те или иные методы математического программирования (линейные, нелинейные, динамическое программирование, методы случайного поиска и др.).

Однако наиболее важные практические результаты были получены лишь при использовании численных методов прямого анализа конструкций в сочетании с одним из методов оптимизации. Полученное оптимальное решение может служить в качестве образца, к которому надо стремиться при проектировании реальной конструкции.

В условиях реального проектирования строительных, судовых, авиационных конструкций проектировщику приходится считаться зачастую не с одним, а с несколькими, обычно противоречивыми критериями и преследовать несколько экстремальных целей.

В таких случаях задача оптимального проектирования является задачей многокритериальной оптимизации и может быть представлена следующим образом: найти вектор переменных проектирования $\{X^*\} \in \Omega$, который минимизирует целевую функцию

$$\Phi\{X\} = [f_1\{X\}, f_2\{X\}, \dots, f_k\{X\}] \rightarrow \min, \quad (3)$$

где $f_i\{X\}$ – критерии качества.

При этом задача состоит в одновременной минимизации k критериев

$$f_i\{X\} \rightarrow \min \quad (i = 1, 2, \dots, k). \quad (4)$$

Вектор $\{X\}$ принадлежит допустимому множеству Ω , которое определяется системой ограничений (2).

При многокритериальной оптимизации обычно не существует единственного решения, которое было бы оптимальным для всех критериев одновременно. В этом случае можно говорить лишь об удовлетворительном или компромиссном решении, называемым оптимумом по Парето (или Парето-оптимальным решением), которое не обязательно содержит только оптимальные точки [1].

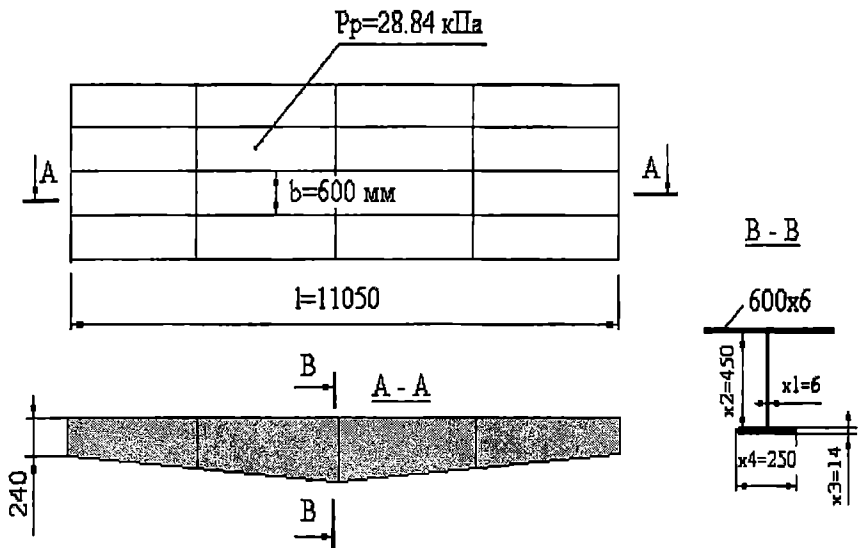
Постановка многокритериальной задачи отличается большей близостью к реальной проблеме проектирования и свободна от излишней идеализации проектируемого объекта.

В настоящее время нет строгой математической теории многокритериальной оптимизации, однако в практической деятельности подобные задачи успешно решаются [2], [3]. Методы решения многокритериальных задач оптимизации основаны на двух подходах:

- ранжирование критериев с использованием метода экспертных оценок;
- построение глобального скалярного критерия как функции исходных критериев.

В качестве примера решения такой задачи рассмотрим оптимизацию несущих конструкций твиндечных люковых крышек, обнаруживших в процессе эксплуатации низкую надежность (рис.1).

Выход из строя указанных конструкций, достаточно часто встречающийся на современных сухогрузных судах, сопряжен с серьезными аварийными ситуациями, порчей груза и приводит к существенному экономическому ущербу. Поэтому вопросы, связанные с рациональным проектированием конструктивных элементов люковых крышек, приобретают первостепенное значение и должны найти отражение в нормативных документах.



*Рис. 1. Твиндечная крышка судов типа «Муром»
(трюм №2) ($V = 0.06225 \text{ м}^3$)*

В рассматриваемой задаче приняты два критерия оптимальности:

- минимум среднеождаемых суммарных затрат на изготовление и эксплуатацию конструкции за весь срок службы

$$Z = S_0\{X\} + Q\{X\}U\{X\}, \quad (5)$$

где $S_0\{X\}$ – стоимость изготовления конструкции;

$Q\{X\}$ – вероятность разрушения конструкции;

$U\{X\}$ – ущерб от отказа, включающий стоимость ремонта и убыток, связанный с нарушением процесса эксплуатации;

$\{X\}^T = \{x_1, x_2, x_3, x_4\}$ – вектор оптимизируемых параметров (см. рис. 1).

- минимальный объем конструкции

$$F = (x_1 \cdot x_2 + x_3 \cdot x_4)l \rightarrow \min. \quad (6)$$

Задача сформулирована следующим образом.

Найти такие размеры основного несущего элемента люковой крышки, которые обеспечивают минимум среднеожидаемых суммарных затрат с учетом возможного ущерба от разрушения, а также минимальный вес конструкции при удовлетворении ограничений по напряжениям, жесткости и соблюдении конструктивно-технологических требований.

На первом этапе решения задачи определялись оптимальные характеристики надежности конструкции из условия минимума среднеожидаемых суммарных затрат на изготовление и эксплуатацию (5), которая в простейшем случае может быть представлена в функции от условного коэффициента запаса [4]

$$Z = K^{\theta} + N(\bar{U} + \hat{S}K^{\theta})\exp[-P^{\bar{K}p}(K-1)^{Kp}], \quad (7)$$

где $K = P_{np}/P_0$ – условное значение коэффициента запаса;

P_{np}, P_0 – предельное значение несущей способности по нагрузке и условное расчетное значение нагрузки, близкое к ее среднему значению.

Для основного ребра жесткости люкового закрытия параметры P_{np} и P_0 конкретизируются следующим образом:

$P_{np} = W_{пл} \phi_{пл} \sigma_{\tau}$ – предельное значение изгибающего момента;

$W_{пл}$ – пластический момент сопротивления ребра;

$P_0 = 0,125 P_p b l^2$ – расчетное значение изгибающего момента;

$\sigma_{\tau} = 295$ МПа – предел текучести материала.

Параметры закона Вейбулла a_p и k_p можно определить по долговременным распределениям инерционных нагрузок с обеспеченностью 10^{-8} . Для сухогрузного судна длиной $L=15$ м при плавании в Северной Атлантике $a_p \approx (0,08-0,12)P_0$; $k_p \approx 1,0$.

Тогда $P = P_0/a_p \approx 10-12$. Остальные параметры, входящие в выражение (7), приняты равными:

$\bar{U} = U/S_0 = 10^2$ – средневероятный относительный косвенный экономический ущерб, вызванный повреждением конструкции крышки (вывод судна из эксплуатации, потеря прибыли, порча груза);

S_0 – базовая стоимость изготовления (модернизации) конструкции при

$K = 1,0$;

$\hat{S} = S/S_0 = 1,0$ – относительные затраты на ремонт конструкции;

$\theta = 2/3$ – эмпирический параметр в выражении для строительной стоимости, получаемый из анализа фактических затрат на изготовление конструкции;

$N = 10^8$ – число циклов переменных нагружений за срок службы судна T .

Тогда первый этап можно сформулировать как задачу определения величины момента сопротивления основного ребра жесткости $W_{пл}\{X\}$, который минимизирует целевую функцию вида (1). С учетом

принятых значений параметров целевая функция (7) переписывается следующим образом:

$$z = (W_{пл}\{X\}10^{-3})^{3/2} + 10^8[10^2 + (W_{пл}\{X\}10^{-3})^{3/2}]\exp[-12(W_{пл}\{X\}10^{-3} - 1)]. \quad (8)$$

В результате решения первого этапа задачи методом случайного поиска была получена оптимальная величина момента сопротивления основного ребра жесткости в средней части, соответствующая минимуму функции (7): $W_{опт}\{X\} = 2860\text{см}^3$.

На втором этапе решения отыскиваются параметры люковой крышки минимальной массы с полученным оптимальным уровнем надежности. В качестве целевой принимается функция площади поперечного сечения

$$F = x_1x_2 + x_3x_4 \rightarrow \min. \quad (9)$$

Оптимальное значение пластического момента сопротивления $W_{опт}$, полученное на первом этапе, вводится в качестве ограничения

$$W_{пл}\{X\} \geq W_{опт}.$$

Кроме этого, приняты ограничения по нормальным и касательным напряжениям

$$\sigma\{X\} = M_{max}/W\{X\} \leq [\sigma] = 0.5 \sigma_r = 147,5 \text{ МПа}; \quad (10)$$

$$\tau \leq [\tau] = 85,2 \text{ МПа}. \quad (11)$$

Ограничения по жесткости взяты в соответствии с требованиями Правил РС

$$V\left(\frac{1}{2}\right) = \frac{5Ql^3}{384EJ_z\{X\}} \leq 0,0028l. \quad (12)$$

Несущая способность люковых крышек, как показывает опыт эксплуатации, в значительной степени зависит от устойчивости пластин последней как сжатого пояса рассчитываемой балки. Принимая во внимание это обстоятельство, момент сопротивления $W_z\{X\}$ и момент инерции $J_z\{X\}$ поперечного сечения основного ребра жесткости люковой крышки следует определять с учетом редуцирования сжатого присоединенного пояса настила люковой крышки. В ограничениях приведенная площадь присоединенного пояса определялась методом последовательных приближений.

Кроме того, на параметры конструкции накладывались следующие конструктивные ограничения, см:

$$0,6 \leq x_1 \leq 0,8; \quad 0 \leq x_2 \leq 70,0;$$

$$1,0 \leq x_3 \leq 1,6; \quad 10,0 \leq x_4 \leq 40,0.$$

Для определения оптимальных параметров балки использовался алгоритм случайного поиска в сочетании с МКЭ. При этом дискретная модель балки содержала 22 элемента, для каждого из них осуществлялся поиск оптимальных параметров при указанных ограничениях.

В результате расчета при варьировании всех четырех параметров была получена конфигурация конструкции, приведенная на рис. 2, с объемом $V_{\text{опт}} = 0,0665 \text{ м}^3$.

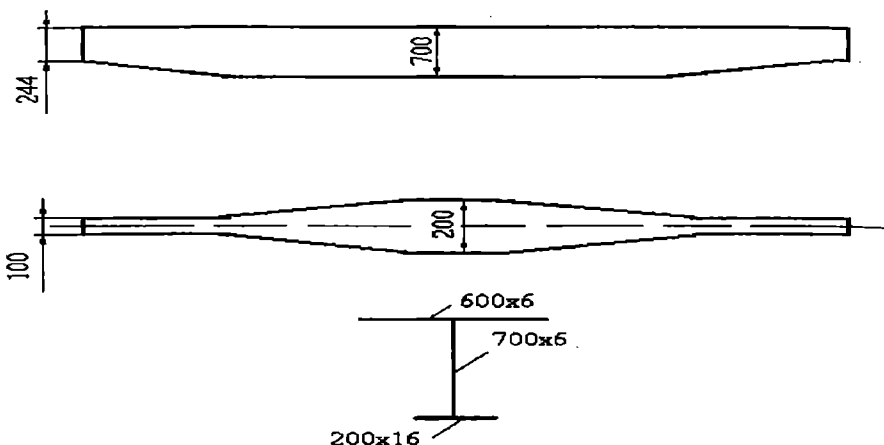


Рис. 2. Оптимальная конструкция основного ребра жесткости люковой крышки ($V_{\text{опт}} = 0,0665 \text{ м}^3$)

Увеличение массы оптимальной конструкции по сравнению с исходной ($V=0,06225 \text{ м}^3$) составляет 6,8 % при увеличении условного коэффициента запаса в 1,52 раза ($K_{\text{опт}} = 3,19$). Если спроектировать заданную балку только лишь по критерию минимальной массы без учета требований надежности, то равнопрочная конструкция балки в этом случае имеет объем $V=0,05175 \text{ м}^3$ при коэффициенте запаса $K=1,95$.

Таким образом, в результате решения многокритериальной задачи оптимизации исходная конструкция ценой незначительного увеличения ее массы обрела оптимальную надежность и экономичность.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Новые направления оптимизации в строительном проектировании / Под ред. Э. Атрека и др. М.: Стройиздат, 1989. 592 с.*
2. *Нарусбаев А.А. Введение в теорию обоснования проектных решений. Л.: Судостроение, 1976. 221 с.*
3. *Растрингин Л.А. Системы экстремального управления. М.: Наука, 1974. 632 с.*
4. *Козляков В.В., Олейников В.В. Техничко-экономическое обоснование модернизации корпусных конструкций с низкой надежностью. – В кн. Судостроение и судоремонт. Вып. VII., 1976. С. 68-72 [ОИИМФ].*

Надійшла 21.11.05

ЭКСПРЕСС-МЕТОД ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА МАНЕВРИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОХОДОВ

Предложен приближенный метод оценки маневренных свойств пропульсивных комплексов электроходов. Разработаны аналитические модели основных показателей качества маневрирования. Показано, что погрешности находятся в допустимых границах. Проиллюстрирована возможность использования моделей для прогнозирования маневренных свойств электроходов.

Ключевые слова: маневренные свойства, показатели качества, экспресс-оценка.

На ранних стадиях проектных разработок при оценке маневренных характеристик электроходов, экспресс-анализе влияния различных параметров на показатели качества маневрирования, для прогнозирования маневренных свойств электроходов и их энергетических установок нужны простые, наглядные, не требующие громоздких вычислительных процедур методы расчета. Исходить они должны из условия ограниченного объема технической информации о проектируемом объекте. Наглядным и удобным методом такого расчета является аналитический метод, основанный на представлении показателей качества их аналитическими моделями.

В работах [4, 5, 6] предложено рассчитывать показатели качества с помощью полиномиальных моделей. Эти модели представляют собой приближенные аналитические зависимости показателей качества маневрирования от параметров пропульсивного комплекса электрохода. При установлении связей показателей качества J с параметрами пропульсивного комплекса использовался прием адекватного представления $J = J(q_1, q_2 \dots q_n)$ некоторой приближенной аналитической моделью $J^* = J^*(q_1, q_2 \dots q_n)$. Наибольшее применение при построении таких аналитических моделей получило многочленное приближение $J^*(\mathbf{B}, \mathbf{q})$, где \mathbf{B} – вектор коэффициентов приближенного полинома. Чаще всего для анализа судовых электромеханических систем достаточно [1] ограничиться представлением показателей J^* полиномами первого (1) и второго (2) порядков

$$J^* = \sum_{i=0}^n b_i \cdot q_i + \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^{i-1} b_{ij} \cdot q_i \cdot q_j, \quad i \neq j \quad (1)$$

$$J^* = \sum_{i=0}^n b_i \cdot q_i + \sum_{i=1}^n b_{ii} \cdot q_i^2 + \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^{i-1} b_{ij} \cdot q_i \cdot q_j. \quad (2)$$

Анализ многочисленных расчетов маневренных режимов и существующая практика проектирования судов с электродвижением дали основания предложить для оценки маневренных качеств судовых пропульсивных комплексов следующие показатели:

а) при маневрировании на прямолинейной траектории:

- продолжительность разгона – $T_{\text{разг}}$;
- затраты топлива на выполнение разгона – $G_{\text{разг}}$;
- выбег судна – $X1_{\text{разг}}$;
- скорость судна к концу разгона $v_{\text{разг}}$;
- продолжительность торможения электрохода – $T_{\text{тор}}$;
- затраты топлива на торможение электрохода – $G_{\text{тор}}$;
- продолжительность торможения ГЭД – $T_{\text{тор.ГЭД}}$;
- продолжительность переходных процессов в судовой энергетической установке – $T_{\text{пер.СЭУ}}$;
- относительное отклонение угловой скорости вращения первичных двигателей при торможении ГЭД – $\Delta\omega_{D \text{ тор}}$;
- выбег судна при торможении – $X1_{\text{тор}}$;
- продолжительность реверса электрохода до установившегося значения скорости заднего хода – $T_{\text{рев}}$;
- затраты топлива на реверс судна – $G_{\text{рев}}$;
- максимальная мощность первичных двигателей при реверсе ГЭД – $P_{D \text{ max}}$;

б) при выходе на циркуляцию:

- относительное приращение мощности первичных двигателей – ΔP_D ;
- относительные затраты топлива на выполнение циркуляции – $G_{\text{ман}}$;
- относительное снижение угловой скорости вращения ГЭД и гребных винтов – $\Delta\omega_M$;
- относительное приращение тока ГЭД – ΔI_M ;
- относительное приращение вращающего момента ГЭД – ΔM_M ;
- продолжительность эволюционного периода маневра – $T_{\text{эв}}$;

- продолжительность циркуляции – $T_{\text{ман}}$;
- относительное снижение скорости движения судна – $v_{\text{ц}}$;
- относительный диаметр циркуляции – $D_{\text{ц}}$,
- и др.

Как показывает анализ результатов расчетов, приведенный перечень показателей качества позволяет практически полностью охарактеризовать поведение основных составных частей пропульсивного комплекса электрохода на маневрах и оценить в первом приближении показатели качества маневрирования.

Для возможности практического пользования аналитическими моделями они должны обладать следующими качествами:

- охватывать по возможности больший класс судов рассматриваемого типа;
- количество параметров, влияющих на показатели качества должно быть минимальным и вместе с тем – достаточным.

Для обобщения результатов исследования и придания общности разработанным рекомендациям, а также в целях сокращения числа рассматриваемых параметров использовано понятие [2] критериев динамического подобия – обобщенных безразмерных параметров пропульсивного комплекса электрохода. Именно обобщенные параметры определяют характер протекания переходных процессов и показатели качества маневрирования, поэтому именно они составляют матрицы параметров q многократных приближений $J^*(\mathbf{B}, q)$ моделей (1) и (2).

Однако даже после перехода к безразмерным величинам число параметров, влияющих на показатели качества, превышает 40. При таком их числе поставленная задача становится неразрешимой. В тоже время известно, что значимое влияние на показатели качества подобных систем оказывают небольшое число параметров. Методы отсеивающих экспериментов позволили обоснованно выявить [3] по каждому показателю значимые параметры и значимые эффекты взаимодействий параметров, отнеся остальные к шумовому полю.

Построение моделей вида (1) и (2) осуществлялось с помощью методов активного планирования эксперимента (после формирования соответствующих матриц наблюдений). Под экспериментом при этом понимался единичный расчет законов изменения во времени режимных показателей пропульсивного комплекса электрохода при выполнении соответствующего маневра. Расчеты проводились на ЭВМ на базе математической модели [3, 7], описывающей переходные режимы судовых энергетических установок в составе пропульсивных комплексов электроходов на маневрах.

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Ниже приведены аналитические модели показателей качества маневрирования при:

а) разгоне электрохода:

- продолжительность разгона

$$T_{\text{разг}} = 27,2 - 14,68N_X + 1,97C_{M23} + 1,72C_{M23}C_{M24} - 1,69C_{M20} - 1,59C_{M24} - 1,06C_{M24}C_{M20} - 0,94C_{M20}C_{M23} - 0,88N_XC_{M23} + 0,84N_XC_{M20} - 0,69C_{M24}C_{M17}; \quad (3)$$

- относительные затраты топлива на разгон

$$G_{\text{разг}} = 55,07 - 29,09N_X - 10,17C_{M20} + 8,56C_{M23} - 4,99C_{M17} - 3,48N_XC_{M23} + 2,87C_{M24}C_{M17} + 2,76N_XC_{M17} + 2,61C_{M20}C_{M23} - 2,31C_{M24}C_{M20}; \quad (4)$$

- выбег электрохода к концу разгона

$$Xl_{\text{разг.}} = 11,67 - 6,21N_X - 1,39C_{M20} + 0,56N_XC_{M20} + 0,55C_{M17} + 0,54N_XC_{M23} + 0,49C_{M24}C_{M17} + 0,47C_{M23}C_{M17} - 0,43C_{M24}C_{M20} - 0,4C_{M23} + 0,31C_{M24}C_{M23}; \quad (5)$$

- установившаяся скорость движения судна к концу разгона

$$v_{\text{разг}} = 0,652 - 0,053C_{M23} + 0,051C_{M24} - 0,04C_{M24}C_{M23} - 0,039C_{M20} + 0,037C_{M23}C_{M17} + 0,033C_{M17} + 0,033C_{M24}C_{M17} + 0,031C_{M20}C_{M23}; \quad (6)$$

б) торможении электрохода:

- продолжительность торможения ГЭД;

$$(T_{\text{тор}})_{\text{ГЭД}} = 0,703 + 0,091C_{M16} - 0,104C_{G7} - 0,074C_{M20} + 0,093N_X + 0,066C_{G8} - 0,059C_{M16}C_{G7} - 0,059C_{M16}C_G - 0,058C_{M16}C_{M20} + 0,04C_{M16}C_{G8} + 0,045C_{G7}C_{M20} - 0,054C_{G7}N_X - 0,045C_{G7}C_{G8}; \quad (7)$$

- неравномерность скорости вращения первичных двигателей

$$(\Delta\omega_D)_{\text{тор}} = 0,0144 + 0,0047N_D - 0,0012C_{DR} + 0,0014C_{G7} - 0,0015C_{G8} + 0,0018C_{M16} - 0,0032N_{DC_{DR}} + 0,0007C_{G7}C_{DR} - 0,0011C_{G7}C_{M16}; \quad (8)$$

• продолжительность переходных процессов в энергетической установке

$$(T_{\text{тор}})_{\text{СЭУ}} = 2,056 - 0,897k_2 + 0,25C_{M16} + 0,066C_{G8} - 0,263C_{G7} + 0,084k_2C_{G7} - 0,119C_{M16}C_{G7} - 0,091C_{G8}C_{G7}; \quad (9)$$

- продолжительность торможения пропульсивного комплекса

$$T_{\text{тор}} = 13,039 - 6,6464N_X - 1,148C_{M16} + 1,367C_{M23} - 0,726C_{M17} + 0,523N_XC_{M16} - 0,867C_{M23}N_X + 0,539N_XC_{M17} - 0,742C_{M16}C_{M23} - 0,789C_{M16}C_{M17} - 0,773C_{M23}C_{M17}; \quad (10)$$

- относительные затраты топлива на торможение

$$G_{\text{тор}} = 25,545 - 3,64N_X + 1,26C_{M16} - 2,57C_{M20} + 4,04C_{M23} - 2,61C_{M16} - 0,79N_XC_{M16} + 1,26N_XC_{M20} - 1,99N_XC_{M23} + 1,7N_XC_{M17} - 1,26C_{M16}C_{M23} + 1,47C_{M20}C_{M23} + 1,04C_{M20}C_{M17}; \quad (11)$$

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

- выбег электрохода к концу торможения

$$X_{1\text{тор}} = 4,03 - 1,76N_X - 0,054C_{M16} - 0,21C_{M20} - 0,1C_{M23} - 0,12C_{M16}C_{M23} + 0,18C_{M20}C_{M23}; \quad (12)$$

в) реверсе электрохода:

- максимальная мощность двигателей при реверсе

$$(P_{D\text{max}})_{\text{рев}} = 0,751 + 0,223C_{M16} - 0,052C_{G7} + 0,131C_{M23} - 0,076C_{M17} - 0,057C_{M20} + 0,033C_{M16}C_{M23} - 0,042C_{M16}C_{M20} - 0,032C_{M23}C_{M17} - 0,038C_{M17}C_{M20}; \quad (13)$$

- продолжительность реверса

$$T_{\text{рев}} = 27,765 - 14,672N_X + 3,265C_{M20} - 2,891C_{M16} - 2,3N_XC_{M23} + 1,734N_XC_{M16} - 1,39C_{M23}C_{M17} - 1,33C_{M16}C_{M17} - 1,17C_{M20}C_{M23} + 1,08C_{M20}C_{M17}; \quad (14)$$

- относительные затраты топлива на реверсирование

$$G_{\text{рев}} = 40,73 - 20,77N_X + 11,94C_{M23} - 8,3C_{M20} - 7N_XC_{M23} - 4,41C_{M17} + 3,91N_XC_{M20} - 2,27C_{M23}C_{M17} - 4N_XC_{M17} - 1,7C_{M20}C_{M23}; \quad (15)$$

г) выходе электрохода на циркуляцию:

• относительное изменение угловой скорости вращения гребных электродвигателей и гребных винтов

$$\Delta\omega_M = 0,076 - 0,051N_X - 0,029C_{M16} - 0,004C_{61} + 0,006C_{\lambda 21} + 0,004C_{RY} + 0,016N_XC_{M16}; \quad (16)$$

- относительное изменение мощности первичных двигателей

$$\Delta P_D = 0,227 - 0,129N_X + 0,131C_{M16} - 0,026C_{22} - 0,118N_XC_{M16} - 0,026C_{M16}C_{65} - 0,02C_{M16}C_{61} + 0,014C_{21}C_{65} + 0,015C_{21}C_{61} - 0,015C_{21}C_{\lambda 21} + 0,016C_{65}C_{61} - 0,014C_{65}C_{\lambda 21} - 0,014C_{61}C_{\lambda 21}; \quad (17)$$

- относительное изменение тока ГЭД

$$\Delta I_M = 0,205 - 0,138N_X + 0,116C_{M16} - 0,012C_{65} - 0,011C_{61} - 0,013C_{\lambda 21} - 0,09N_XC_{M16} - 0,011C_{22}; \quad (18)$$

- относительное изменение вращающего момента ГЭД

$$\Delta M_M = 0,147 - 0,097N_X + 0,121C_{M16} - 0,01C_{65} - 0,008C_{61} + 0,009C_{\lambda 21} - 0,01C_{22} - 0,088N_XC_{M16}; \quad (19)$$

(перечисленные показатели относятся к внешнему относительно центра циркуляции энергетическому контуру);

• продолжительность маневра $T_{\text{ман}}$ и его эволюционного периода $T_{\text{эв}}$

$$T_{\text{ман}} = 36,672 + 13,094N_X - 7,375C_{M16} + 3,484C_{65} + 4,563C_{61} - 4,344C_{\lambda 21} - 1,891N_XC_{M16} + 2,281N_XC_{65} + 3,953N_XC_{61} - 3,234N_XC_{\lambda 21} - 3,265C_{RY} + 1,867C_{M16}C_{\lambda 21}; \quad (20)$$

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

$$T_{\text{зв}} = 14,578 - 5,875N_X - 2,469C_{M16} - 0,782C_{61} + 1,141N_X C_{M16} - 1,106C_{22}; \quad (21)$$

- затраты топлива на выполнения маневра

$$G_{\text{ман}} = 43,141 + 11,019N_X - 6,725C_{M16} + 3,533C_{65} + 4,693C_{61} - 4,636C_{\lambda 21} - 3,251C_{RY} - 2,848N_X C_{M16} + 2,3N_X C_{65} + 4,038N_X C_{61} - 3,138N_X C_{\lambda 21}; \quad (22)$$

- относительное снижение скорости движения судна на установившейся циркуляции

$$\Delta v_{\text{ц}} = 0,375 - 0,296N_X - 0,019C_{65} - 0,021C_{61} - 0,03C_{\lambda 21}; \quad (23)$$

- относительный диаметр установившейся циркуляции

$$D_{\text{ц}} = 6,81 + 4,909N_X + 0,885C_{65} + 1,224C_{61} - 1,21C_{\lambda 21} - 0,806C_{RY} + 0,69N_X C_{65} + 1,045N_X C_{61} - 0,815N_X C_{\lambda 21} - 0,422C_{M16} C_{\lambda 21}. \quad (24)$$

Здесь C_{G7} ; C_{G8} ; N_X ; N_M ; N_D ; C_{M16} ; C_{M17} ; C_{M20} ; C_{M23} ; C_{M24} ; C_{22} ; C_{65} ; C_{61} ; C_{21} ; $C_{\lambda 21}$; C_{RY} – обобщенные безразмерные параметры (критерии динамического подобия) пропульсивного комплекса электрохода, рассчитываемые по соотношениям

$$C_{G7} = \frac{K_{GE} W_{GV}}{E_{G0}} \omega_{D0} I_{GV0}; \quad C_{G8} = \frac{K_{GE} \omega_{D0}}{E_{G0}} \frac{m_G \sqrt{2} W_{G1} k_{GB}}{\pi p_G} I_{G0};$$

$$C_{M16} = \frac{\beta_{M0}}{r_M'^2} \left[(b_M^2 + c_M^2 \alpha_0^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha_0^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_{M0}^2} + 2r_{1M} \alpha_0 \frac{r_{2M}'}{\beta_{M0}} \right];$$

$$C_{M17} = \frac{b_M^2}{(r_{2M}')^2}; \quad C_{M18} = \frac{c_M^2}{r_{2M}'^2} \alpha_0^2; \quad C_{M20} = \frac{\omega_{M0}}{\omega_{1MH}}; \quad C_{M21} = d_M^2;$$

$$C_{M23} = 2 \frac{r_{1M}}{r_{2M}'} \alpha_0; \quad C_{M24} = \sqrt{C_{M17} + C_{M18} + \frac{C_{M21}}{\beta_{M0}^2} + \frac{C_{M22}}{\beta_{M0}^2} + \frac{C_{M23}}{\beta_{M0}}};$$

$$N_X = \frac{L P_{e0}}{(m + \lambda_{11}) v_0^2}, \quad N_M = \frac{M_{M0} L}{J_M \omega_{M0} v_0};$$

$$C_{\lambda 21} = \frac{2(\lambda_{22} - \lambda_{11})}{m + \lambda_{11}};$$

**Повышение эффективности судовых машин и
механизмов**

$$C_{21} = \frac{0,5C_Y^\beta \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{P_0}; C_{61} = \frac{2m_1 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{P_0};$$

$$C_{65} = \frac{2 \left[0,739 + 8,7 \frac{T}{L} \right] C_{m0}^\omega \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{P_0}, C_{RY} = \frac{\mu_K \frac{\rho}{2} v_0^2 S_{\Pi} (1 - \psi)^2}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}$$

$$C_{22} = \frac{c_2 \cdot \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}},$$

где ω_{D0} – угловая скорость вращения первичного двигателя; $I_{G\nu0}$ – ток возбуждения синхронного генератора; U_{G0} и I_{G0} – напряжение и ток генератора; K_{GE} , m_G , W_{G1} , k_{GB} , p_G и W_{GV} – конструктивные параметры генератора; E_{G0} – продольная составляющая результирующей ЭДС генератора; ω_{M0} и ω_{1Mn} – угловые скорости вращения двигателя и магнитного поля статора при номинальной частоте; β_{M0} – абсолютное скольжение ротора ГЭД; α_0 – относительная частота напряжения ГЭД; r_{1M} и r_{2M}' – активное сопротивление статора и приведенное активное сопротивление ротора ГЭД; b_M , c_M , d_M , e_M – постоянные коэффициенты частотно-управляемого асинхронного электродвигателя; M_{D0} , M_{M0} – вращающий момент первичного двигателя и ГЭД; J_D , J_M – приведенные к валу первичного двигателя и к валу ГЭД моменты инерции вращающихся частей; m и λ_{11} , λ_{22} – масса судна и присоединенные массы воды вдоль его продольной и поперечной осей; P_{e0} – полезный суммарный упор гребных винтов; L – длина судна; v_0 – скорость движения судна в установившемся режиме работы при номинальной мощности двигателей; C_Y^β – коэффициент позиционной гидродинамической силы, действующей на корпус судна; F_D – приведенная площадь погруженной части диаметральной плоскости судна; ρ – удельная плотность воды; S_{Π} – приведенная площадь пера руля; m_1 – коэффициент позиционного момента сопротивления; C_{m0}^ω – коэффициент демпфирующего момента сопротивления; $T = \frac{v_0}{L} t$ – безразмерное время; L –

длина судна; t – время (индекс «0» относится к базовому режиму работы, соответствующему движению судна с номинальной мощностью двигателей); c_{DP} – статизм регуляторной характеристики первичных двигателей; k_2 – коэффициент, характеризующий скорость нарастания напряжения гребных электродвигателей при торможении.

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Безразмерные параметры аналитических моделей (3)-(24) должны быть представлены в нормированном виде. Нормирование производится по соотношению

$$q_i^n = \frac{q_i - q_{i0}}{\Delta q_i},$$

где q_{i0} – среднее значение i -го параметра; $\Delta q_i = q_{i \max} - q_{i0} = q_{i0} - q_{i \min}$ – интервал его изменения.

Расчетные диапазоны изменения значений ряда параметров, характеризующих, в частности, гребные электродвигатели, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Диапазоны изменения значений безразмерных параметров ГЭД

Диапазоны изменения значений	Обобщенные безразмерные параметры										
	N_M	C_{M16}	C_{M24}	C_{M20}	C_{M23}	C_{M17}	N_X	c_{DR}	C_{G7}	C_{G8}	k_2
Мин., $q_{i \min}$	5	4,16	3,22	0,60	0,8	0,2	0,06	1,035	1,503	0,860	2
Среднее, q_{i0}	5,5	7,15	5,348	0,75	1,2	0,5	0,13	1,050	1,720	1,105	5
Макс., $q_{i \max}$	6	14,1	11,85	0,90	1,6	0,8	0,20	1,065	1,936	1,350	8

Таким образом, для каждого конкретного электрохода, подставив в уравнения (3) – (24) нормированные значения соответствующих безразмерных параметров пропульсивного комплекса, можно оценить значения основных показателей качества выполнения маневров.

Проиллюстрируем возможности разработанного метода при расчете маневренных характеристик электроходов и оценим получаемые при этом погрешности. В качестве примера рассмотрим электроход серии «Капитан Измайлов». Заменим гребную энергетическую установку (ГЭУ)

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

этого судна более перспективным вариантом – ГЭУ с частотно-управляемыми гребными электродвигателями. Назовем судно – «Электроход».

Основные технические характеристики пропульсивного комплекса «Электрохода»:

Судно: длина 51,7 м; ширина 15,01 м; осадка 4,2 м; водоизмещение 1763 т; мощность главных двигателей 2200 кВт; скорость движения 7 м/с.

В состав судовой энергетической установки входят:

- два дизель-генераторных агрегата, каждый из которых содержит дизель с эффективной мощностью 1100 кВт при 750 об/мин и синхронный генератор мощностью 1000 кВт при 750 об/мин;
- тиристорные преобразователи частоты;
- два асинхронных гребных электродвигателя, имеющих следующие основные расчетные параметры: мощность 1000 кВт; вращающий момент 10670 Нм; угловая скорость вращения $93,67 \text{ с}^{-1}$.

Численные значения безразмерных параметров пропульсивного комплекса «Электрохода» в абсолютном q_i и в нормированном q_i^n виде представлены в табл. 2.

Таблица 2

Значения безразмерных параметров пропульсивного комплекса «Электрохода»

Параметр	Значения i -го параметра		Параметр	Значения i -го параметра		Параметр	Значения i -го параметра	
	q_i	q_i^n		q_i	q_i^n		q_i	q_i^n
c_{DR}	1,04	-0,2	C_{M20}	0,895	0,97	C_{61}	3,564	-0,479
N_D	1,937	-0,625	C_{M23}	0,233	-0,967	C_{65}	4,076	-0,848
C_{G7}	1,45	-1,125	C_{M24}	11,0	1,13	$C_{\lambda 21}$	0,736	-0,713
C_{G8}	0,608	-0,994	C_{RY}	1,532	1,128	N_X	0,132	0,029
C_{M16}	14,13	1	C_{21}	3,372	-0,894	-	-	-
C_{M17}	0,016	-0,987	C_{22}	21,49	-0,941	-	-	-

Результаты расчетов основных показателей качества для «разгона», «торможения», «реверса», «выхода на циркуляцию», выполненные для «Электрохода» с помощью приведенных выше аналитических моделей (3)–(24) представлены в графе «Аналитический метод» табл. 3. Для оценки погрешностей, получаемых при пользовании аналитическими моделями, были проведены расчеты на ЭВМ исследуемых маневров по «точной» математической модели, разработанной в [3].

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Таблица 3

Оценка погрешности аналитического метода расчета

Показатели качества	Точный метод	Аналитический метод	Погрешность, %
Разгон			
1. Продолжительность разгона – $T_{разг}$	20,11	18	11,7
2. Затраты топлива на разгон судна – $G_{разг}$	32,87	30,39	8,1
3. Выбег электрохода при разгоне – $XI_{разг}$	10,4	11,4	8,8
4. Скорость судна к концу разгона – $v_{разг}$	0,753	0,823	8,5
Торможение			
5. Продолжительность торможения ГЭД – $T_{торм ГЭД}$	0,65	0,66	1,5
6. Перепад скорости первичных двигателей – $\Delta\omega_{D_{торм}}$	0,0111	0,0124	12
7. Продолжительность торможения СЭУ – $(T_{тор})_{СЭУ}$	2,748	3	8,4
8. Продолжительность торможения судна – $T_{торм}$	9,933	8,6	15,5
9. Затраты топлива на торможение – $G_{торм}$	21,4	19061	7,3
10. Выбег электрохода к концу торможения – $XI_{торм}$	3,769	3,22	3,8
Реверс			
11. Максимальная мощность первичных двигателей – $(P_{D_{max}})_{рев}$	0,852	0,9	5,3
12. Продолжительность реверса – $T_{рев}$	21,456	23,5	8,7
13. Затраты топлива на реверс судна – $G_{рев}$	25,061	23,53	6,5
Выход на циркуляцию			
14. Изменения скорости ГЭД и гребных винтов – $\Delta\omega_M$	0,0484	0,05	3,2
15. Изменение мощности первичных двигателей – ΔP_D	0,3871	0,345	12,1
16. Изменение тока ГЭД – ΔI_M	0,349	0,375	6,9
17. Изменение вращающего момента ГЭД – ΔM_M	0,278	0,333	16,5
18. Эволюционный период маневра – $T_{эв}$	13,388	13	3

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Продолжение таблицы 3

19. Продолжительность маневра – $T_{\text{ман}}$	22,521	20,5	9,8
20. Затраты топлива на выполнение маневра – $G_{\text{ман}}$	31	30,5	1,5
21. Снижение скорости судна на циркуляции – $\Delta v_{\text{ц}}$	0,455	0,55	17,3
22. Относительный диаметр циркуляции – $D_{\text{ц}}$	4,13	3,75	10

На рис. 1 в качестве примера, приведены текущие значения режимных показателей пропульсивного комплекса при выполнении судном последовательных маневров на прямолинейной траектории: «разгон», «торможение», «реверс».

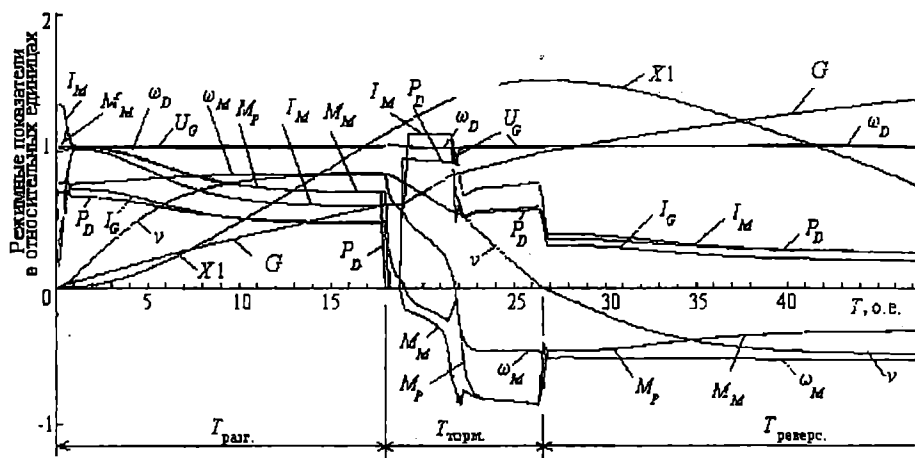


Рис. 1. Режимные показатели при маневрах на прямолинейной траектории

Приведенные на рисунках кривые соответствуют: угловой скорости вращения ω_D , вращающему моменту M_D и мощности P_D первичных двигателей; относительным затратам топлива на выполнение маневра G ; напряжению U_G и току I_G генераторов; напряжению U_M и току I_M гребных электродвигателей (ГЭД); вращающему моменту M_M и угловой скорости вращения ω_M ГЭД; моменту сопротивления M_P и упору P_P гребных винтов; скорости движения судна v ; пройденному пути $X1$.

Численные значения рассматриваемых показателей качества, полученные по «точной» математической модели, приведены в графе «Точный метод» табл. 3. Сравнение результатов показывает, что погрешности (см. соответствующую графу) в определении основных показателей ка-

чества с помощью аналитического метода находятся в допустимых для решения динамических задач границах (15-17 %). Это подтверждает приемлемость разработанного приближенного аналитического метода для оценки маневренных свойств электроходов на ранних стадиях проектирования.

Не менее важным достоинством разработанного метода является возможность прогнозирования показателей качества выполнения маневров. В качестве примера рассмотрим несколько показателей режима «разгон»: продолжительность – $T_{разг.}$, относительные затраты топлива – $G_{разг.}$ и выбег электрохода – $XI_{разг.}$. Попытаемся оценить степень влияния значимых параметров на эти показатели, проследить характер изменения последних при варьировании параметрами и выявить возможности улучшения показателей качества.

Как следует из аналитических моделей (3) – (5), параметром, наиболее влияющим на выбранные показатели качества, является «энерго-

вооруженность» судна $N_X = \frac{L P_{ej0}}{(m + \lambda_{11})v_0^2}$. Для рассматриваемого элек-

трохода значение этого параметра $N_X = 0,132$, а в нормированном виде – $(N_X)^n = 0,029$ (см. табл. 1). Попытаемся выяснить, насколько изменятся численные значения интересующих нас показателей, если суммарный упор гребных винтов увеличить, к примеру, на 10 %. Подстановка нового значения N_X в аналитические модели $T_{разг.}$, $G_{разг.}$ и $XI_{разг.}$ дает следующие величины соответствующих показателей качества:

$$T_{разг.} = 17,76; \quad G_{разг.} = 27,52; \quad XI_{разг.} = 9,23.$$

По сравнению с исходным вариантом ($T_{разг.} = 20,11$; $G_{разг.} = 32,87$; $XI_{разг.} = 10,4$) продолжительность разгона, затраты топлива на его выполнения и выбег судна сократились соответственно на 13,8 %, 18,3 % и на 11,3 %.

Рассмотрим влияние на эти же показатели параметра

$C_{M20} = \frac{\omega_{M0}}{\omega_{1Mн}}$, характеризующего жесткость механических характери-

стик гребных двигателей. Оценим степень изменения показателей при уменьшении C_{M20} на те же 10 % – с 0,895 (исходный вариант) до 0,806. В этом случае нормированное значение C_{M20} составляет 0,376. Подстановка $(C_{M20})^n = 0,376$ в уравнения (3) – (5) дает следующие значения показателей качества:

$$T_{разг.} = 21,20; \quad G_{разг.} = 38,94; \quad XI_{разг.} = 11,5.$$

По сравнению с исходным вариантом продолжительность разгона, затраты топлива на его выполнения и выбег судна возросли на 5,4 %, 18,5 % и 10,6 %.

Аналогичным образом можно проанализировать влияние и остальных параметров на показатели качества маневренных режимов работы. Таким образом, полученные аналитические модели, показывают каким образом, изменением каких параметров, в какую сторону и насколько можно улучшить показатели качества, открывая тем самым возможные пути улучшения маневренных свойств электроходов.

Изменим задачу. Попытаемся сократить до минимума относительные затраты топлива на «разгон» (не обращая внимания на другие показатели) – иными словами найти сочетания параметров пропульсивного комплекса, обеспечивающие минимум $G_{разг}$. Как показали результаты анализа уравнения (4), для этого желательно создать электроход со значениями безразмерных параметров, приближающимися к: $N_X = 0,20$; $C_{M17} = 0,80$; $C_{M20} = 0,90$; $C_{M23} = 0,8$; $C_{M24} = 11,85$. При таких сочетаниях параметров относительные затраты топлива на разгон электрохода до установившегося значения скорости движения составят 11,67 относительных единиц.

Следует отметить, что такие варианты сочетания безразмерных параметров, вероятнее всего, физически нереализуемы. Но суть вопроса в другом – этот пример лишь показывает возможности использования аналитических моделей при определении тенденций изменения параметров комплексов на пути создания электроходов с заданными маневренными свойствами.

Предложенный экспресс-метод оценки маневренных свойств электроходов удобен в использовании, позволяет оперировать ограниченным объемом информации, освобождает проектировщика от необходимости сосредотачивать внимание на второстепенных параметрах, без которых, к сожалению, детальный анализ режимов работы на ЭВМ по «точной» [3, 7] математической модели оказывается невозможным. Разработанные модели позволяют быстро и достаточно просто оценивать основные показатели качества выполнения маневров. Основная область применения метода – этапы эскизной проработки, сравнительный анализ различных вариантов конструкторских решений, ранние стадии проектирования в условиях ограниченного объема информации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зубарев Ю.А., Собашников А.Д., Юхнович В.А. Расчет судовых автоматизированных систем методом активного планирования эксперимента. – Л.: Судостроение. – 1976. – 96 с.

2. *Небеснов В.И. Вопросы совместной работы двигателей винтов и корпуса судна. – Л.: Судостроение, 1965. – 247 с.*
3. *Яровенко В.А. Расчет и оптимизация переходных режимов пропульсивных комплексов электроходов. – Одесса: Маяк, 1999. – 188 с.*
4. *Яровенко В.А. Расчет маневренных характеристик пропульсивных комплексов перспективных электроходов // ТЕМА. – 1999. – № 2. – С. 56-60.*
5. *Яровенко В.А. Приближенный способ расчета основных показателей качества работы тепловых двигателей электроходов на маневрах // Зб. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 1999. – № 5 (365). – С. 82-87.*
6. *Яровенко В.А. Расчет показателей качества работы силовой установки пропульсивного комплекса электрохода на циркуляции // Вісник ОДМУ. – Одеса: ОДМУ. – 1999. – № 3. – С. 185-195.*
7. *Яровенко В.А. Математическая модель переходных режимов работы силовых установок электроходов // Зб. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 1999. – № 4 (364). – С. 44-54.*

Надійшла 20.11.05

АНАЛИЗ СПЕКТРА ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ (СОД)

В статье рассматривается метод оценки технического состояния топливной аппаратуры (ТА) и механизма газораспределения (МГР) с помощью вибродиаграмм соответствующих механизмов. Расчет частоты вращения коленчатого вала (КВ) и периода рабочего цикла осуществляется с помощью спектрального анализа по предлагаемой методике обработки дискретного спектра.

Ключевые слова: рабочий процесс, топливная аппаратура, механизм газораспределения, спектр вибрации, дискретное преобразование Фурье.

В настоящее время на флоте появляется большое количество современных двигателей СОД, на которых не предусмотрены индикаторные краны. Такие двигатели не могут быть проиндицированы стандартными методами. Невозможность записи диаграммы давления газов в цилиндре с помощью стандартных датчиков давления (пьезокварцевых датчиков Kistler [1], оптических датчиков Optrand [2] или емкостных датчиков DEPAS lab.: PS-16 [3, 4]) исключает расчет среднего индикаторного давления, индикаторной мощности, максимальных давлений сжатия и сгорания и ряда основных параметров рабочего процесса (рис.1 и таб.1, 2).

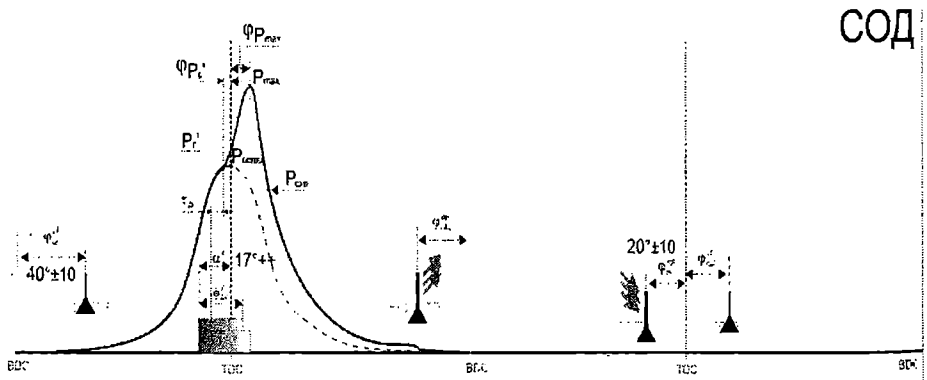


Рис.1. Развернутая индикаторная диаграмма 4-х тактного СДВС

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Однако, кроме индикаторных показателей, общее техническое состояние цилиндра во многом определяется состоянием его топливной аппаратуры и механизма газораспределения. Предлагаемая в статье методика определения параметров топливоподачи и газораспределения для судовых двигателей внутреннего сгорания (СДВС) типа СОД основана на спектральном анализе виброакустических характеристик соответствующих узлов ТА и МГР и распространяется как на двигатели с индикаторными кранами, так и на двигатели без них.

Спектральный анализ виброакустических характеристик ТА и МГР производился на двигателях СОД 4Ч17.5/24 и 6ЧН25/34 в лаборатории кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация» Одесского национального морского университета (СЭУ и ТЭ ОНМУ). При этом использовалась аппаратура: система разделенного мониторинга рабочего процесса D3.2H [6] и виброакустический датчик VS-20 (модель 2005 г.). Способ первичной обработки сигнала вибродатчика описан в [3].

Были поставлены следующие задачи эксперимента:

- произвести запись временного виброакустического сигнала с торца форсунки и с отсечной заглушки ТНВД на разных режимах работы двигателей;
- рассчитать амплитудные спектры соответствующих сигналов;
- с помощью анализа спектров произвести оценку частоты вращения коленчатого вала двигателей, т.е. исследовать возможность решения задачи синхронизации (один из вариантов решения предложен в [5]).

Таблица 1

Индикаторные параметры рабочего процесса

	Параметр
p_i, N_i	Среднее индикаторное давление, индикаторная мощность цилиндра
n	Частота вращения КВ
P_C, φ_{P_C}	Давление и угол начала самовоспламенения топлива
P_Z, φ_{P_Z}	Максимальное давление сгорания топлива и соответствующий угол поворота коленчатого вала ($^{\circ}$ ПКВ) за верхней мертвой точкой (ВМТ)
P_C	Максимальное давление сжатия
v_m, λ	Максимальная скорость и степень повышения давления газов при сгорании
P_{exp}	Давление на линии расширения (36° ПКВ за ВМТ)

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Задача синхронизации состоит в переводе диаграмм давления газов в цилиндре и вибродиаграмм ТА и МГР из функций времени в функции угла поворота коленчатого вала.

$$\begin{cases} P(t) \rightarrow P(\varphi_{IE\dot{A}}) \\ Vib(t) \rightarrow Vib(\varphi_{IE\dot{A}}) \end{cases}$$

Первым шагом в решении задачи синхронизации является определение частоты вращения коленчатого вала и расчет периода рабочего цикла двигателя. Рассмотрим, как эта задача может быть решена путем анализа спектра виброакустических сигналов топливной аппаратуры СОД.

Таблица 2

Параметры топливоподачи и газораспределения

	Параметр
α, φ_{inj}	Действительные – угол опережения и угол впрыскивания топлива
$\alpha^G, \varphi_{inj}^G$	Геометрические – угол опережения и угол впрыскивания топлива
φ_{DEL}, τ_i	Угол и время задержки самовоспламенения топлива
$\varphi_{opn}^{in}, \varphi_{cl}^{in}$	Углы открытия и закрытия впускного клапана
$\varphi_{opn}^{exh}, \varphi_{cl}^{exh}$	Углы открытия и закрытия выпускного клапана

На рис. 2. приведена детектированная вибродиаграмма форсунки двигателя 4Ч17.5/24, работающего в режиме нагрузки на шинах генератора 30 кВт, при частоте вращения коленчатого вала 750 мин⁻¹. На рис. 2 выделены рабочие циклы 4-х тактного СОД, которые соответствуют 2-м оборотам коленчатого вала (720° ПКВ).

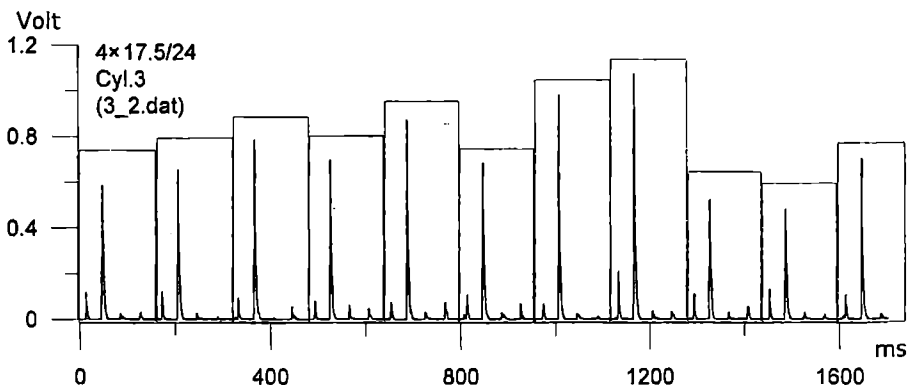


Рис. 2. Вибродиаграмма форсунки СОД 4Ч17.5/24 (750rpm)

Очевидно, что отдельные импульсы, соответствующие работе форсунки и клапанов газораспределения повторяются с разной амплитудой от цикла к циклу, что объясняется как неравномерностью цикловой подачи, так и погрешностями дискретизации при записи вибродиаграмм.

Дискретное преобразование Фурье определяется известной зависимостью

$$X(k) = \frac{1}{M} \sum_{n=0}^{M-1} x(n) [\cos(2\pi nk / M) - j \sin(2\pi nk / M)],$$

где M – число точек во временной реализации вибродиаграммы.

Амплитудный спектр $A(k) = \text{Mag}[X(k)]$ рассчитывался с помощью дискретного преобразования Фурье

$$A(k) = \sqrt{\text{Re}(k)^2 + \text{Im}(k)^2}, 0 \leq k \leq M - 1.$$

На рис.3 приведен амплитудный спектр вибродиаграммы форсунки в частотном диапазоне до 600Гц.

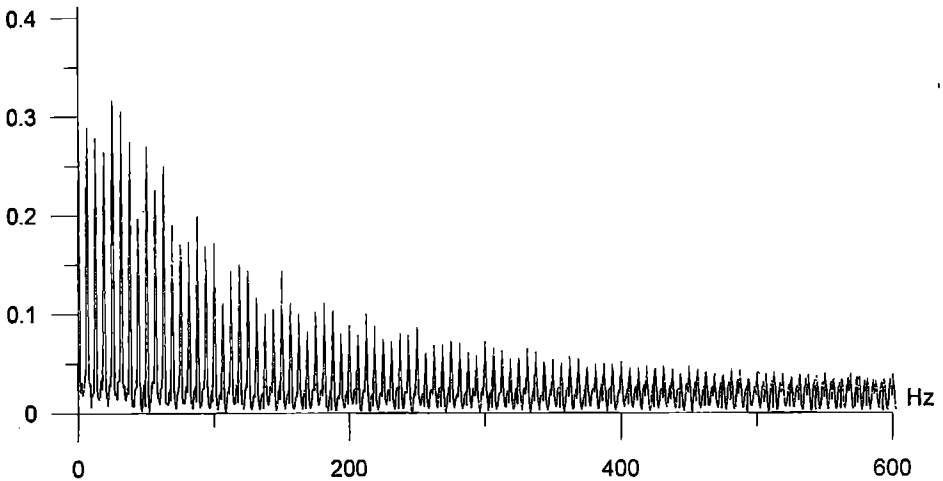


Рис. 3. Спектр вибродиаграммы форсунки СОД 4Ч17.5/24

Из рис.3 видно, что гармоники высших порядков имеют большую амплитуду, чем гармоника первого порядка, причем максимум амплитуды приходится на частотный диапазон 30-35Гц. Рассмотрим приведенный спектр в диапазоне частот до 100 Гц (рис.4). Для выделения первой гармоники можно воспользоваться теоретическим ограничением по частоте вращения СОД подобного класса.

Например $n_{\max} = 800rpm = 13, (3)\tilde{n}^{-1}$. С учетом тактности двигателя (4-х тактный) работа топливной аппаратуры происходит с частотой в два раза меньшей, т.е. $n_{\max} = 13, (3)\tilde{n}^{-1} \Rightarrow 6, (6)c^{-1} (4.str)$. В диапазоне до 7 Гц нужно искать максимум первой гармоники для двигателей СОД подобного класса. Существуют и другие методы выделения в спектре первой гармоники, амплитуда которой меньше, чем у гармоник высшего порядка.

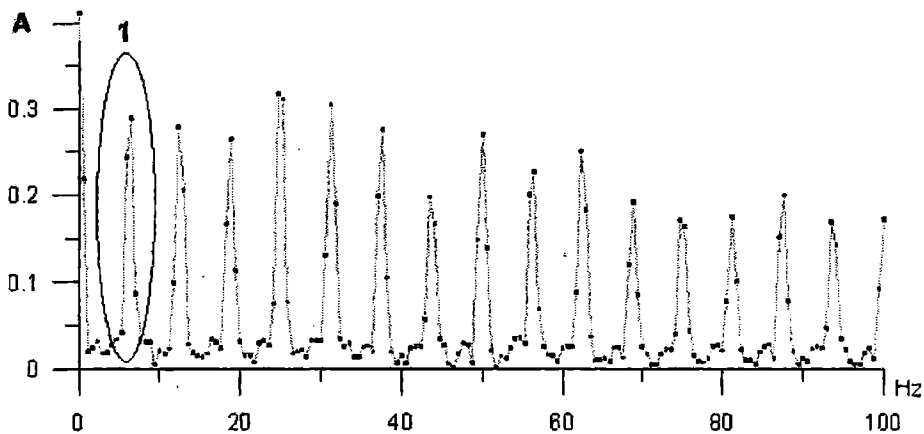


Рис. 4. Спектр вибродиаграммы форсунки СОД 4Ч17.5/24 в диапазоне частот до 100 Гц

Один из методов основывается на том, что амплитуда первой гармоники незначительно отличается от максимальной амплитуды спектра. Такое положение действительно для всех просчитанных автором спектров вибродиаграмм форсунок и «отсечек» СОД 4Ч17.5/24 и 6ЧН25/34.

В этом случае первая гармоника может быть найдена как первый максимум, определяемый от уровня $A_{MAX}/2$ (без учета максимума нулевой гармоники)

$$\max_1 = \max[A_{MAX}/2 \dots A_{MAX}]$$

Расчет спектра вибродиаграммы с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ) производится при следующих условиях:

- время записи временной реализации вибродиаграммы выбирается таким, чтобы для двигателей СОД в ней присутствовало 10-17 рабочих периодов ($t = 1,5-1,7$ секунды).

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

• ограничение объема оперативной памяти и ограничение времени расчета амплитудного спектра (предполагается использование данной методики в портативной системе мониторинга) характеризуют приемлемую для практических целей длину выборки исходного временного сигнала: $M=1024$ (либо 2048). В этом случае время расчета амплитудного спектра на микроконтроллере C8051F125(25МГц, 8 бит) с помощью алгоритма Radix-2 составляет от 0,2 до 0,37 секунды, что в сумме со временем набора данных является приемлемым для переносной системы мониторинга, работающей в режиме реального времени.

Ограничения на длину временного ряда выборки вибродиаграммы, на количество записанных в ней рабочих циклов СДВС, и реальные диапазоны частот вращения СОД и ВОД (750-1800 мин-1) приводят к тому, что расчет частоты, соответствующей первой гармонике, имеет погрешность, связанную с дискретным преобразованием Фурье (рис.5). Основная частота вращения КВ, рассчитанная по дискретному спектру, получается равной 776,5 мин-1, что в среднем составляет погрешность около 4 % от истинной частоты вращения.

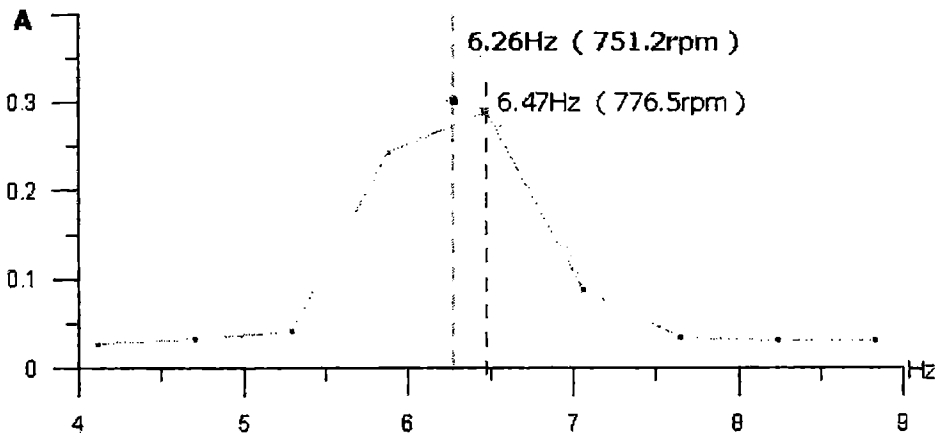


Рис. 5. Первая гармоника спектра вибродиаграммы

Для устранения этой погрешности предлагается произвести моделирование непрерывного спектра с помощью процедуры интерполяции максимума в районе первой гармоники.

Моделирование непрерывного спектра в районе 1-й гармоники позволило повысить точность расчета основной частоты вращения КВ — ω_0 . На всех режимах работы погрешность расчета не превышала 0,5%.

Расчет частоты вращения позволил точно рассчитать период рабочего цикла. Наложение периода рабочего цикла на временную вибро-

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

диаграмму позволил выделить на ней основные импульсы, соответствующие работе отдельных механизмов (см. рис. 4).

Наилучшие по точности результаты были получены с помощью параболической интерполяции, причем для построения непрерывной модели спектра выбирались точка максимума и две точки – справа и слева от максимума (x_0, x_1, x_2)

$$x_0 := iMax-1; x_1 := iMax; x_2 := iMax+1;$$

$$\omega_0 = 0.5 \frac{A(x_0)(x_2 + x_1) - 2A(x_1)(x_2 + x_0) + A(x_2)(x_1 + x_0)}{A(x_0) - 2A(x_1) + A(x_2)}$$

Значения интерполяционного полинома рассчитывались по следующей формуле:

$$\sim A(x) = \frac{A(x_0)(x - x_1)(x - x_2) - 2A(x_1)(x - x_0)(x - x_2) + A(x_2)(x - x_0)(x - x_1)}{0.5(x_2 - x_0)^2}$$

С целью сравнения вибродиаграмм форсунок различных типов СОД имеет смысл привести вибродиаграмму форсунки двигателя 6ЧН 25/34, записанную на номинальной нагрузке при частоте вращения $KB=500$ мин⁻¹ (рис. 6).

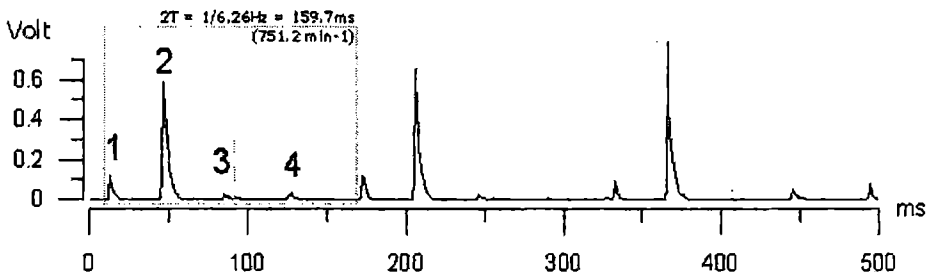


Рис. 6. Выделенный на вибродиаграмме период соответствует одному рабочему циклу ($720^\circ ПКВ$) 4-х тактного СДВС

На рисунке 4 точками отмечены импульсы:

- 1 – закрытие впускного клапана МГР;
- 2 – впрыск топлива форсункой;
- 3 – открытие выпускного клапана МГР;
- 4 – закрытие выпускного клапана МГР.

На приведенной на рис. 6 вибродиаграмме нет сигнала по открытию впускного клапана. Необходимо отметить, что на всех вибродиаграммах, записываемых с помощью высокочастотного вибродатчика VS-20 системы DEPAS [3], отсутствуют или слабо выражены сигналы открытия

клапанов МГР. Это соответствует физике процессов МГР: при закрытии имеет место сильный ударный импульс, возникающий при посадке клапана на посадочное место. При открытии клапанов удара не происходит (выборка теплового зазора в механических системах МГР не дает такого сильного сигнала).

Зная паспортные величины фаз газораспределения и топливоподачи, можно с достаточной точностью выделить рабочий период на записанной временной вибродиаграмме. Внутри выделенного периода можно произвести оценку технического состояния ТА и МГР по характеру виброимпульсов внутри выделенных периодов нескольких соседних рабочих циклов.

Выводы

В предыдущих работах [3,5] анализ вибродиаграмм ТА и МГР проводился параллельно с анализом основной кривой давления газов в цилиндре. Этот основной метод, применяемый в системах мониторинга DEPAS, распространялся только на СДВС, оборудованные индикаторными кранами, и нашел широкое применение в практике эксплуатации СЭУ и на береговых ДЭС [4].

Предлагаемая методика оценки технического состояния ТА и МГР основана на расчете основной частоты вращения КВ методами спектрального анализа и предлагаемой методике обработки дискретного спектра. Применение данной методики позволит получать информацию о техническом состоянии ТА и МГР двигателей, на которых затруднена или невозможна запись диаграммы давления газов в цилиндре, что значительно расширит область применения компьютерных систем мониторинга рабочего процесса СДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. www.kistler.com
2. www.optrand.com
3. *Ивановский В.Г., Варбанец Р.А. Применение виброакустического метода для анализа топливоподачи дизеля в эксплуатации // Вісник Одеського державного морського університету, 2003. – №1. С. 131-134.*
4. <http://www.depas.odessa.ua>
5. *Варбанец Р.А., Ивановский В.Г., Савиных А.С. Расчетный метод обнаружения верхней мертвой точки поршня двигателя внутреннего сгорания, «Техническая эксплуатация флота». – М.: В/О «Мортехинформреклама», №6 (816). – 1994. – С.1-6.*

Надійшла 22.11.05.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СУДОВОЙ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В статье приведены результаты эксергетического анализа судовой системы комфортного кондиционирования воздуха (СККВ) для «летнего», «зимнего» и «переходного» периодов работы ее оборудования.

Ключевые слова: система комфортного кондиционирования воздуха, система автоматического управления, холодильная установка, эксергия, эксергетический КПД.

Тепловлажностная обработка и перемещение воздуха в СККВ требуют значительных расходов теплоты, холода и электроэнергии. Так, комплексом СККВ – холодильная установка (ХУ) потребляется до 15% электроэнергии, вырабатываемой судовой электростанцией. Поэтому снижение энергетических затрат на кондиционирование воздуха – одна из основных задач, стоящих при проектировании и эксплуатации СККВ.

СККВ представляет собой техническую систему, для анализа процессов превращения энергии в которой применим подход, опирающийся на использование термодинамических потенциалов [6]. Оценку энергоэффективности оборудования СККВ можно осуществить на основе определения обобщенного показателя энергетической эффективности или эксергетического КПД (η_e). Значение η_e показывает степень приближения установки к идеальной, у которой все процессы обратимы, т.е. $\eta_e=1$ [6].

Следует отметить, что эксергией в СККВ считают максимальную работу единицы вещества (массы влажного воздуха, содержащего 1 кг сухого воздуха), полученную при обратимом переходе ее в результате теплообмена из состояния с параметрами относительной влажности (ϕ), температуры (T) в состояние равновесия с окружающей средой с параметрами ϕ_{oc} , T_{oc} [3].

Применение эксергетического анализа позволяет выбрать энергетически эффективную систему организации работы автоматизированной СККВ путем технико- и термодинамического сравнения различных вариантов с последующей термодинамической оптимизацией режимов работы, при которых последовательности обработки воздуха в центральном кондиционере, его параметры или структура изменяются в зависимости от значений параметров наружного воздуха и воздуха в помещениях, а величина η_e максимальна.

Рассмотрение на каждом этапе термодинамического анализа СККВ, как системы, находящейся в стационарном состоянии, основано на использовании статического уровня решения задачи. При этом использовались аналитические методы, основанные на размерных и безразмерных показателях реальной СККВ, включающей в себя неавтономный центральный кондиционер типа КВ63/25 (ОАО «Завод Экватор») с одноступенчатым сальниковым непрямоточным поршневым компрессором фирмы Sabroe типа СМО-26.

Центральный кондиционер КВ63/25 предназначен для кондиционирования воздуха при следующих условиях: температура воздуха на входе агрегата изменяется от -10°C (режим нагрева) и от $+20$ до $+45^{\circ}\text{C}$ (режим охлаждения); объемный расход воздуха – от 0,7 до $1,75 \text{ м}^3/\text{с}$; полное избыточное давление изменяется от 1619 до 2452 Па; теплопроизводительность с учетом увлажнения – от 69,4 до 175 кВт, без учета увлажнения – от 56 до 140 кВт; холодопроизводительность от 52 до 131 кВт. Воздух после обработки в кондиционере поступает по двум каналам в каютные воздухораспределители, установленные в обслуживаемых СККВ помещениях. Схема исследуемой СККВ приведена на рис. 1. Варианты возможной совместной работы теплообменных аппаратов кондиционера рассмотрены в [1].

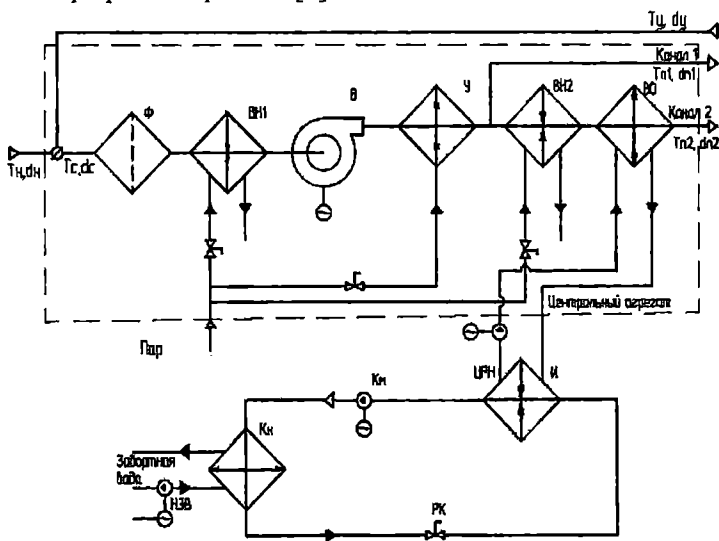


Рис. 1. Схема централизованной двухканальной прямоточно-рециркуляционной СККВ с одноступенчатой холодильной машиной: Φ – пылевой фильтр; ВН1 и ВН2 – воздухонагреватели первой и второй ступени; В – вентилятор; У – паровой увлажнитель; ВО – воздухоохладитель; Км – компрессор; И – испаритель; Кн – конденсатор; ЦРН – циркуляционный рассольный насос; НЗВ – насос заборной воды

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

При проведении термодинамического анализа учитывалось, что на стадии проектирования СККВ основные ее параметры выбираются для экстремальных условий эксплуатации [1]. К таким параметрам относятся расход воздуха в кондиционере ($G_H + G_Y$), расход фреона G_a в ХУ, расход рассола (G_w), степень подогрева рассола, температурный перепад между температурой воздуха на выходе из воздухоохладителя и рассола на его входе и т.д.

Для наиболее энергоемкого «летнего» периода работы СККВ безразмерный показатель эксергетического анализа $\eta_{\text{ел}}$ определен по формуле

$$\eta_{\text{ел}} = 1 - \frac{D_{\text{СМ}} + D_{\text{В}} + D_{\text{ВО}} + D_{\text{ЦРН}} + D_{\text{И}} + D_{\text{КМ}} + D_{\text{КН}} + D_{\text{НЗВ}}}{E_{\text{СМ}} + E_{\text{В}} + E_{\text{ВО}} + E_{\text{ЦРН}} + E_{\text{И}} + E_{\text{КМ}} + E_{\text{КН}} + E_{\text{НЗВ}}}, \quad (1)$$

где $E_{\text{СМ}}$, $E_{\text{В}}$, $E_{\text{ВО}}$, $E_{\text{ЦРН}}$, $E_{\text{И}}$, $E_{\text{КМ}}$, $E_{\text{КН}}$, $E_{\text{НЗВ}}$ – эксергия, подводимая к смесителю наружного и рециркуляционного воздуха, к двигателю вентилятора, отводимая от воздуха в воздухоохладителе, подводимая к двигателю циркуляционного рассольного насоса, отводимая от рассола в испарителе, подводимая к поршневому компрессору, к забортной воде в конденсаторе, к двигателю насоса забортной воды; $D_{\text{СМ}}$, $D_{\text{В}}$, $D_{\text{ВО}}$, $D_{\text{ЦРН}}$, $D_{\text{И}}$, $D_{\text{КМ}}$, $D_{\text{КН}}$, $D_{\text{НЗВ}}$ – эксергетические потери в соответствующих агрегатах СККВ.

Эксергетический КПД определяется с учетом стандартных температурно-влажностных условий внутреннего $T_y = 25-27^\circ\text{C}$, $\phi_y = 50-60\%$ и наружного воздуха $T_H = 31-35^\circ\text{C}$, и $\phi_H = 40-60\%$ [5]. Входящие в формулу (1) потоки эксергии, для «летнего» периода работы СККВ, определяются с учетом рекомендаций [1] по формулам

$$E_{\text{В}} = (G_H + G_Y) (I_{\text{В1}} - I_{\text{В2}}) \frac{H_{\text{В}}}{(c_{\text{PC}} \rho_{\text{В}} \Delta T_{\text{В}} \eta_{\text{В}} - 1,9 H_{\text{В}}) \eta_{\text{ДВ}}};$$

$$E_{\text{ВО}} = (Q_0 + E_{\text{В}} \eta_{\text{ДВ}}) \left(\frac{T_H}{t_{\text{w1}} - \frac{t_{\text{w1}} - t_{\text{w2}}}{2} - \theta_0} - 1 \right) + G_w \left[(T_H - 273) (c_{\text{PC}} + d_H c_{\text{PH}}) \ln \frac{(c_{\text{PC}} + d_{\text{ВОТ}} c_{\text{PH}}) T_{\text{ВО1}} + r(d_{\text{ВО1}} - d_H)}{(c_{\text{PC}} + d_{\text{ВО2}} c_{\text{PH}}) T_{\text{ВО2}} + r(d_{\text{ВО2}} - d_H)} \right];$$

$$E_{\text{ЦРН}} = \frac{E_{\text{ВО}}}{\left(\frac{T_H}{T_{\text{ВО1}} - \frac{T_{\text{ВО2}} - T_{\text{ВО1}}}{2} - \theta_{\text{ВО}}} - 1 \right)} \frac{H_{\text{РН}}}{(c_w \rho_w \Delta T_w \eta_{\text{РН}} - H_{\text{РН}}) \eta_{\text{ДРН}}};$$

$$E_{\text{И}} = (Q_0 + E_{\text{ЦРН}} \eta_{\text{ДРН}}) \left(\frac{T_H}{t_{\text{w2}} - \frac{t_{\text{w2}} - t_{\text{w1}}}{2} - \theta_{\text{ВО}} - \theta_{\text{И}}} - 1 \right);$$

$$E_{KM} = \frac{1}{\eta_{KM}} \left[E_H + G_a \bar{c}_p (T_2 - T_K) \left(1 - \frac{2T_H}{T_2 + T_K} \right) + G_d r_0 \left(1 - \frac{T_H}{T_K} \right) + G \bar{\alpha}_x \Delta T_{ж} \left(1 - \frac{T_H}{T_K - \frac{\Delta T_{ж}}{2}} \right) + G_a \bar{c}_x T_H \left(\frac{T_K}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_K}{T_0} \right) + \frac{P_{УТР} S_{\Pi} D^2 2W_K}{8} \right]; E_{KH} = \left\{ Q_0 + E_U + E_{ЦРН} \eta_{ДРН} + G_a \left[\bar{c}_p (T_2 - T_K) \left(1 - \frac{2T_H}{T_2 + T_K} \right) + r_0 \left(1 - \frac{T_H}{T_K} \right) + \bar{c}_x T_H \left(\frac{T_K}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_K}{T_0} \right) \right] \right\} * \left(\frac{T_H}{t_{3B1} - \frac{t_{3B2} - t_{3B1}}{2} - \theta_{KH}} - 1 \right);$$

$$E_{H3B} = \frac{E_{KH}}{\left(\frac{T_H}{T_0 - \frac{T_0 - T_K}{2} - \theta_{KH}} - 1 \right)} \frac{50H_{H3B}}{(c_{3B} \rho_{3B} \Delta T_{3B} \eta_{H3B} - H_{H3B}) \eta_{ДН3B}},$$

- где G_H, G_y, G_W, G_a – расход наружного и рециркуляционного воздуха, рассола и хладагента;
- $T_H, T_C, T_{B01}, T_{B02}$ – температура воздуха наружного и смеси наружного с рециркуляционным воздухом, перед и за воздухоохладителем;
- t_{B1}, t_{B2} – энтальпия воздуха перед и за вентилятором;
- t_{w1}, t_{w2} – температура рассола на входе и выходе циркуляционного рассольного насоса;
- t_{3B1}, t_{3B2} – температура заборной воды на входе и выходе конденсатора;
- T_0, T_K – температура кипения и конденсации хладагента;
- $d_H, d_C, d_{B01}, d_{B02}$ – влагосодержание воздуха наружного и смеси наружного с рециркуляционным воздухом, перед и за воздухоохладителем;
- $\theta_{B0}, \theta_{и}, \theta_{KH}$ – температурный напор воздухоохладителя, испарителя и конденсатора;
- R_B – газовая постоянная влажного пара;
- $c_{рс}, c_{рп}$ – средняя удельная изобарная теплоемкость сухого воздуха и водяного пара;
- c_w – удельная массовая теплоемкость рассола;
- c_p, c_x – средняя изобарная теплоемкость жидкого рабочего тела и средняя теплоемкость перегретого пара при давлении конденсации в конце длительного процесса сжатия (рис.2);
- g, g_0 – теплота парообразования рассола и хладагента;
- $\rho_B, \rho_W, \rho_{3B}$ – плотность влажного воздуха, рассола и заборной воды;
- $P_{итр}$ – удельное давление сил трения в компрессоре;

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

S_n, D, Z — ход поршня, диаметр цилиндра, число цилиндров компрессора;

w_K — угловая скорость вращения компрессора;

$\eta_{ДВ}, \eta_{ЦРН}, \eta_{КМ}, \eta_{ДНЗВ}, \eta_{НЗВ}$ — КПД двигателя вентилятора, двигателя циркуляционного рассольного насоса, циркуляционного рассольного насоса, компрессора, двигателя насоса забортной воды и насоса забортной воды;

$H_B, H_{ЦРН}, H_{НЗВ}$ — напор вентилятора, циркуляционного рассольного насоса и насоса забортной воды.

Эксергетические потери для различных агрегатов определяются так:

$$D_{CM} = \alpha(E_{CM} - 0.2) - (1 - \alpha)(E_{CM} - E_y);$$

$$D_D = E_B \eta_B \eta_{ДВ} \eta_{ПДВ};$$

$$D_{BO} = Q_0 \left(\frac{T_H}{t_{\omega 1} - \frac{t_{\omega 1} - t_{\omega 2}}{2} - \Theta_{BO}} - \frac{T_H}{t_{\omega 1} - \frac{t_{\omega 1} - t_{\omega 2}}{2}} \right);$$

$$D_H = E_{BO} \eta_{ЦРН} \eta_{ДЦРН} \eta_{ПДЦРН};$$

$$D_H = Q_0 \left(\frac{T_H}{t_{\omega 2} - \frac{t_{\omega 2} - t_{\omega 1}}{2} - \Theta_{BO} - \Theta_H} - \frac{T_H}{t_{\omega 2} - \frac{t_{\omega 2} - t_{\omega 1}}{2}} \right);$$

$$D_{KM} = G_a \bar{c}_p (T_2 - T_K) \left(1 - \frac{2T_H}{T_2 + T_K} \right) + G_a r_O \left(1 - \frac{T_H}{T_K} \right) + G \bar{\alpha}_x \Delta T_{Ж} \left(1 - \frac{T_H}{T_K - \frac{\Delta T_{Ж}}{2}} \right) + G_a \bar{c}_x T_H \left(\frac{T_K}{T_O} - 1 - \ln \frac{T_K}{T_O} \right) + \frac{P_{УТР} S_{\Pi} D^2 2w_K}{8} \};$$

$$D_{KH} = Q_K \left(\frac{T_H}{t_{3B2} - \frac{t_{3B2} - t_{3B1}}{2} - \Theta_K} - \frac{T_H}{t_{3B2} - \frac{t_{3B2} - t_{3B1}}{2}} \right);$$

$$D_{НЗВ} = E_K \eta_{НЗВ} \eta_{ДНЗВ} \eta_{ПДНЗВ};$$

где E_y – поток эксергии на выходе смесителя;

$$\alpha = \frac{G_y}{G_y + G_E};$$

$\eta_v, \eta_{пдв}$ – КПД вентилятора и передачи;

$\eta_{пдпрн}, \eta_{пднзв}$ – КПД передачи циркуляционного рассольного насоса и насоса заборной воды.

Эксергетические потери в СККВ обусловлены рядом причин и в первую очередь эксергетическими потерями в ХУ. К наиболее существенным факторам, влияющим на $\eta_{ел}$, относятся:

- необратимый теплообмен между источником низкого потенциала и рабочим агентом в испарителе;
- необратимый теплообмен между рабочим агентом и окружающей средой повышенного потенциала в конденсаторе;
- сжатие в компрессоре перегретого пара рабочего агента по необратимой политропе вместо обратимого сжатия пара в идеальной установке.

Повысить $\eta_{ел}$ можно используя гибкую систему управления агрегатами комплекса, учитывающую его как объект автоматизации. Например, решая задачу повышения $\eta_{ел}$, необходимо управлять ХУ с учетом термодинамического цикла исследуемой одноступенчатой парокompрессионной установки (рис. 2).

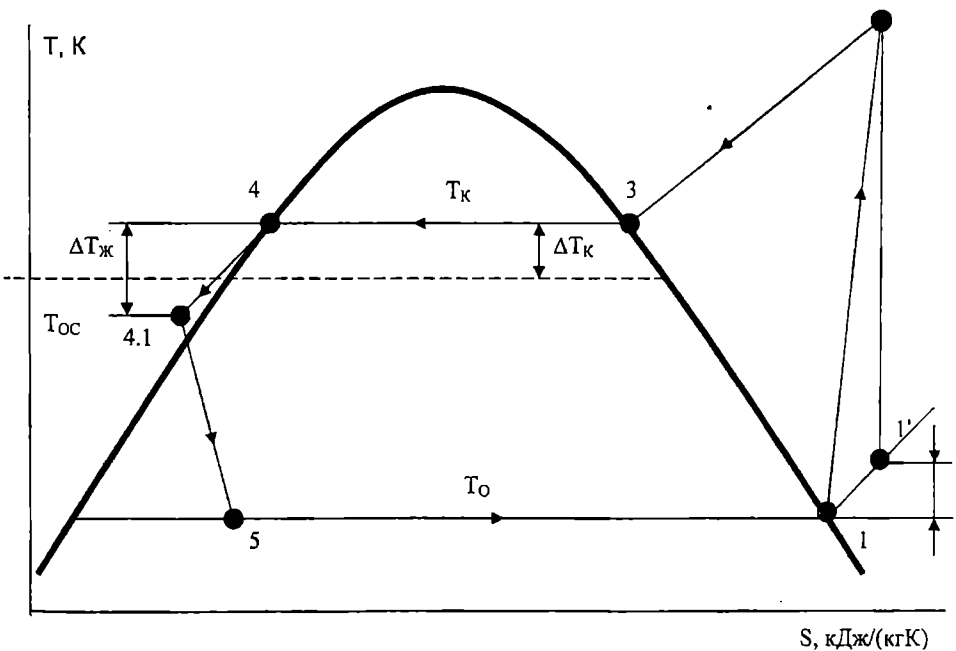


Рис. 2. T-S диаграмма цикла одноступенчатой холодильной установки

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Из диаграммы цикла следует:

- процесс сжатия в компрессоре (1-2) сопровождается увеличением энтропии; чем меньше его величина при одинаковых величинах развиваемого давления тем выше его КПД; длина линии 1-2 характеризует величину энергопотребления компрессора;
- процесс охлаждения перегретого газа до состояния насыщения (2-3) происходит по линии постоянного давления; чем меньше длина линии, тем выше КПД;
- процесс конденсации насыщенного пара (3-4) протекает при постоянном давлении с температурой выше температуры окружающей среды на ΔT_k ; чем больше величина ΔT_k , тем выше давление конденсации, тем больше затраты энергии компрессором на сжатие;
- процесс переохлаждения жидкости (4-4.1) по линии постоянного давления увеличивает холодопроизводительность кондиционера;
- процесс дросселирования жидкости (4.1-5) ведет к увеличению энтропии и снижает холодопроизводительность;
- процесс испарения жидкого хладагента идет по линии 5-1; длина линии пропорциональна величине холодопроизводительности Q_0 .

Для «зимнего» периода работы СККВ эксергетический КПД определялся при стандартных температурно-влажностных условиях внутреннего $T_y = 19-22^\circ\text{C}$, $\phi_y = 80\%$ и наружного воздуха $T_H = -8^\circ\text{C}$, $\phi_H = 85\%$ [5].

$$\eta_{es} = \frac{D_{CM} + D_{BH1} + D_B + D_Y + D_{BH2}}{E_{CM} + E_{BH1} + E_B + E_Y + E_{BH2}}, \quad (2)$$

где E_{CM} , E_{BH1} , E_B , E_Y , E_{BH2} – эксергия, подводимая к смесителю наружного и рециркуляционного воздуха, к воздуху в воздухонагревателе первой ступени, к двигателю вентилятора, к воздуху в увлажнителе, к воздуху в воздухонагревателе второй ступени;

D_{CM} , D_{BH1} , D_B , D_Y , D_{BH2} – потери эксергии в камере смешения, воздухонагревателе первой ступени, вентиляторе, увлажнителе, в воздухонагревателе второй ступени.

Входящие в формулу (2) потоки эксергии для «зимнего» периода работы СККВ определяются по формулам

$$E_{BH1} = \frac{G_n r}{k} \left(\frac{T_H}{T_{BH11} + \frac{T_{BH12} - T_{BH11}}{2} + \Theta_H} \right) - (G_H + G_Y)(T_H - 273)(c_{PC} + d_H c_{PH}) \ln \frac{T_{BH11}}{T_{BH12}};$$

$$E_Y = (G_H + G_Y) T_H \left\{ (c_{PC} + c_{PH} d_2) \left(\frac{T_{Y2}}{T_H} - 1 - \ln \frac{T_{Y2}}{T_H} \right) + R_H \left[(0,622 + d_{Y2}) \ln \frac{0,622 + d_H}{0,622 + d_{Y2}} + d_{Y2} \ln \frac{d_{Y2}}{d_H} \right] \right\};$$

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

$$E_{BH2} = \frac{G_{\Pi} r}{k} - (G_H + G_V) (T_H - 273) (c_{PC} + d_H c_{PP}) \ln \frac{T_{BH21}}{T_{BH22}},$$

где T_{BH11} , T_{BH12} , T_{BH21} , T_{BH22} – температура воздуха перед и за воздухонагревателями первой и второй ступени;

T_{y1} , T_{y2} – температура воздуха перед и за увлажнителем воздуха;

d_{y1} , d_{y2} – влагосодержание воздуха перед и за увлажнителем воздуха;

G_{Π} – расход пара через воздухонагреватели;

r – скрытая теплота парообразования;

k – коэффициент запаса, учитывающий неполноту конденсации пара;

R_{Π} – газовая постоянная пара.

Входящие в формулу (2) эксергетические потоки E_{CM} и E_B определяются аналогично «летнему» периоду работы СККВ.

Потери эксергии в агрегатах СККВ в «зимнем» периоде ее работы определяются так:

$$D_{BH1} = Q_{\Pi} \left[\frac{T_H}{T_{BH11} + \frac{T_{BH12} - T_{BH11}}{2} + \Theta_{\Pi}} - \frac{T_H}{T_{BH11} + \frac{T_{BH12} - T_{BH11}}{2}} \right];$$

$$D_y = (G_H + G_V) c_{PC} (T_{y2} - T_{y1}) + c_{PP} (d_{y2} - d_{y1}) (T_{y1} - T_H) - T_H (\ln T_{y1} - \ln T_H) + \\ + c_{PP} T_H [d_{y2} \ln d_{y2} - d_{y1} \ln d_{y1} - (d_{y2} - d_{y1}) \ln d_H] + \\ + T_H R_{\Pi} \{ (0,622 + d_{y1}) \ln (0,622 + d_{y1}) - (0,622 + d_{y2}) \ln (0,622 + d_{y2}) + (d_{y2} - d_{y1}) \ln (0,622 + d_H) \}$$

$$D_{BH2} = Q_{\Pi} \left[\frac{T_H}{T_{BH21} + \frac{T_{BH22} - T_{BH21}}{2} + \Theta_{\Pi}} - \frac{T_H}{T_{BH21} + \frac{T_{BH22} - T_{BH21}}{2}} \right];$$

$$D_{CM} = \alpha (E_{CM} - 0,2) - (1 - \alpha) (E_{CM} - E_y),$$

$$D_B = E_B \eta_B \eta_{ДВ} \eta_{ПДВ}$$

СККВ в переходном периоде работы функционирует в вентиляционном режиме, т.е. эксергетический КПД определяется по формуле

$$\eta_{СП} = \frac{D_{CM} + D_B}{E_{CM} + E_B}, \quad (3)$$

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Оценивая работу СККВ за год работы, среднегодовые значения ее эксергетического КПД можно определить, зная продолжительность работы системы в «летний» ($T_{л}$), «зимний» ($T_{з}$), и переходной ($T_{п}$) периоды.

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{1}{T_2} (\eta_{\text{ел}} T_{л} + \eta_{\text{ез}} T_{з} + \eta_{\text{еп}} T_{п}) \quad (4)$$

В формулах (1) – (4) часть параметров известна. Параметры воздуха на входах и выходах агрегатов СККВ, а также на входе и выходе из кондиционируемых помещений и др. измеряются на работающем объекте. Остальные величины определяются расчётным путём. Результаты предварительных расчётов затрат на функционирование агрегатов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты предварительных расчетов затрат

Узел системы	Параметры воздуха, рассола, хладатента, пара			Е, кВт
	t, °C	G, кг/с	W, кВт	
Смеситель	t _в =35	2,87	x	0,138-0,233
Воздухонагреватель 1ой ступени	t _п =135-158	0,0028-0,0528	x	4,700-12,310
Вентилятор	x	2,87	11	7,732-10,781
Увлажнитель	t _п =135-158	0,0028-0,0128	x	1,650-3,921
Воздухоохладитель	tw1=1	0,77-5,97	x	4,244-15,516
Воздухонагреватель 2ой ступени	t _п =135-158	0,0028-0,0270	x	10,404-18,724
Компрессор	To=-4-3	3,7-3,817	26	4,077-17,284
Испаритель	tw2=11	3,7-3,818	x	14,573-16,113
Конденсатор	Tk=31-36	3,7-3,819	x	4,029-6,375
Циркуляционный рассольный насос	tw1=1	0,77-5,97	2	0,124-3,075
Насос забортной воды	t _{зв} =25	4,4-8,05	2	0,148-1,646

Существенно важным при термодинамическом анализе СККВ является учёт не только эксергетического КПД всей системы, но и учёт эксергетических КПД агрегатов, комплектующих систему. Результаты с расчётными формулами определения эксергетических КПД агрегатов приведены в табл. 2.

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Таблица 2

Результаты расчетов эксергетических КПД

Узел системы	Расчетная формула	η_e
Смеситель	$\eta_{ЕСМ} = 1 - \frac{D_{СМ.}}{E_{СМ} + E_B + E_{ВО}}$	0,997
Воздуонагреватель 1-ой ступени	$\eta_{ЕВН1} = 1 - \frac{D_{ВН1}}{E_{СМ} + E_{ВН1} + E_B + E_Y + E_{ВН2}}$	0,938
Вентилятор	$\eta_{ЕВ} = 1 - \frac{D_B}{E_{СМ} + E_B + E_{ВО}}$	0,822
Увлажнитель	$\eta_{ЕY} = 1 - \frac{D_Y}{E_{СМ} + E_{ВН1} + E_B + E_Y + E_{ВН2}}$	0,981
Воздухоохладитель	$\eta_{ЕВО} = 1 - \frac{D_{ВО}}{E_{СМ} + E_B + E_{ВО} + E_{РН} + E_U + E_{КМ} + E_K + E_{ЦРП}}$	0,926
Воздуонагреватель 2-ой ступени	$\eta_{ЕВН2} = 1 - \frac{D_{ВН2}}{E_{СМ} + E_{ВН1} + E_B + E_B + E_Y + E_{ВН2}}$	0,954
Компрессор	$\eta_{ЕКМ} = 1 - \frac{D_{КМ}}{E_{ВО} + E_{РН} + E_U + E_{КМ} + E_K + E_{НЗВ}}$	0,972
Испаритель	$\eta_{ЕU} = 1 - \frac{D_U}{E_{ВО} + E_{РН} + E_U + E_{КМ} + E_K + E_{НЗВ}}$	0,991
Конденсатор	$\eta_K = 1 - \frac{D_K}{E_{ВО} + E_{РН} + E_U + E_{КМ} + E_K + E_{НЗВ}}$	0,949
Циркуляционный рассольный насос	$\eta_{ЕРН} = 1 - \frac{D_{РН}}{E_{ВО} + E_{РН} + E_U + E_{КМ} + E_K + E_{НЗВ}}$	0,857
Насос забортной воды	$\eta_{ЕНЗВ} = 1 - \frac{D_{НЗВ}}{E_{ВО} + E_{РН} + E_U + E_{КМ} + E_K + E_{НЗВ}}$	0,941

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Результаты, приведенные в табл. 2, наглядно свидетельствуют об энергоэффективности функционирования каждого агрегата СККВ.

Проведенный анализ СККВ, основывающийся только на термодинамических методах, обладает определёнными ограничениями. Поэтому необходимо обладать технико-экономическими эксергетическими ресурсами, т.е. использовать «стоимость эксергии».

В качестве критерия экономической эффективности СККВ предлагается использовать отношение приведенных затрат в течение каждого из трёх периодов работы к выработанной за это время эксергии, т.е. «стоимость эксергии», грн / кВт*ч

$$C_n = \frac{3n}{\sum E_n * T_n}, \quad (5)$$

где n – индекс, соответствующий одному из трёх периодов работы СККВ;

$\sum E_n$ – суммарное значение выработанной энергии для соответствующего периода работы.

Среднегодовые приведенные удельные затраты с учётом (5) определяются по формуле

$$C_{cp} = \frac{1}{T_2} * \left(\frac{3_1}{\sum E_1} + \frac{3_2}{\sum E_2} + \frac{3_n}{\sum E_n} \right). \quad (6)$$

Приведенные затраты 3_1 , 3_2 , 3_n для любого энергетического процесса при модернизации и эксплуатации СККВ могут быть определены так:

$$3_n = E_n K + m K + p_{зам} \sum E_n + p_m M + S_0, \quad (7)$$

где E_n – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений;

K – суммарные капиталовложения;

m – коэффициент, учитывающий отчисления на амортизацию и текущий ремонт;

S_0 – затраты на обслуживание, ремонт, накладные расходы;

$p_{зам}$ – средневзвешенные замыкающие затраты на единицу эксергии;

p_m – удельные затраты по переработке топлива;

M – расход топлива в судовой энергетической установке на функционирование СККВ.

Используя расчетные зависимости η_e [6] от потребляемой эксергии технологическими агрегатами СККВ, можно определить оптимальные

величины изменяемых параметров, т.е. осуществить термодинамическую оптимизацию параметров любого агрегата, входящего в установку кондиционирования воздуха.

На основе результатов термодинамического анализа и «стоимости эксергии» были определены оптимальные режимы функционирования агрегатов СККВ для соответствующих периодов года. Режимы работы СККВ исследовались на ЭВМ в широком диапазоне изменения: параметров воздуха на входе в кондиционер; тепловлажностных нагрузок в судовых помещениях; расходов воздуха и хладоносителя в комплексе СККВ-ХУ; температуры кипения, конденсации хладоносителя и температуры заборной воды; частот питающих напряжений двигателей вентилятора, компрессора, насосов заборной воды, циркуляционного рассольного насоса. Границы полученных режимов совпадают в пределах расчетной точности с границами режимов [4], однако в них обеспечивается более экономичная работа СККВ.

Полученные значения эксергетических КПД для различных режимов работы СККВ, характеристики связей между отдельными его частями, учет взаимодействия с окружающей средой, а также проведенная термодинамическая оптимизация СККВ и ее элементов послужили основой для дальнейшей работы по усовершенствованию системы кондиционирования и разработки системы автоматического управления (САУ) [1]. Создание такой САУ обусловлено наличием десятков контролируемых и регулируемых параметров; необходимостью вычислений энергосберегающих режимов с учетом η_e и обеспечения работы оборудования СККВ в них; потребностью в автоматическом регулировании с высокой точностью параметров воздуха в кондиционируемых помещениях; необходимостью управления преобразователями частоты электроприводов компрессора, насосов и вентилятора; требованиями защиты оборудования от аварийных ситуаций. Разработанная структура САУ [1] отличается доступностью элементной базы и комплектующих; невысокой технологической сложностью изделия; соответствием стандартам по электрическим параметрам, коммуникационным протоколам и их инструментальным средствам; соответствием средствам конфигурирования и прикладного программирования систем конечным пользователем.

При работе СККВ в режимах с максимальным эксергетическим КПД и при управлении посредством рекомендуемой САУ возможно снижение до 60% годовых энергозатрат. При этом обеспечиваются комфортные условия воздушной среды в кондиционируемых помещениях в соответствии с санитарными нормами [5].

ЛИТЕРАТУРА

1. Вычужанин В.В. Эксергетический метод анализа эффективности комплекса системы комфортного кондиционирования воздуха – холодильная установка // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. – 2005. – N 2. – С. 22-26.
2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
3. Карпис Е.Е. Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1986. – 268 с.
4. Кринецкий И.И., Вычужанин В.В. Оптимальные режимы работы автоматизированного судового кондиционера // Судостроение – 1986. – N 3. – С. 15-18.
5. Суднові системи вентиляції та кондиюнування повітря 47.020.90
6. Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие // В.М.Бродянский, Г.П.Верхивкер, Я.Я.Коруев и др. – К.: Наук. думка, 1991. – 367 с.

Надійшла 14.11.05.

УДК 621.757:697.7

В.А. Петренко
В.Х. Кириллов
А.С. Воловик

РАСЧЁТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СУДОВОЙ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Проводится теоретическое исследование судовой эжекторной холодильной машины (ЭХМ), использующей экологически безопасный хладагент R245fa. Рассмотрен термодинамический анализ принципиальной схемы ЭХМ. Предложены рациональные методы повышения эффективности. Рассмотрен сравнительный анализ эффективности работы эжекторов с цилиндрической и коническо-цилиндрической камерой смешения. Для расчёта коэффициента эжекции для обоих случаев предложен модифицированный метод Соколова-Зингера на основе решения задач нелинейного программирования.

Ключевые слова: эжектор, эжекторная холодильная машина, хладагент, термодинамический цикл, камера смешения, нелинейное программирование.

В настоящее время в судовых системах кондиционирования воздуха в основном применяются парокompрессионные холодильные машины (ПКХМ) с приводом от электродвигателей.

Электрические мощности, потребляемые оборудованием хладоснабжения судна, достигают значительных величин, что приводит к дополнительным затратам топлива и необходимости увеличения мощности судовой электростанции.

Одним из путей совершенствования энергопотребления на судах является утилизация теплоты отходящих от главного и вспомогательных двигателей выпускных газов и охлаждающих их жидкостей, в частности для работы теплоиспользующих холодильных машин [2, 9].

Сравнительный анализ различных холодильных машин показывает, что наиболее перспективными для судовых систем кондиционирования воздуха являются эжекторные холодильные машины (ЭХМ), использующие легкокипящие рабочие вещества [1, 3].

Однако, несмотря на ряд достоинств перед другими генераторами холода, ЭХМ не лишены недостатков, самым существенным из которых является относительно невысокий тепловой коэффициент ζ .

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Кроме того, до настоящего времени в них преимущественно применялись легко-кипящие хладагенты R11, R12, R141b, R142b и др., которые не отвечают современным экологическим требованиям [4, 7, 12, 13].

Поэтому представляют значительный интерес дальнейшие исследования с целью создания судовых утилизационных ЭХМ, отвечающих современным требованиям по энергетическим, экономическим и экологическим показателям и конкурентоспособных на мировом рынке холодильных машин.

В работе поставлена задача проведения расчётно-теоретического исследования судовой ЭХМ, использующей озононеразрушающее рабочее вещество с целью выявления возможных методов повышения её энергетической эффективности.

На первом этапе исследования проведен термодинамический анализ ЭХМ, принципиальная схема и действительный цикл которой приведены на рис. 1.

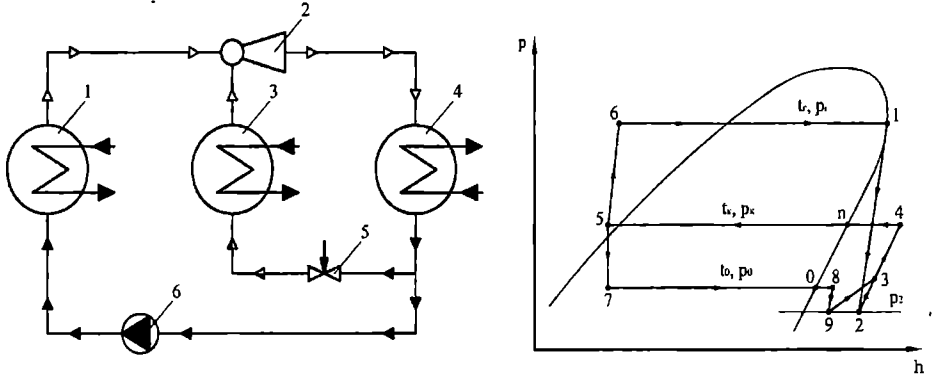


Рис. 1. Принципиальная схема и действительный цикл эжекторной холодильной машины: 1 – генератор; 2 – эжектор; 3 – испаритель; 4 – конденсатор; 5 – дроссельный вентиль; 6 – питательный насос

ЭХМ работает следующим образом. Насыщенный рабочий пар холодильного агента с массовым расходом G_p , образовавшийся в генераторе 1 в результате подвода тепла от греющей среды, поступает в сопло эжектора 2, расширяется в нем и всасывает насыщенный пар, имеющий расход G_0 , из испарителя 3. Сжатая в диффузоре эжектора 2 смесь паров с расходом $(G_p + G_0)$ поступает в конденсатор 4, где происходит ее сжижение. Жидкость, выходящая из конденсатора 4, разделяется на два потока, один из которых питательным насосом 6 возвращается в генератор 1, а второй снижает свое давление в дроссельном вентиле 5 и поступает в испаритель 3 для производства холода.

Основным элементом ЭХМ является эжектор – струйный аппарат, предназначенный для всасывания паров холодильного агента из испарителя, их сжатия и нагнетания в конденсатор (рис. 2). Аналогичные функции в схеме традиционной ПКХМ выполняет компрессор, приводимый в действие от электродвигателя.

Эжектор состоит из сопла, приемной камеры, камеры смешения и диффузора. В отличие от механического компрессора, осуществление рабочих процессов в эжекторе происходит путем передачи кинетической энергии от одного потока к другому при непосредственном их контакте и смешении. В результате обмена энергией между рабочим потоком, находящимся перед эжектором при высоком давлении p_r , и эжектируемым потоком, поступающим в эжектор при низком давлении p_0 , образуется смешанный поток с промежуточным давлением p_k .

Основное отличие ЭХМ от традиционной ПКХМ заключается в том, что работа, расходуемая для производства холода в цикле, не подводится от внешнего источника, а производится в самом контуре машины. Цикл ЭХМ совмещает в себе паросиловой цикл Ренкина и обратный цикл ПКХМ, а эжектор, в свою очередь, выполняет функции турбины, передаточного механизма и компрессора, но не имеет при этом движущихся элементов и конструктивно значительно проще последних.

Основным показателем эффективности работы эжектора является коэффициент эжекции U , который вычисляется по формуле

$$U = \frac{G_0}{G_p}. \quad (1)$$

Энергетическая эффективность ЭХМ определяется величиной теплового коэффициента ζ , который обычно вычисляется без учёта работы питательного насоса и выражается как

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_r} = U \cdot \frac{q_0}{q_r}. \quad (2)$$

Для обоснования выбора рациональных методов повышения эффективности ЭХМ на первом этапе исследования проведем анализ, связывающий рабочие параметры цикла и термодинамические свойства рабочего вещества с энергетическими и эксплуатационными показателями ЭХМ.

Из уравнения (2) следует, что для повышения ζ необходимо стремиться к увеличению U и q_0 и уменьшению q_r . В свою очередь для повышения U следует увеличивать удельную работу расширения рабочего пара в сопле $l_p = h_2 - h_1$ и уменьшать удельную работу сжатия смеси паров в диффузоре $l_c = h_4 - h_3$.

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Анализ влияния рабочих параметров цикла и термодинамических свойств применяемого холодильного агента на коэффициент эжекции показывает, что U растет при увеличении значения $E = p_{\Gamma} / p_0$ и произведения $p_{\Gamma} \cdot v_1$ и уменьшении значения $e = p_K / p_0$ и произведения $p_0 \cdot v_8$. Показатели адиабат процессов расширения k_p и сжатия k_c отличаются между собой незначительно и не оказывают существенного влияния на величину U .

Потери, связанные с необратимым расширением холодильного агента в дроссельном вентиле, уменьшаются при снижении e и имеют меньшую величину для рабочих тел с большой удельной теплотой парообразования r_0 и малой удельной теплоемкостью жидкой фазы агента c_p .

Таким образом, тепловой коэффициент ЭХМ зависит от термодинамических свойств применяемого рабочего вещества и рабочих параметров цикла. Величина ζ имеет более высокие значения для холодильных агентов с большими значениями t_{KP} и r_0 и малыми значениями c_p [4, 6].

Повышение t_{Γ} и t_0 и снижение t_K также способствует росту ζ . Причем величина t_K имеет большее влияние на ζ , чем t_{Γ} и t_0 , так как t_K одновременно влияет на энергетическую эффективность как прямого, так и обратного циклов.

Энергетические и эксплуатационные показатели ЭХМ также зависят от эффективности работы питательного насоса.

Удельные затраты электроэнергии на привод питательного насоса $N_{Н.уд}$, отнесенные к 1 кВт вырабатываемого в ЭХМ холода, определяются из выражения

$$N_{Н.уд} = \frac{(p_{\Gamma} - p_K) \cdot v_5}{U \cdot q_0 \cdot \eta} \quad (3)$$

Анализ формулы (3) показывает, что на значение $N_{Н.уд}$ в основном оказывают влияние величины $(p_{\Gamma} - p_K)$, U , q_0 и η , при этом $N_{Н.уд}$ снижается при увеличении U , q_0 , η и при уменьшении $(p_{\Gamma} - p_K)$.

Следует отметить, что величина разности давлений $(p_{\Gamma} - p_K)$ не только определяет нагрузку на рабочие элементы питательного насоса, но также значительно влияет на надежность его работы и η . С целью повышения надежности работы насоса и его КПД, в ЭХМ целесообразно применять рабочие вещества низкого давления, что, в свою очередь, означает рабочие вещества с высокими значениями критической температуры t_{KP} .

Таким образом, величина $N_{н.уд}$ также зависит от термодинамических свойств применяемого холодильного агента и рабочих параметров не только прямого, но и обратного цикла ЭХМ.

Термодинамический анализ ЭХМ показывает, что основной потерей энергии в ЭХМ является потеря на удар в эжекторе – при взаимодействии рабочего и эжектируемого потоков в приемной камере и в камере смешения. По принципу действия эжектора эта потеря всегда имеет место и неустраняема, но, как показали последние теоретические и экспериментальные исследования, может быть существенно уменьшена путем оптимизации конструкции эжектора, а также профиля и геометрических характеристик его проточной части [1, 4, 5, 7, 10].

На основе установленных закономерностей течения рабочего и эжектируемого пара в приемной камере и на начальном участке камеры смешения эжектора предложены способы повышения U путем специального профилирования проточной части эжектора. В частности доказано, что применение в эжекторе коническо-цилиндрической камеры смешения (КЦКС) вместо обычно рекомендуемой цилиндрической камеры (ЦКС) позволяет значительно (на 20-25%) повысить U и ζ [4, 5, 7].

Наряду с потерей на удар, в эжекторе наблюдаются потери, связанные с необратимостью процессов расширения и сжатия пара, величина которых зависит как от степени обратимости происходящих в эжекторе процессов, так и от величин E и e .

Также установлено, что на величину U также оказывает значительное влияние схема ЭХМ, ее рабочий цикл и необратимости процессов теплообмена в генераторе, в конденсаторе и испарителе. Для уменьшения потерь в теплообменных аппаратах следует снижать разность температур между обменивающимися теплом средами в первую очередь в конденсаторе, затем в испарителе и генераторе [12].

Следует также учитывать, что часть полезной энергии в ЭХМ неизбежно тратится на преодоление гидравлических сопротивлений трубопроводов и теплообменных аппаратов. Эти потери в значительной мере зависят от свойств рабочего тела и от типа и конструкции теплообменных аппаратов и соединительных трубопроводов.

Выполненный анализ позволил сформулировать направления повышения эффективности судовой ЭХМ, основными из которых являются:

- использование перспективного холодильного агента;
- оптимизация профиля проточной части эжектора;
- совершенствование схемы холодильной машины и ее рабочего цикла.

На основе обширных теоретических и экспериментальных исследований ЭХМ, работающих на различных легкокипящих веществах

в режиме кондиционирования воздуха, доказано, что с термодинамической и эксплуатационной точек зрения для судовой утилизационной ЭХМ следует выбирать рабочее вещество низкого давления с высоким значением критической температуры $t_{кр}$, малой молекулярной массой μ , малым значением удельной изобарной теплоемкости в жидкой фазе c_p и с нормальной температурой кипения t_s в диапазоне 5-15 °С [4, 6, 7].

Помимо термодинамических свойств, при выборе рабочего вещества ЭХМ, к нему также предъявляется ряд традиционных требований: оно должно быть экологически безвредным, недорогим, неагрессивным в отношении конструкционных материалов, термически стабильным, нетоксичным, негорючим, взрывобезопасным и т.п.

В наибольшей степени указанным выше требованиям отвечает новый негорючий, экологически безопасный хладагент R245fa ($\text{CHF}_2\text{CH}_2\text{CF}_3$), имеющий значения $\text{ODP}=0$, $\text{GWP}=0,089$, $\mu=134,05$ кг/кмоль, $t_{кр}=154$ °С и $t_s=14,9$ °С, который и был выбран в качестве перспективного легкокипящего рабочего вещества для судовой ЭХМ.

На втором этапе исследования был проведен сравнительный анализ эффективности работы эжекторов с ЦКС и КЦКС, проточная часть которых схематично изображена на рис. 2.

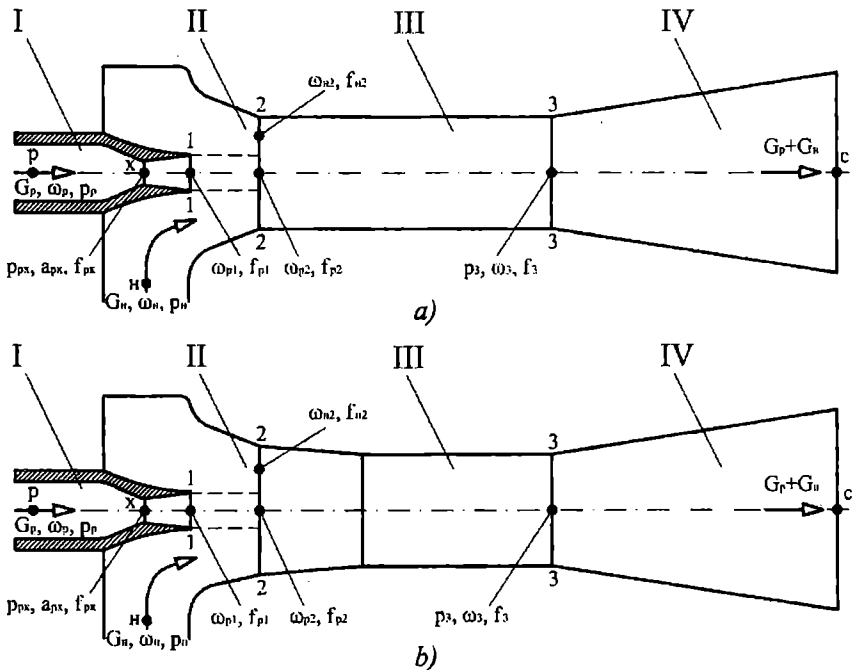


Рис. 2. Схема проточной части эжектора с цилиндрической (а) и коническо-цилиндрической (б) камерой смешения: I – сопло; II – приёмная камера; III – камера смешения; IV – диффузор

При выводе расчётных уравнений для определения максимально достижимого U за основу была принята одномерная модель Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера [10], но с уточнениями и поправками, полученными в работе [4]. В ней установлено, что предельный режим, которому при заданных рабочих параметрах цикла соответствует максимально достижимый коэффициент эжекции, характеризуется достижением эжектируемым потоком критической скорости во входном сечении камеры смешения.

С целью упрощения вывода расчётных уравнений в предложенной методике приняты следующие допущения:

- рабочий и эжектируемый потоки имеют одинаковые показатели адиабаты k и газовые постоянные R ;
- до поступления в камеру смешения на участке между выходным сечением сопла 1 – 1 и входным сечением камеры смешения 2 – 2 рабочий поток не расширяется и не смешивается с эжектируемым потоком;
- толщина кромки выходного сечения рабочего сопла равна нулю;
- начальные скорости рабочего и эжектируемого потоков принимаются равными нулю из-за малости этих скоростей по сравнению со скоростями этих потоков в камере смешения.

Уравнение для расчета коэффициента эжекции эжектора с КЦКС, работающего на веществах с одинаковыми физическими свойствами имеет вид [10]

$$U \cdot \sqrt{\Theta} = \frac{K_1 \cdot \lambda_{pн} - K_3 \cdot \lambda_{c3}}{K_4 \cdot \lambda_{c3} - K_2 \cdot \lambda_{н2}}, \quad (4)$$

где

$$K_1 = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3, \quad (5)$$

$$K_2 = \varphi_2 \cdot \varphi_3 \cdot \varphi_4, \quad (6)$$

$$K_3 = 1 + \varphi_3 \cdot \frac{P_c}{P_p} \cdot \frac{P_{c3} - P_n}{P_c} \cdot \frac{\left(\beta - 0,5 \cdot (\beta - 1) \cdot \Pi_{н2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_c}{P_n} \right)^{1-\alpha} \cdot \left(\frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{н2}} \right)^{1-\alpha} \right] \right)}{k \cdot \Pi_x \cdot \lambda_{c3} \cdot q_{pн} \cdot \beta}, \quad (7)$$

$$K_4 = 1 + \varphi_3 \cdot \frac{P_c}{P_n} \cdot \frac{\Pi_{c3} - \Pi_{c2} \cdot \left(\beta - 0,5 \cdot (\beta - 1) \cdot \Pi_{н2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_c}{P_n} \right)^{1-\alpha} \cdot \left(\frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{н2}} \right)^{1-\alpha} \right] \right)}{k \cdot \Pi_x \cdot \lambda_{c3} \cdot q_{н2} \cdot \beta}, \quad (8)$$

$$\Pi_x = \Pi_{px} = \Pi_{нх}.$$

Как видно из этих уравнений, для расчета достижимого коэффициента эжекции необходимо знать газодинамические функции рабочего и эжектируемого потоков во входном сечении камеры смешения ($\lambda_{рн}$, $\Pi_{рн}$, $q_{рн}$ и $\lambda_{н2}$, $\Pi_{н2}$, $q_{н2}$) и смешанного потока на выходе из камеры смешения ($\lambda_{с3}$, $\Pi_{с3}$, $q_{с3}$).

Газодинамические функции, относящиеся к рабочему потоку, определяются по формулам (9-12):

$$\lambda_{рн} = \lambda_{\max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_n}{p_p}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (9)$$

$$q_{рн} = \lambda_{рн} \cdot \left(\frac{p_n}{p_p} \cdot \frac{1}{\Pi_x}\right)^{\frac{1}{k}}, \quad (10)$$

где

$$\lambda_{\max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}, \quad (11)$$

$$\Pi_x = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (12)$$

Параметры эжектируемого потока в сечении 2-2 и смешанного потока в сечении 3-3 не могут выбираться произвольно. Они взаимно связаны уравнением

$$q_{н2} = \frac{U \cdot \sqrt{\Theta}}{\beta \cdot (1 + U \cdot \sqrt{\Theta}) \cdot \frac{p_n}{p_c} \cdot \frac{1}{q_{с3}} - \frac{p_n}{p_p} \cdot \frac{1}{q_{рн}}}. \quad (13)$$

Задача расчета заключается в нахождении таких газодинамических функций этих потоков, при которых достижимый коэффициент эжекции имеет максимальное значение. В модели, предложенной Е.Я. Соколовым и Н.М. Зингером, эта задача решается методом последовательных приближений. Следует отметить, что такой метод решения является трудоёмким и, кроме того, имеет низкую точность вы-

вычислений. Поэтому авторами предложен другой подход к решению этой задачи. Он заключается в том, что определение максимально достижимой величины U сводится к задаче нелинейного программирования для целевой функции (4) при работе эжектора на первом или третьем предельном режиме.

Первый предельный режим характеризуется тем, что эжектируемый поток достигает скорости звука во входном сечении камеры смешения, а в сечении s - s , где возникает предельный режим, в активном и пассивном потоках устанавливается статическое давление, равное критическому давлению эжектируемого пара, то есть $p_{ps} = p_{ns} = p_n \cdot \Pi_{nx}$ [4].

При работе эжектора на третьем предельном режиме смешанный поток имеет критическую скорость в выходном сечении камеры смешения 3 – 3 и значение U определяется из выражения (4).

Величина U , соответствующая первому предельному режиму, вычисляется по формуле

$$U_{np} \cdot \sqrt{\Theta} = \frac{\mu \cdot \frac{p_n}{p_c} \cdot \frac{1}{q_{c3}} - \frac{p_n}{p_p} \cdot \frac{1}{q_{ps}}}{1 - \mu \cdot \frac{p_n}{p_c} \cdot \frac{1}{q_{c3}}} \quad (14)$$

Следует учитывать, что производительность эжектора ограничивается тем предельным режимом, который наступает при меньшем коэффициенте эжекции.

Для нахождения величин λ_{c3} и λ_{n2} составляем систему уравнений с учетом уравнения (13) и налагаемых ограничений (4) и (14):

$$\left\{ \left(\beta - \frac{\delta_n}{\delta_p} \cdot \frac{q_{c3}}{q_{pl}} \right) \cdot (\lambda_{c3} + K_4 - K_2 \cdot \lambda_{i2}) - \left(\beta - \frac{\delta_n}{\delta_i} \cdot \frac{q_{c3}}{q_{i2}} \right) \cdot (\lambda_{c3} + K_3 - K_1 \cdot \lambda_{pl}) = 0 \right. \quad (15)$$

$$\left. \left(\mu - \frac{\delta_n}{\delta_p} \cdot \frac{q_{c3}}{q_{ps}} \right) \cdot \left(\beta - \frac{\delta_n}{\delta_i} \cdot \frac{q_{c3}}{q_{i2}} \right) - \left(\mu - \frac{\delta_n}{\delta_i} \cdot q_{c3} \right) \cdot \left(\beta - \frac{\delta_n}{\delta_d} \cdot \frac{q_{c3}}{q_{pl}} \right) = 0 \right.$$

Решение рассматриваемой задачи нелинейного программирования $U \rightarrow \max$ при условиях (3), (13), (14), (15) осуществляется с помощью пакета расширений Optimization Toolbox системы компьютерной математики MatLab, что позволяет провести расчёты величины U в широком диапазоне рабочих параметров. Полученные в результате решения системы уравнений (15) значения газодинамических функций λ_{c3} и λ_{n2} подставляются в уравнение (4), из которого определяется максимально достижимое значение U .

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Следует отметить, что предложенный метод является универсальным, так как он позволяет определить величину U для эжектора, использующего как ЦКС, так и КЦКС. При этом для ЦКС следует принимать $\beta = 1$, а для КЦКС следует выбирать оптимальное значение β , которому соответствует максимальное значение U .

Результаты расчётов величин U для эжекторов с ЦКС и КЦКС, работающих при $t_0 = 8^\circ\text{C}$ в широком диапазоне параметров t_K и t_G , представлены на рис. 3.

Значения термодинамических параметров холодильного агента R245fa взяты из [14]. При этом рассматривались циклы ЭХМ без перегрева пара в генераторе, с перегревом пара в испарителе на 5°C и с переохлаждением жидкости после конденсации на 3°C , что обеспечивает устойчивую работу питательного насоса без кавитации [4].

Из рис. 3 следует, что значения U для эжекторов с ЦКС и КЦКС растут при увеличении t_G и снижении t_K , что объясняется ростом величины E и падением e . Также очевидно, что применение КЦКС позволяет повысить расчётную величину U на 25-35%.

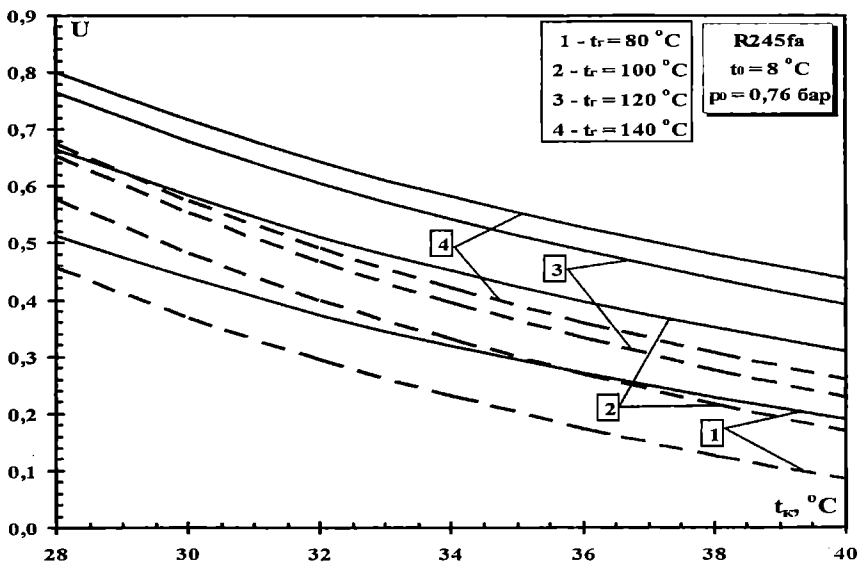


Рис. 3. Зависимость коэффициента эжекции U от температуры конденсации t_K при различных температурах генерации t_G .

- — цилиндрическая камера смешения;
- - - коническо-цилиндрическая камера смешения

На третьем этапе исследования проведен анализ возможности повышения эффективности ЭХМ за счет совершенствования её схемы и

рабочего цикла, которое заключается в применении двойной регенерации теплоты с помощью противоточных рекуперативных теплообменников РТО-1 и РТО-2, установленных соответственно на всасывающей и нагнетательной стороне эжектора (рис. 4).

Теплообменник РТО-1 обеспечивает переохлаждение конденсата перед регулирующим вентиляем, что приводит к росту величины q_0 . В теплообменнике РТО-2 жидкий хладагент подогревается перед поступлением его в генератор за счёт теплоты сжатых паров, что уменьшает значение $q_Г$.

Энергетическая эффективность ЭХМ с двойной регенерацией теплоты вычисляется аналогично выражению (2) по формуле

$$\zeta^P = U^P \cdot \frac{q_0^P}{q_Г^P} \quad (16)$$

При определении влияния двойной регенерации теплоты на показатели ЭХМ был принят эжектор с КЦКС, и рассматривались условия работы ЭХМ, аналогичные описанным выше.

Метод расчёта энергетических показателей ЭХМ без регенерации и с регенерацией теплоты при выбранном холодильном агенте приведен ниже. Значения с верхним индексом «р» относятся к схеме с двойной регенерацией теплоты.

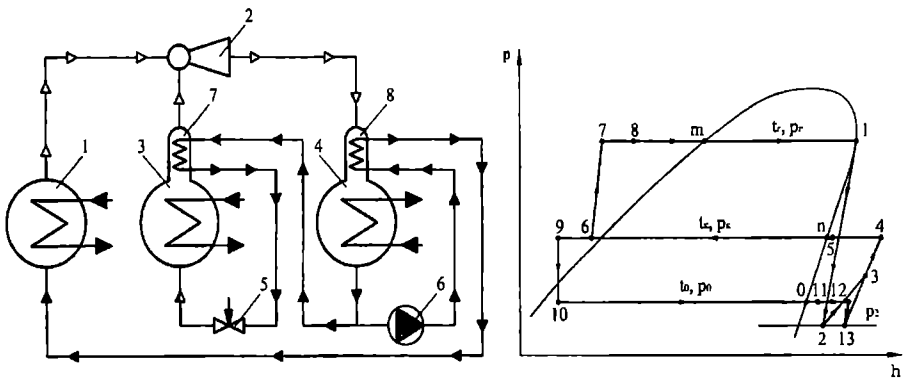


Рис. 4. Принципиальная схема и действительный цикл ЭХМ с двойной регенерацией теплоты: 1 – генератор; 2 – эжектор; 3 – испаритель-водоохладитель; 4 – конденсатор; 5 – дроссельный вентиль; 6 – питательный насос; 7 – РТО-1; 8 – РТО

Исходными данными для расчёта являются температуры $t_Г$, $t_К$ и t_0 , давления $p_{\bar{A}} = f(t_{\bar{A}})$, $p_{\bar{E}} = f(t_{\bar{E}})$ и $p_0 = f(t_0)$, а также величина Q_0 .

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Для схемы ЭХМ с двойной регенерацией теплоты расчет необходимо начать с теплообменника РТО-1. При этом для эжектируемого пара известными являются параметры $t_{11}=t_0+5$ °С и $p_{11}=p_0$, а для жидкости – параметры $t_6 = t_K - 3$ °С и $p_6 = p_K$.

Тогда величины t_{12} , h_{12} , h_9 и t_9 на выходе из РТО-1 вычисляются из выражений:

$$t_{12} = \eta_{\text{РТО-1}} \cdot t_K + (1 - \eta_{\text{РТО-1}}) \cdot t_0; \quad h_{12} = h_{11} + c_{p11} \cdot (t_{12} - t_{11});$$

$$h_9 = h_6 + h_{11} - h_{12}; \quad t_9 = t_6 - \frac{h_6 - h_9}{c_{p6}}.$$

Далее проводится расчёт максимально достижимой величины U по методике, описанной выше, и определяются параметры пара на выходе из эжектора:

- для схемы без регенерации теплоты:

$$h_4 = \frac{h_1 + U \cdot h_8}{1 + U}; \quad t_4 = \frac{h_4 - h_n + c_{pn} \cdot t_K}{c_{pn}};$$

- для схемы с регенерацией теплоты:

$$h_4^p = \frac{h_1 + U^p \cdot h_{12}}{1 + U^p}; \quad t_4^p = \frac{h_4^p - h_n + c_{pn} \cdot t_K}{c_{pn}}.$$

Затем для схемы ЭХМ с двойной регенерацией теплоты проводятся расчёты с учётом РТО-2. При этом принимается, что $t_7 = t_6 = t_K - 3$ °С, а величины t_5 , h_5 , h_8 и t_8 на выходе из РТО-2 вычисляются из выражений:

$$t_5 = t_4 - \eta_{\text{РТО-2}} \cdot (t_4 - t_7); \quad h_5 = c_{pn} \cdot (t_5 - t_K) + h_s;$$

$$h_8 = h_7 + (1 + U) \cdot (h_4 - h_5); \quad t_8 = t_7 + \frac{h_8 - h_m}{c_{pm}}.$$

Тепловой коэффициент для ЭХМ без регенерации и с регенерацией теплоты определяется по формулам (17) и (18), соответственно:

$$\zeta = U \cdot \frac{h_8 - h_7}{h_1 - h_6}; \quad (17)$$

$$\zeta^P = U^P \cdot \frac{h_{11} - h_{10}}{h_7 - h_8}. \quad (18)$$

Массовый расход эжектируемого пара вычисляется по формулам (19) и (20):

$$G_0 = \frac{Q_0}{h_8 - h_7}; \quad (19)$$

$$G_0^P = \frac{Q_0}{h_{11} - h_{10}}. \quad (20)$$

Массовый расход рабочего пара определяется из выражений (21) и (22):

$$G_P = \frac{G_0}{U}; \quad (21)$$

$$G_P^P = \frac{G_0^P}{U^P}. \quad (22)$$

Определение степени влияния теплообменников РТО-1 и РТО-2 на эффективность работы эжектора и ЭХМ производится с использованием выражения (23)

$$\frac{\zeta^P}{\zeta} = \frac{U^P}{U} \cdot \frac{q_0^P}{q_0} \cdot \frac{q_{\Gamma}}{q_{\Gamma}^P}. \quad (23)$$

Результаты расчётов показателей эжектора и ЭХМ при их работе в различных климатических условиях ($t_K = 28-40^\circ\text{C}$) в диапазоне температур генерации $t_{\Gamma} = 80-140^\circ\text{C}$ при $\eta_{\text{РТО-1}} = \eta_{\text{РТО-2}} = 0,8$ представлены на рис. 5-12.

Из рис. 5 и 6 следует, что расчетные значения U и U^P уменьшаются при снижении t_{Γ} и увеличении t_K , что объясняется падением величины E и ростом e . Применение РТО-1 приводит к снижению величины U на 3-5%. При этом величина отношения U^P/U не зависит от t_{Γ} и уменьшается при повышении t_K .

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

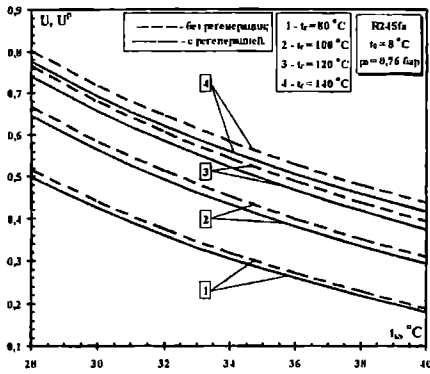


Рис. 5. Зависимость коэффициента эжекции U и U^P от t_K при различных t_G

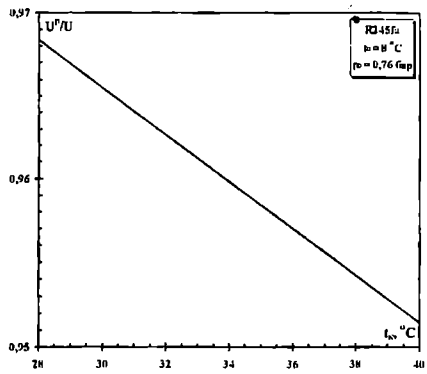


Рис. 6. Зависимость отношения U^P/U от температуры конденсации t_K

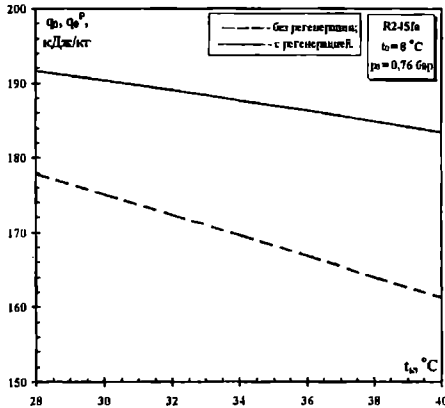


Рис. 7. Зависимость удельной холодопроизводительности q_0 и Q_0^P от t_K

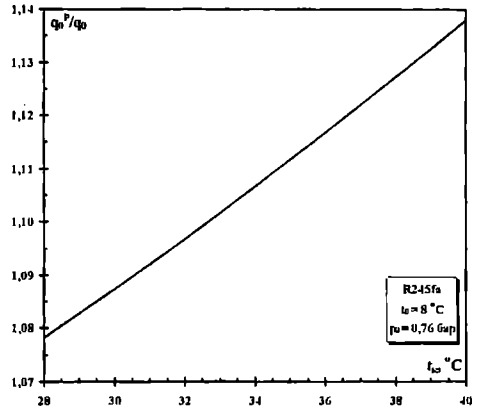


Рис. 8. Зависимость отношения q_0^P/q_0 от температуры конденсации t_K

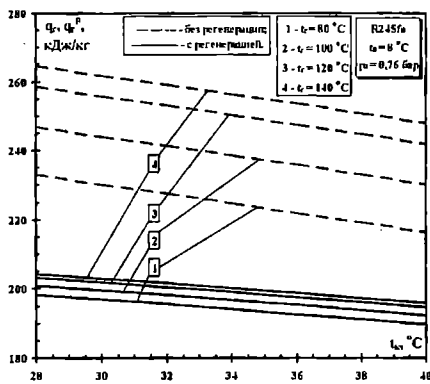


Рис. 9. Зависимость удельной теплоты генерации q_G и Q_G^P от t_K при различных t_G

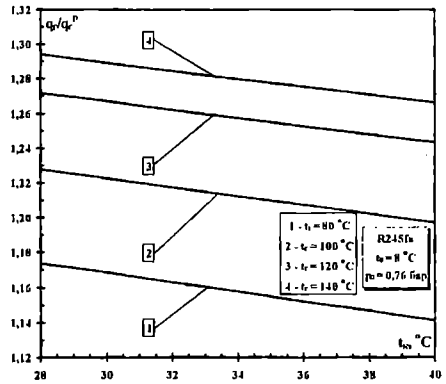


Рис. 10. Зависимость отношения q_G/Q_G^P от t_K при различных t_G

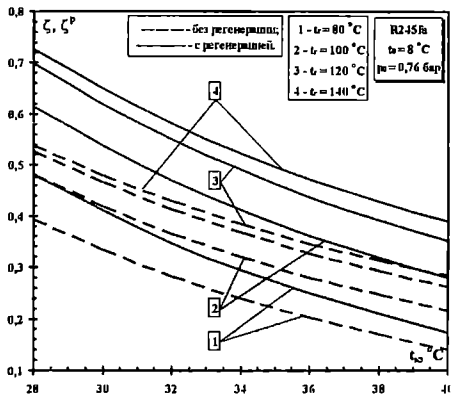


Рис. 11. Зависимость теплового коэффициента ζ и ζ^P от t_K при различных t_G

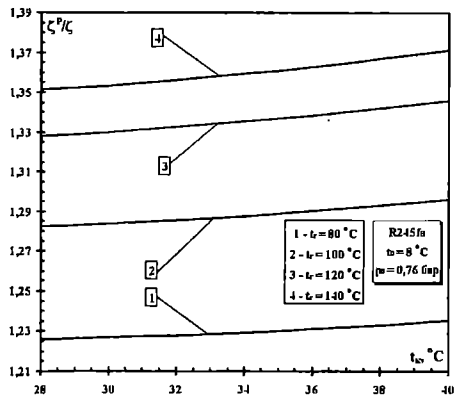


Рис. 12. Зависимость отношения ζ^P/ζ от t_K при различных t_G

Из рис. 7 и 8 следует, что величины q_0 и q_0^D не зависят от t_G и уменьшаются при повышении t_K . Применение РТО-1 приводит к росту отношения q_0^P/q_0 на 8-14% и снижению величины U на 3-5% за счёт увеличения удельного объёма эжектируемого пара. При этом, чем выше значение t_K , тем большее влияние оказывает РТО-1 на величину отношения q_0^P/q_0 .

Анализ рис. 9 и 10 показывает, что величины q_G и q_G^P уменьшаются при снижении температуры t_G и увеличении температуры t_K . Применение РТО-2 приводит к уменьшению величины q_G на 15-30%, причём, чем выше t_G и ниже t_K , тем большее влияние оказывает РТО-2 на величину отношения q_G/q_G^P .

Как видно из рис. 11, расчетные значения ζ и ζ^P растут при увеличении t_G и снижении t_K , что объясняется ростом величины E и падением e . При $t_G=120$ °C и $t_K=30$ °C величина $\zeta^P=0,64$ и сопоставима с тепловым коэффициентом абсорбционных холодильных машин, что свидетельствует о перспективности применения ЭХМ в судовых системах кондиционирования воздуха.

Из рис. 12 следует, что применение двойной регенерации теплоты позволяет увеличить тепловой коэффициент ζ на 25-35%, несмотря на незначительное понижение – на 3-5 %, величины коэффициента эжекции.

Таким образом, проведенное расчётно-теоретическое исследование ЭХМ показывает, что существуют значительные резервы для повы-

шения её энергетических и эксплуатационных показателей, что открывает возможность создания судовых утилизационных ЭХМ, отвечающих современным требованиям по экологическим и энергетическим показателям.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

c_p – теплоёмкость; E – степень понижения давления рабочего пара в сопле; e – степень повышения давления смеси паров в диффузоре; λ , q , Π – газодинамические функции; f – площадь; G – массовый расход; h – энтальпия; k – показатель адиабаты; p – давление; Q_0 – холодопроизводительность; t – температура; U – коэффициент эжекции; β – отношение f_2/f_3 ; φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 – коэффициенты скорости; Θ – безразмерная температура; ζ – тепловой коэффициент; η – коэффициент полезного действия питательного насоса.

НИЖНИЕ ИНДЕКСЫ

G – генератор; K – конденсатор; H – эжектируемый поток; P – рабочий поток; C – смешанный поток; 0 – испаритель.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев Л.М. Исследование утилизационных фреоновых эжекторных холодильных машин для кондиционирования воздуха на морских дизельных судах. Дис... канд. тех. наук. – Николаев, 1971.
2. Артемов Г.А., Волошин В.П., Захаров Ю.В., Шквар А.Я. Судовые энергетические установки. – Л.: Судостроение, 1987. – 480 с.
3. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины: Учебник. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
4. Петренко В.А. Исследование эжекторной холодильной машины на фреоне R142. Дис... канд. тех. наук. – Одесса, 1978.
5. Петренко В.А. Экспериментальное определение оптимальных геометрических характеристик эжектора // Холодильная техника и технология. – 1980. – № 31. – С. 22 - 24.
6. Петренко В.А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 1(70). – С. 16-21.

7. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // *Холодильная техника и технология*. – 2001. – № 2 (71). – С. 12-19.
8. Петренко В.А., Воловик А.С., Ерин В.А. Области рационального применения эжекторных холодильных машин, использующих легкокипящие рабочие вещества // *Холодильная техника и технология*. – 2005. – № 1 (93). – С. 17-30.
9. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. – Л.: Судостроение, 1973. – 253 с.
10. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
11. Petrenko V.A., Bulavin I.V., Samofatov I.Ya. (1997): Investigation of the methods increasing the efficiency of solar ejector cooling and refrigeration systems, ISES 1997 Solar World Congress. August 24–30. Taejon, Korea. Vol. 4. P. 330 -341.
12. Sun Da-Wen. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants. *Energy Conversion & Management* 40, 1999. P. 873 - 884.
13. Sun Da-Wen, Eames I. Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles // *International journal of Energy research*. Vol.20. P. 871- 885.
14. REFPROP – Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures // NIST Standard Reference. Database 23. – Version 6.01.

Надійшла 14.11.05

УДК 531/534.004.74

**Н. Г. Сурьянинов
М. А. Стариков**

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS В РАСЧЕТАХ МЕХАНИКИ РАЗРУШЕНИЙ

Целью данной работы является отработка методики решения задач механики разрушения в программе ANSYS, основой которой является метод конечных элементов, и сравнение полученных результатов с известными решениями.

Ключевые слова: ansys, метод конечных элементов, линейная механика разрушения, численные методы, трещиностойкость.

Механика разрушения изучает условия равновесия и распространения трещин внутри нагруженных элементов конструкций вплоть до их полного разрушения и является сравнительно новым направлением в механике деформируемого твердого тела.

Установлено, что целый ряд катастроф происходит при сравнительно невысоком уровне напряжений. Внешне разрушения в таких случаях носят характер хрупкого излома и объяснить их смогли только после детального изучения устойчивости трещин.

Проблема трещиностойкости конструкций особенно возрастает в связи с применением современных высокопрочных материалов и повышением уровня нагруженности при возведении ответственных и дорогостоящих объектов.

Хрупкое разрушение рассматривают с позиций механизма накопления повреждений и распространения трещин в результате преобразования накопленной упругой энергии деформируемого тела. Процесс разрушения состоит из двух последовательно протекающих стадий: зарождения и роста трещины. Условие полного разрушения не тождественно условию образования растущей трещины в одном структурном элементе (зерне), оно включает условие распространения этой зародившейся трещины на соседний элемент. Микротрещина должна преодолеть границу структурного элемента материала, а потому для начала разрушения необходимы гораздо большие напряжения, чем для его распространения. Существует номинальное напряжение, которое следует преодолеть, чтобы разрушение началось. При статическом зарождении трещин этот барьер явно выражен, при динамическом высокоскоростном нагружении – легко преодолим и не имеет явного выражения.

Наличие трещины в теле существенно изменяет его напряженно-деформированное состояние и усложняет математическое описание.

Именно математические трудности ограничивают возможности решения задач о равновесии идеально упругого тела с трещинами в основном плоскими задачами.

В этой связи представляет значительный интерес использование численных методов анализа трещиностойкости конструкций и автоматизация процесса вычислений. Сегодня существует целый ряд конечно-элементных прикладных программ расчета конструкций, но только немногие из них способны решать задачи механики разрушения. Одной из таких программ является программа ANSYS. Целью данной работы является отработка методики решения задач механики разрушения в этой программе и сравнение полученных результатов с известными решениями.

Механика разрушения рассматривает три типа трещин: *I* – трещина нормального отрыва, здесь происходит растяжение плоскости с трещиной; этому типу задач соответствует клиновая дислокация; *II* – трещина поперечного сдвига, здесь происходит разрез в поле сдвига; этому типу задач соответствует краевая дислокация; *III* – трещина продольного сдвига, здесь происходит продольный сдвиг пространства с разрезом; этому типу задач соответствует винтовая дислокация.

Важнейшую роль в оценке устойчивости трещины играет величина, называемая коэффициентом интенсивности напряжений: K_I – для трещины типа *I*; K_{II} – для трещины типа *II*; K_{III} – для трещины типа *III* [1]. Величина K определяет трещиностойкость (вязкость разрушения) материала при достижении критического значения интенсивности напряжений K_{Ic} (плоское деформированное состояние) или K_c (плоское напряженное состояние).

Для многих материалов не выполняется условие малости пластической области около острия трещины в деформированном теле. К числу таких материалов относятся углеродистые и легированные стали, полимеры, композиты. Их разрушению предшествует пластическое деформирование значительного объема материала в окрестности острия трещины. Подходы линейной механики разрушения становятся неприменимы и используется нелинейная механика разрушения (НЛМР).

Одним из возможных подходов НЛМР является использование так называемого *J*-интеграла – энергетического контурного интеграла. В соответствии с этим подходом количество энергии, которую отдает тело при увеличении трещины на единицу длины, однозначно характеризует состояние тела с трещиной. Метод *J*-интеграла одновременно и независимо друг от друга предложен Г.П.Черепановым [2] и Дж. Рай-

сом. Выражение J -интеграла имеет вид

$$J = \int_{\Gamma} (W dy - T \frac{\partial U}{\partial l} ds), \quad (1)$$

где W – плотность энергии деформирования, то есть величина энергии на единицу объема; \dot{O} – поверхностная сила; U – вектор перемещений; Γ – область интегрирования.

J -интеграл можно трактовать как интенсивность высвобождения потенциальной энергии тела в процессе изменения длины надреза или трещины

$$J = - \frac{\partial \Gamma}{\partial l} \dots \quad (2)$$

При выполнении определенных условий J -интеграл не зависит от контура интегрирования. Независимость J -интеграла от пути имеет важное значение для обоснованного его применения в качестве меры разрушения. Указанные условия заключаются в следующем: тело должно быть однородным, объемные силы равны нулю, берега трещины свободны от нагрузок, деформирование должно быть упругим или упругопластическим и описывается теорией малого упругопластического деформирования.

С помощью J -интеграла можно вычислить напряжения и деформации в вершине трещины. Соответствующие формулы приводятся в различных литературных источниках, например в [3].

Существуют различные методы вычисления текущих значений J -интеграла; отметим методы Бигли-Лендеса, Буччи, Райса. Используется также метод конечных элементов, на котором остановимся подробнее.

В соответствии с традиционной схемой применения МКЭ рассматриваемое тело с трещиной разбивают на конечные элементы и задают необходимые константы материала. Постепенно увеличивая нагрузку и удовлетворяя заданным граничным условиям, решают соответствующую упруго-пластическую задачу. На каждом шаге в необходимых точках вычисляются различные величины – перемещения, напряжения, деформации, энергия деформирования и др. С помощью этих величин вычисляется J -интеграл.

Рассмотрим подходы к решению задач механики разрушения в программе ANSYS.

В качестве параметров трещиностойкости здесь применяются:

- коэффициенты интенсивности напряжений K_I, K_{II}, K_{III} , связанные с тремя основными видами трещин;

- J -интеграл, который определяется как контурный интеграл, независимый от пути;
- норма освобождаемой энергии G , представляющая собой количество работы, связанной с открытием или закрытием трещины.

Для решения в ANSYS выполняется линейно-упругий или упруго-пластический статический анализ с последующим использованием специализированных команд постпроцессора или макросов для подсчета требуемых параметров трещинообразования.

Можно выделить два главных аспекта этой проблемы:

- моделирование области трещины;
- определение параметров трещинообразования.

Самая важная область при моделировании трещины – это область вокруг ее кромки. Под последней понимается вершина трещины в двумерной модели и фронт трещины – в трехмерной.

В линейной механике разрушения показано, что перемещения около вершины трещины (или фронта трещины в трехмерных задачах) разнятся как \sqrt{r} , где r – расстояние от вершины трещины. Для соблюдения сингулярности деформаций плоскости трещины должны пересекаться и элемент вокруг ее вершины (или фронта) должен быть квадратным с узлами в серединах сторон. Такие элементы называются сингулярными и имеются в библиотеке стандартных конечных элементов программы ANSYS. Для двумерных моделей рекомендуется использовать элемент PLANE2 – сплошной шестиузловый треугольный элемент.

В ANSYS предусмотрена возможность автоматической генерации сингулярных элементов вокруг определенной точки. Этой цели можно достигнуть двумя способами: с помощью команды препроцессора (PREP7) KSON или через Main Menu:

Main Menu >Preprocessor >Meshing >Size Cntrl's >Concentrt KPs >Create При создании двумерной модели рекомендуется соблюдать некоторые принципы:

- используя симметрию, моделировать только половину области трещины с симметричными или кососимметричными граничными условиями;
- первый ряд элементов вокруг вершины трещины должен иметь радиус порядка $a/8$, где a – длина трещины;
- по окружности рекомендуется располагать один элемент на каждые $30-40^\circ$;
- элементы вокруг вершины должны иметь форму равнобедренных треугольников.

Для трехмерных моделей рекомендуется использовать конечный элемент SOLID95 – 20-узловой элемент, имеющий форму треугольной призмы.

Первый ряд элементов вокруг фронта трещины должен (как и в

двумерном случае) состоять из сингулярных элементов.

Создание трехмерной модели значительно сложнее, чем двумерной. Команда KSON недоступна для трехмерных объектов, и нужно убедиться, что фронт трещины проходит через ребро элемента.

При трехмерном моделировании рекомендуется:

- соблюдать такие же размеры элемента, как и для двумерных моделей; при этом соотношение размеров элемента во всех направлениях должно быть не более 4 : 1;

- для криволинейных фронтов трещин размер элемента вдоль фронта зависит от величины местной кривизны; в первом приближении один элемент должен приходиться на каждые $15-30^\circ$ вдоль кривой;

- все ребра элементов должны быть прямолинейными.

После статического анализа можно, используя постпроцессор (POST1), определить параметры развития трещины – коэффициент интенсивности напряжений, J -интеграл и норму высвобождаемой энергии.

Определение коэффициента интенсивности напряжений (КИН) можно выполнить из POST1 с помощью команды KCALC или через Main Menu: Main Menu >General Postproc >Nodal Calc >Stres Int Factor.

Возможность использования команды KCALC ограничена условиями линейно-упругой задачи и однородным изотропным материалом вокруг трещины.

Правильное использование команды KCALC предполагает выполнение следующих действий:

- выбрать локальную систему координат вершины трещины (или фронта трещины) с осью X , параллельной поверхности трещины (в трехмерной задаче – перпендикулярно к фронту трещины), и осью Y , перпендикулярной плоскости трещины; эта координатная система должна быть активной координатной системой модели [CSYS] и результирующей координатной системой [RCSYS] при выполнении команды KCALC;

- определить путь по поверхности трещины; первый узел на этом пути должен быть узлом в вершине трещины; при моделировании половины трещины потребуются дополнительно два узла, расположенные вдоль ее поверхности; соответственно, для всей модели нужны четыре таких узла;

- вычислить K_I, K_{II}, K_{III} ; в поле KPLAN команды KCALC должно быть указано напряженно-деформированное состояние модели – плоская деформация или плоское напряженное состояние; исключая анализ тонких пластин, обычно предполагается плоская деформация. В поле KCSYM указывается вид модели: является модель половиной трещины с симметричными граничными условиями или половиной трещины с антисимметричными граничными условиями или это полная модель трещины.

Для двумерных задач J -интеграл в ANSYS вычисляется по

формуле

$$J = \int_r W dy - \int_r (t_x \frac{\partial U_x}{\partial X} + t_y \frac{\partial U_y}{\partial Y}) ds, \quad (3)$$

где r – произвольный контур вокруг вершины трещины; W – плотность энергии деформации (энергия деформации на единицу объема); t_x – вектор силы сцепления вдоль X ; t_y – вектор силы сцепления вдоль Y ; $t_x = \sigma_x n_x + \sigma_{xy} n_y$; $t_y = \sigma_y n_y + \sigma_{xy} n_x$; σ – компоненты напряжения; n – единичный внешний вектор, нормальный к пути; U – вектор перемещения; s – расстояние вдоль пути r .

Норма освобождаемой энергии G используется для определения количества работы (изменения энергии), связанной с открытием или закрытием трещины.

Метод вычисления нормы высвобождаемой энергии – это метод виртуального распространения трещины. Здесь выполняются два вида анализа: один с длиной трещины a , второй – с длиной трещины $a + \Delta a$.

Норму высвобождаемой энергии можно определить по формуле

$$G = - \frac{U_{a+\Delta a} - U_a}{B_{\Delta a}}, \quad (4)$$

где B – толщина модели; U – потенциальная энергия деформации.

Для анализа второго вида (при длине трещины $a + \Delta a$) выбираются все узлы поблизости от трещины и масштабируются в направлении X с помощью фактора Δa . В командном режиме для этого используется NSCALE, а соответствующий путь в Main Menu имеет вид:

Main Menu > Preprocessor > Meshing > Operate > Scale.

При использовании твердотельного моделирования перед масштабированием нужно отсоединить модель трещины от конечно-элементной модели. «Близость к трещине» обычно означает все узлы в радиусе $a/2$ от вершины трещины; фактор Δa для масштабирования обычно лежит в диапазоне $(0,5 \div 2)\%$ от длины трещины.

Рассмотрим пластину с центральной трещиной под действием растягивающей распределенной нагрузки по краям пластины, параллельной берегам трещины, при берегах трещины, свободных от нагрузки (рис. 1).

Материал – сталь ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$). Длина трещины $0,02$ м, растягивающая нагрузка 100 МПа. Определим коэффициент интенсивности напряжений. Решение этой задачи дано в [3] при

$$\sigma = 10^8 \text{ МПа}; E = 2 \times 10^5 \text{ МПа}; \nu = 0,3; \frac{h}{L} = 0,6; \frac{l}{L} = 0,1.$$

Приняв $l = 100$ мм; $L = 1000$ мм; $h = 0,6 \times 1000 = 600$ мм, по результатам опыта авторы получили результат $K = 1,033$.

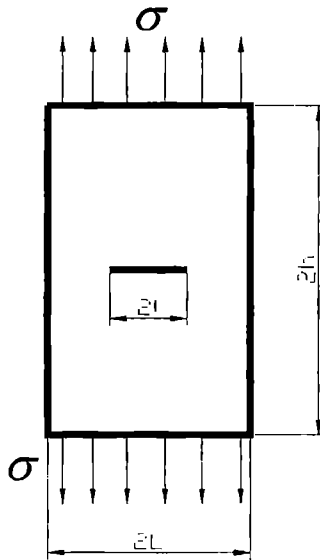


Рис.1. Пластина с трещиной под действием равномерно распределенной нагрузки

Решим задачу в ANSYS и сравним результаты с экспериментальными данными. Считаем механизм образования трещины линейно упругим.

Вследствие допущенных предположений коэффициент интенсивности напряжений в вершине трещины может быть подсчитан с использованием команды KCALC; ввиду симметрии задачи анализируется четверть модели; сетка конечных элементов около вершины трещины строится из четырехугольного (сингулярного) 8-узлового элемента PLANE82 (рис. 2).

В результате решения получена картина деформации четверти пластины (рис.3).

В результате расчета получен КИН в вершине трещины

$$K_1 = 0,5812 \times 10^8. \quad K = \frac{K_1}{\sigma \sqrt{\pi l}} = \frac{0,5812 \times 10^8}{10^8 \times \sqrt{3,14 \times 0,1}} = 1,0372.$$

Погрешность вычисления КИН составляет

$$\varepsilon = \frac{1,033 - 1,0372}{1,033} \times 100\% = 0,21\%.$$

Полученный результат показывает хорошую сходимость расчета в ANSYS с экспериментальными данными.

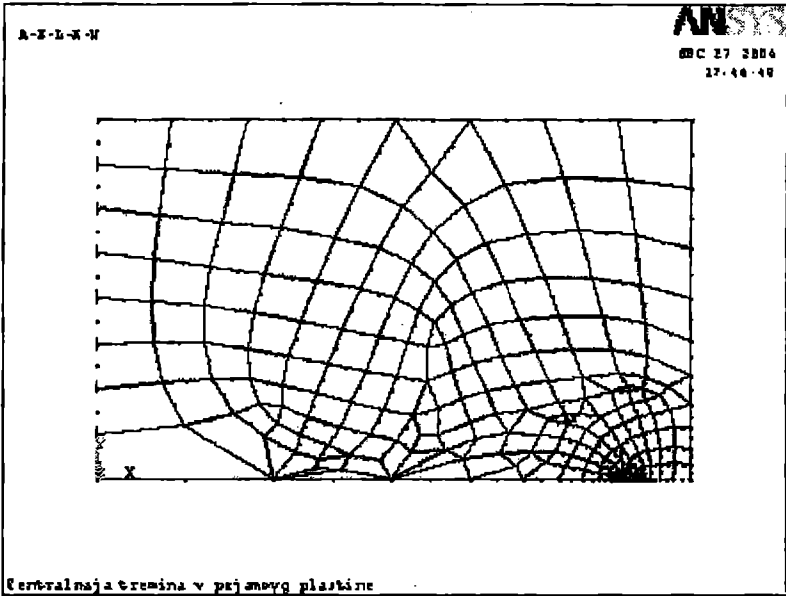


Рис.2. Четверть пластины с наложенной сеткой конечных элементов

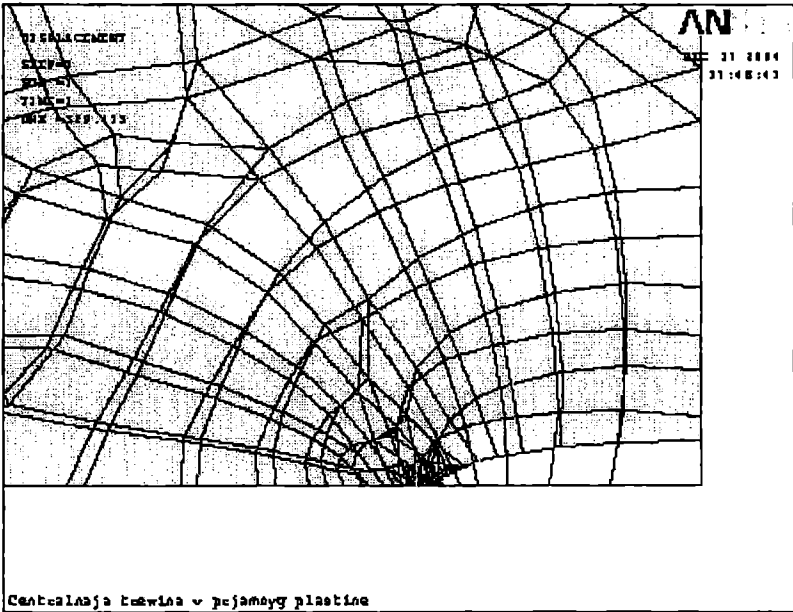


Рис.3. Деформированная и недеформированная формы четверти пластины

ЛИТЕРАТУРА

1. Броек Д. Основы механики разрушения. – М.: Высш. шк., 1980. – 367 с.
2. Черепанов Г. П. Механика хрупкого разрушения. – М.: Наука, 1974. – 640 с.
3. Механика разрушения и прочность материалов. Справочное пособие в 4-х томах / Под ред. В.В. Панасюка. – Т.3. – К: Наук. думка: – 1988. – 434 с.

Надійшла 14.12.2005

УПРАВЛЕНИЕ РИСКАМИ В ПРОЕКТЕ РАЗРАБОТКИ СЭУ

В статье предлагается использование методологии управления рисками при решении задачи комплексной оптимизации судовых энергетических установок с целью повышения достоверности результатов расчетов в условиях недетерминированного задания информации.

Ключевые слова: управление рисками, структурная декомпозиция работ проекта, управление стоимостью проекта, механизм разработки буферных расписаний.

Анализ развития судовой энергетики, выполненный в работе [1], показал целесообразность использования методологии управления проектами (УП) в совершенствовании разработки и функционирования СЭУ на всех этапах жизненного цикла, поскольку такая методология позволяет объединить в единой научно-практической структуре многие технические, экономические, правовые и социально-психологические дисциплины и использовать этот конгломерат знаний для разработки новых методов и средств совершенствования системы. Можно с уверенностью сказать, что сегодня методология УП доказала свое право считаться одним из самых высокоэффективных способов успешного выполнения проектов. Во многих странах мира представление о планировании проекта, общие концепции определения его содержания и границ, составления расписания, управления стоимостью, отслеживания прогресса проекта прочно вошли в обиход менеджеров, работающих в самых различных прикладных областях. Однако рынок не стоит на месте и растущая конкуренция вынуждает компании искать новые, более эффективные способы повышения успешности выполняемых проектов и качество производимых продуктов и услуг. Все чаще внимание проектных менеджеров и их руководителей обращается к методам, позволяющим не только успешно спланировать и провести проект в рамках имеющегося бюджета и расписания, но и умело обойти все «подводные рифы», на первый взгляд, возникающие от неконтролируемых причин. Именно этому искусству и посвящен раздел УП, носящий название «управления рисками».

Управление рисками (УР) – это комплекс знаний и навыков, позволяющих при условии выполнения бюджета и расписания проекта планировать и реализовывать действия по реагированию на негативные или позитивные события, которые с некоторой долей вероятности могут проявиться в ходе выполнения проекта. Во всем мире УР существует и

как отдельная дисциплина – так же, как и многие другие области знаний, объединенные в общую методологию управления проектами. Таким образом, все составные части методологии УП сами по себе не являются ноу-хау. Более того, новизна данной методологии состоит в интеграции множества методов и областей знаний, в конечном итоге описывающих все стороны управляемого проекта. Поэтому и управление рисками мы будем рассматривать в неразрывной связи с другими основными частями управления проектами.

Под риском следует понимать следствие действия либо бездействия, в результате которого существует реальная возможность получения неопределенных результатов различного характера, как положительно, так и отрицательно влияющих на реализацию проекта.

На основании определения свода знаний по управлению проектами [2] управление рисками проекта состоит из четырех основных компонентов: определение рисков, оценка рисков, разработка мер реагирования на риски и контроль рисков.

Определение рисков – процесс, осуществляемый в первую очередь и затем сопровождающий управление проектом до самого окончания. Для его реализации рекомендуется использовать разнообразные методы групповой работы (мозговой штурм, номинальная группа, дельфи), а также анализ подобных проектов из схожих областей с участием внешних или внутренних экспертов компании. Однако логика интегрального управления проектами подсказывает, что для определения рисков нужно использовать механизмы, имеющие отношение к другим областям УП. Таким механизмом является *структурная декомпозиция работ проекта (СДР)*. Формально она относится к управлению содержанием и границами проекта, но на самом деле активно используется практически во всех остальных областях знаний УП и стала своего рода «визитной карточкой» методологии проектного менеджмента. Действительно, каким еще более логичным образом можно определить с максимальной точностью все возможные работы проекта, связанные с проявлением тех или иных рисков событий? Как известно, на стадии окончания планирования проекта все работы проекта, определенные с помощью СДР, должны на 95% описывать содержание и границы проекта. Это дает нам шанс с высокой долей вероятности определить все потенциальные «точки проявления риска». СДР – это виртуальное отображение ряда собраний с участием заинтересованных лиц проекта, обладающих теми или иными экспертными знаниями о содержании и границах проекта. Таким образом, в процессе обсуждения и разработки WBS мы можем с успехом получить большой объем экспертно подтвержденной информации, касающейся рисков проекта. Наконец, сама логически стройная структура СДР дает нам возможность организованного и постепенного рассмотрения всех составных частей проекта на предмет содержащихся в нем потенциальных рисков.

В части управления стоимостью проекта анализировать риски следует уже на самом первом этапе формирования бюджета проекта. Действительно, в процессе составления плана проекта в числе первоочередных операций по окончании определения его работ инициируется процесс выработки подробной сметы проекта, которая формируется за счет оценки стоимости каждой работы СДР. При этом если стремиться к максимальному повышению качества и точности расчетов, то следует проводить их статистический анализ согласно методике, подобной анализу длительности проекта (PERT). При проведении анализа PERT вычисляется дата окончания проекта в соответствии с датами окончания его работ как некий промежуток значений, соответствующий сумме среднего значения продолжительности и двух стандартных отклонений. В этом случае, согласно статистике, реальная дата окончания проекта должна с 95,5-процентной вероятностью попасть в данный промежуток. Для вычисления значений стандартного отклонения (σ) и среднего (X_{cp}), могут использоваться эмпирически выведенные формулы [1]:

$$X_{cp} = \frac{X_1 + 4 \cdot X_2 + X_3}{6};$$
$$\sigma = \frac{X_3 - X_1}{6},$$

где X_1 – оптимистическое значение;

X_2 – наиболее вероятное значение;

X_3 – пессимистическое значение.

При оценке стоимости выполнения работ оптимистическое, пессимистическое и наиболее вероятное значения – это три независимые величины, предоставляемые членами команды проекта, которые ответственны за составление сметы. В случае оптимистического значения рассматривается тот редкий случай, когда все в проекте идет как нельзя лучше. Пессимистическое значение соответствует ситуациям, в которых исполнители умудряются наступить на все возможные грабли. При формировании наиболее вероятного значения предполагается, что часть проблем проявилась в ходе проекта, а часть работ не была реализована. Иными словами, во всех трех случаях оценивается стоимость выполнения той или иной задачи на основе анализа рисков, ассоциированных с этой задачей.

Для получения количественных оценок оптимистического, пессимистического и наиболее вероятного значений стоимости выполнения работ проекта представим риск в виде такой же работы проекта, как и любой из компонентов СДР, с условием, что эта работа может появиться, а может и не появиться в ходе его выполнения. Таким образом, каждому риску соответствует определенное значение вероятности его появления.

В случае появления риска он становится работой, которую предстоит освершить, и ассоциирован с определенной величиной стоимости – эта величина называется «воздействие риска». В целях дальнейшего анализа рисков и их ранжирования по значимости для проекта введем третью величину – так называемую ожидаемую величину риска, как произведение вероятности проявления риска на его воздействие.

При расчете пессимистического значения стоимости используются величины воздействия всех рисков, ассоциированных с данной работой, то есть вероятность появления всех рисков принимается равной единице. При вычислении оптимистической величины предполагается, что вероятность появления рисков равна нулю. При оценке наиболее вероятного значения используются ожидаемые величины рисков в предположении, что в реальном проекте часть выявленных рисков осуществится в полном объеме воздействия, часть не проявится или будет частично нейтрализована появившимися позитивными рисками (возможностями).

Переходя к дальнейшей стадии планирования стоимости, а именно к формированию бюджета, вновь используются знания и представления о рисках проекта. В частности, именно на основе данных по ожидаемым величинам риска складывается так называемый бюджет непредвиденных затрат (contingency budget). Согласно методологии УП, он является обязательной частью общего бюджета проекта. Еще одна часть бюджета проекта, так называемый управленческий резерв (management reserve), складывается в бюджет на случай проявления неизвестных (не определенных) рисков проекта. Следует подчеркнуть, что эти риски в обязательном порядке присутствуют в каждом проекте, причем их доля зависит от того, в какой именно области осуществляется проект.

В дальнейшем принципы управления рисками используются и на этапе реализации проекта – в ходе отслеживания развития проекта с помощью отчетов по заработанной стоимости. В классическом методе заработанной стоимости рассматриваются три типа собираемых данных – AC (фактические затраты), PV (планируемая стоимость) и EV (заработанная стоимость). Вернее, считается, что собираемые данные относятся только к AC и EV, а планируемая стоимость определена изначальным планом проекта. Однако по мере того, как проект осуществляется и реализуются те или иные запланированные риски, деньги, заложенные в бюджет непредвиденных затрат, переносятся в операционный бюджет.

Принимая во внимание обобщающий характер управления проектами как методологии, следует предположить, что методики, подобные изложенной выше по отношению к бюджету проекта, должны существовать и в части управления временем. Такие методики получили название механизмов разработки буферных расписаний, или расписаний с буфером.

С точки зрения теории вероятности различным возможным значениям времени окончания проекта соответствует некоторое распределение

вероятности проявления этих значений. Если предположить, что это распределение является нормальным, то значение моды будет равно значению, соответствующему наиболее вероятному времени окончания проекта, которое и определяет дату окончания проекта. Однако для нормального распределения значение моды равно медиане, то есть слева и справа от наиболее вероятной даты завершения проекта расположено по 50% возможных вариантов. Иными словами, обещая клиенту, что проект будет закончен в срок, соответствующий времени наиболее вероятного значения, следует иметь в виду, что существует 50-процентную вероятность окончить проект позднее обещанной даты.

Однако в реальных проектах распределение вероятности – как стоимости, так и времени окончания проекта – обычно не соответствует нормальному, а является асимметричным. Причины этого очевидны: существует гораздо больше случайных факторов, приводящих к удорожанию проекта и увеличению продолжительности его реализации, чем факторов, работающих в обратном направлении. Иначе говоря, суммарное значение «негативных» рисков всегда больше, чем рисков «позитивных». Соответственно вероятность окончания проекта позже указанного срока становится выше, чем 50%.

По аналогии с рассмотренной выше методикой определения стоимости проекта, вместо того чтобы выбрать наиболее вероятное значение, следует остановиться на значении, которое вместо 50-процентной даст 95-процентную вероятность того, что срок реализации будет соответствовать указанному: «средний срок плюс два стандартных отклонения».

Однако просто оставлять этот запас времени в конце проекта было бы нерационально. В случае неизбежного проявления тех или иных рисков, все расписание придется переделывать заново. При достаточно большой продолжительности проекта и большом количестве участников реализовать это, во-первых, становится затруднительным, а во-вторых, подрывает веру команды в способность менеджера составлять расписания вообще.

Для решения этой проблемы были предложены расписания с буфером, когда запас времени, определенный на нейтрализацию рисков событий, распределяется по работам проекта каким-либо образом. В качестве базы распределения буфера часто выступает вероятность появления рисков в той или иной работе и степень их воздействия.

Довольно элегантный способ предложил израильский менеджер Голдратт в своей теории критических цепей [3]. Критическая цепь у Голдратта – стандартный критический путь проекта в условиях ограниченных ресурсов, т. е. последовательность работ проекта, задержка выполнения любой из которых отодвинет дату окончания проекта, с указанием распределенных на эти работы ресурсов. Все остальные работы Голдратт представляет в виде входящих цепочек проекта. В отличие от

стандартного метода распределения буфера по задачам критического пути, не имеющих степени свободы, Голдратт также предлагает вычислить суммарную величину « 2σ » для каждой из входящих цепочек. Далее предлагается все работы входящих цепочек спланировать в расписании согласно датам позднего начала и окончания, то есть самым поздним датам начала работ без необходимости изменения времени окончания проекта. По мнению Голдратта, это дает возможность потратить больше времени на изучение задачи и сбор информации перед началом выполнения и таким образом снижает потенциальные риски, с которыми можно столкнуться при выполнении данных работ. Для того, чтобы не подвергнуть риску выполнение работ критического пути, связанных с теми или иными входящими цепочками, необходимо отнести запланированные даты окончания и старта на часть буфера цепочки, распределенную на данную работу.

Таким образом, в методе Голдратта не только учитывается риск, но без нарушения сроков выполнения работ критического пути, принимается во внимание возможность их задержки за счет выполнения работ входящих цепочек.

В работе [4] предложена модель жизненного цикла ремонтно-пригодной технической системы, где в качестве целевой функции оптимизации принят суммарный эффект, который может быть получен от функционирования системы

$$\bar{E} = \bar{D} + \overline{S_{OCT}} - \bar{Z}_P - 1 \xrightarrow{Z_P, T_P} \max;$$

$$\bar{D} = D / Q_1; \quad \bar{Z}_P = Z_P / Q_1; \quad \bar{E} = E / Q_1; \quad \overline{FS_j} = FS_j / Q_1;$$

$$\overline{S_{OCT}} = S_{OCT} / Q_1;$$

$$D = \sum_{j=1}^T D_j; \quad Z_P = \sum_{j=1}^T Z_{P_j}; \quad E = \sum_{j=1}^T E_j;$$

$$D_j = d \cdot (T_j - T_{P_j}); \quad T_{P_j} = T_{y.n.} + T_{nep_j}; \quad T_{nep_j} = \overline{Q_{P_j}} / \tau_j; \quad \tau_j = k_1 k_2 \overline{Q_{P_j}}^\alpha;$$

$$\overline{Q_{P_j}} = \overline{FS_j^n} - \overline{FS_j};$$

$$\overline{S_{OCT_j}} = \left(1 - \beta_j / 100\right) \overline{FS_j}, \quad \overline{S_{OCT_T}} = \prod_{j=1}^T \left(1 - \beta_j / 100\right) \overline{FS_T}, \quad (1)$$

В приведенных формулах используются следующие обозначения:

- T – период функционирования системы;
- Q_1 – первоначальная стоимость системы;
- D_j – приведенный доход, приносимый системой за j -й год эксплуатации (за вычетом эксплуатационных расходов);
- D_T – суммарный приведенный доход за весь срок службы;
- Z_{P_j} – затраты на ремонт системы в j -ом году;
- Z_{P_T} – суммарные затраты на ремонт системы;
- $S_{ост_j}$ – остаточная стоимость системы к концу j -го года эксплуатации с учетом утилизационных затрат;
- $S_{ост_T}$ – остаточная стоимость системы к концу периода функционирования;
- \overline{FS}'_j – значение параметра функционального состояния перед ремонтом в j -м году эксплуатации;
- \overline{FS}''_j – значение параметра функционального состояния после ремонта в j -м году эксплуатации;
- d – удельный доход от функционирования системы (за вычетом эксплуатационных расходов);
- β_j – среднегодовой процент роста производительности труда в соответствующей отрасли в j -м году;
- τ_j – норма среднесуточной выработки в j -м ремонте;
- k_1 – коэффициент, учитывающий тип и особенности конструкции ремонтируемой системы;
- k_2 – коэффициент, учитывающий технологический уровень ремонтирующего предприятия;
- $T_{у.л.}$ – условно-постоянная составляющая продолжительности ремонта, содержащая время на обязательные работы по всему комплексу (останов, вывод из эксплуатации, испытания, пуск и пр.) и типовой перечень работ по тем элементам, которые подлежат обязательному осмотру (диагностированию, дефектации);
- $T_{пер}$ – переменное слагаемое времени ремонта, определяемое объемом работ;
- T_j – годовой фонд рабочего времени системы в j -м году эксплуатации.

Жизненный цикл судовой энергетической установки можно представить в виде компонентов СДР следующим образом (см. рис. 1):

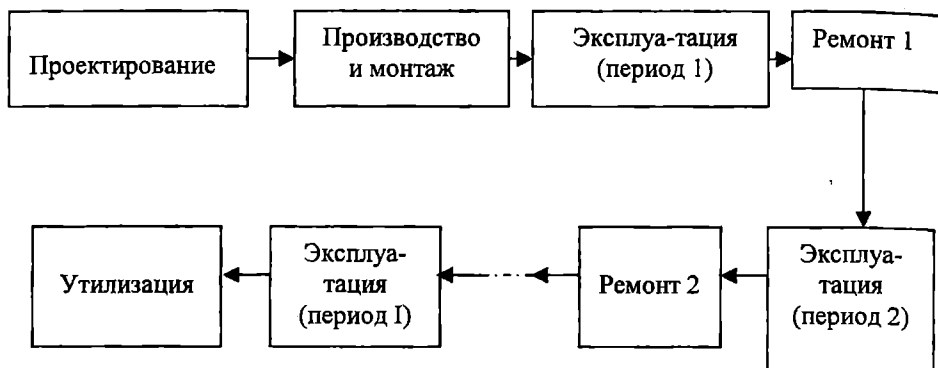


Рис. 1. Схема жизненного цикла СЭУ

Исходными данными для этапов жизненного цикла СЭУ являются их длительность - T и эффект - Q , которые определяются в соответствии с формулой (1). Моменты окончания этапов примем в качестве точек проявления риска. Другими словами, дополним схему жизненного цикла условными работами – рисками. Количественными параметрами, характеризующими каждый из рисков, можно принять:

- воздействие риска на стоимость этапа – V_Q , д.е./год;
- воздействие риска на продолжительность этапа – V_t , лет;
- вероятность возникновения риска – P .

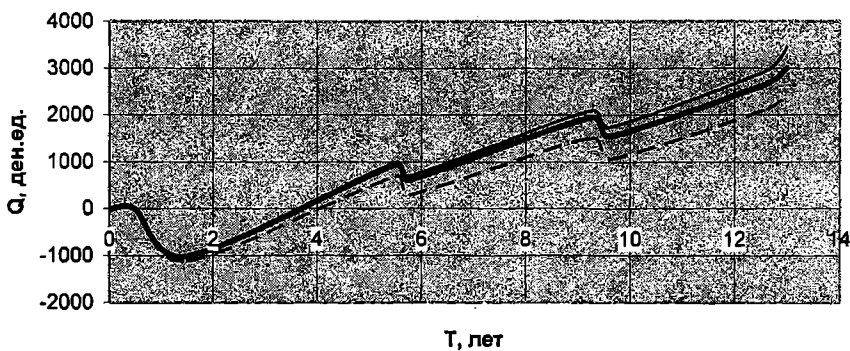
В таблице 1 представлены исходные данные, позволяющие определить суммарный эффект от разработки и функционирования СЭУ с учетом факторов риска.

Таблица 1

Исходные данные для определения эффекта от разработки и функционирования СЭУ

Номера	Наименование этапа	T , лет	Q , д.е./год	V_Q , д.е./год	V_t	P
1	Проектирование	0,5	-10	2	0,2	0,1
3	Производство	1	-1000	-100	0,2	0,1
5	Эксплуатация (1 период)	4	500	-50	0,25	0,2
7	Ремонт 1	0,25	-300	-100	0,1	0,25
9	Эксплуатация (2 период)	3,5	400	-50	0,3	0,4
11	Ремонт 2	0,35	-350	-100	0,15	0,5
13	Эксплуатация (3 период)	3	400	-50	0,5	0,6
17	Утилизация	0,4	500	-200	0,4	0,8

Результаты расчета суммарного эффекта представлены на рис. 2.



- оптимистический прогноз;
- пессимистический прогноз;
- ожидаемая величина суммарного эффекта

Рис.2. Влияние учета рисков на суммарный эффект от использования СЭУ

Использование методологии управления рисками в управлении программой разработки и функционирования СЭУ позволит повысить достоверность результатов расчетов в условиях недетерминированного задания информации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шахов А.В. Методология проектного менеджмента в совершенствовании судовых энергетических установок // Проблемы техники. № 2, 2005. С. 142-149.
2. Керівництво з титань Проектного Менеджменту. – Пер. з англ. / Під ред. С.Д. Бушуєва, 2-е вид., перероб. – К.: Деловая Украина, 2000. – 198 с.
3. Dettmer William H. Goldratt's Theory of Constraints. ASQ Quality Press, 1997.
4. Шахов А.В., Чимшир В.И. Моделирование жизненного цикла ремонтпригодных технических систем // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб.наук.праць. – Одеса: ОНМУ, 2003. – Вып. 6. – С. 229-237.

Надійшла 15.11.05

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НАУКОЕМКИМИ ПРОИЗВОДСТВАМИ

Рассмотрены организационные структуры производственных предприятий, пригодные для выпуска наукоемкой продукции. Предлагается модель перестройки технологической цепочки производства наукоемкой продукции при слиянии научной организации с серийным производством.

Ключевые слова: реорганизация, система управления, формы управления, проектный менеджмент, наука, наукоемкое производство.

Крупные, ранее преуспевающие организации, находятся сейчас под натиском удивительных технологических новшеств в информатике, неожиданных достижений, интернационализации спроса и предложения и ожесточенной конкуренции. Они могут справиться со всем этим в том случае, если станут более гибкими, меньше сосредоточенными на продуктивности, а больше – на достижении целей, полагаясь на то, что менеджеры будут не только компетентными и преданными исполнителями, но также и инициативными предпринимателями.

Такие качества чрезвычайно трудно достичь в крупномасштабных, иерархически построенных и централизованно управляемых структурах [1,2]. Идея скорее будет реализована, если фактическое предпринимательство будет доверено предпринимательским субединицам, которые, продолжая оставаться частью целого организма, оказываются меньшими по размеру, но оперативно более «полными», стратегически более независимыми, более гибкими и, следовательно, более успешно функционирующими.

Именно таким образом организованное управление, когда стиль управления и форма его организации ориентируются на децентрализацию предпринимательства внутри компании, в статье определено как «управление подразделениями». Управление подразделениями в наукоемких производствах целесообразно в тех ситуациях, когда на первый план выдвигается креативность, решительность, являющаяся главным условием выживания компании.

Исследования показали [3], что различные структуры могут быть описаны как гибридные формы функциональной, с одной стороны, и

конгломерата, с другой стороны. Это позволяет выделить семь основных организационных типов (см. рис 1.):

- функциональная организация;
- организация с продуктовыми группами;
- организация с маркетинговыми подразделениями;
- матричная организация;
- организация с системой подразделений и центральным аппаратом;
- организация с системой подразделений и децентрализованным аппаратом;
- конгломерат.



Рис. 1. Классификация форм организации управления организациями

В процессе выбора между двумя формами организации — функциональным типом, с одной стороны, и конгломератом, с другой стороны, — всегда имеются две конкурирующие силы, между которыми и должен быть найден баланс в форме организационного компромисса. Это два следующих фактора:

1. Высокая степень динамизма и/или дифференциации рынка (продукта). Такая ситуация нуждается в квалифицированной, интегральной политике, при этом разработка, производство, маркетинг и сбыт продуктовой группы осуществляется под руководством одного лица или

группой управления. Все это является основой для применения управления подразделениями; способствует сильной целевой ориентации.

2. Высокая степень функционального взаимодействия и/или взаимозависимости. Это требует организационного упорядочивания, когда функциональные действия вне продуктовых групп переносятся в функциональные отделы. Все это служит для пользы функциональной организации. Функциональные организации способствуют достижению в значительной степени функциональной эффективности и оптимальному использованию функциональных возможностей развития.

Изложенное выше можно представить в виде схемы. Допустим, по вертикальной оси представлен продуктово-рыночный динамизм и дифференциация. На горизонтальной оси – функциональный динамизм и взаимозависимость. Измеряя величину двух переменных, можно выбрать оптимальную форму организации.

Ко времени образования научно-производственного комплекса производственное объединение «Зоря», выпускавшее серийную продукцию, соответствовало типу функциональной структуры управления, а конструкторское бюро «Машпроект» представляло собой функциональную структуру с продуктовыми группами. В ходе же реорганизации предприятий в научно-производственный комплекс была построена модель управления подразделениями с центральным аппаратом управления, скомбинированная с матричной структурой управления НИОКР.

При небольшом динамизме и/или слабой дифференциации продукта и рынка при сильном взаимодействии и/или взаимозависимости следует выбирать функциональную организацию. С другой стороны, если наблюдается совсем слабая взаимозависимость или недостаточное развитие функций при сильном динамизме и дифференциации продукта и рынка, то форма «управления подразделениями» в данном случае будет самой лучшей организационной формой. Возможны также компромиссные варианты; часто оба аспекта дополняют друг друга.

Переход организаций с автономными подсистемами от иерархического стиля управления к согласованному и мотивированному тесно связан с концепцией проектного управления. Преимущества успешного управления подразделениями – повышенная ответственность за получение прибыли, более сильная ориентация на рынок, более быстрое принятие решений, лучшая маневренность и большая мотивация. К недостаткам относится снижение эффективности из-за частичного сдерживания функциональных задач. Любое взаимодействие между подразделениями может не реализоваться в полной мере, общественное мнение о компании менее понятно при рассмотрении отдельно взятого разреза.

Наиболее эффективным способом увеличения инновационного потенциала экономики будет включение создателей нововведений (центров научных исследований) во множественные производственные наукоёмкие объединения (предприятия) либо в виде юридически самостоятель-

ных инновационных единиц, либо в виде подразделений одного из предприятий-участников. При реализации каждого из этих вариантов необходимо спроектировать структуру инновационного подразделения таким образом, чтобы она была оптимальной [4].

Оказавшись в рыночных условиях, ни ПО «Зоря», ни НПО «Машпроект» не смогли бы самостоятельно удержать (а тем более нарастить) долю рынка в своих сегментах. Отсутствие гибкости (динамичности), реактивности (реакции на любые внешние изменения на рынке, экономической ситуации в государстве), жесткая централизация – все эти факторы привели бы к плачевным последствиям. Уже за год до начала реорганизации темп роста зарплаты в «Зоре» снизился на 20%, в «Машпроекте» начался отток кадров в Россию, в обеих структурах присутствовали перебои с заключением контрактов и реализацией заказов: не хватало активов, инвестиционный фонд (средства, затрачиваемые на разработку новых изделий) снизился до критической отметки. Необходимо было принимать адекватные меры [5].

Ниже рассматриваются основные аспекты рационализации взаимодействия НИОКР и производственной системы в составе наукоемкого производства.

Изначально технология производства двигателей (изделий) ничем не отличалась от технологий на других предприятиях машиностроения. Укрупнено она выглядит следующим образом (рис 2.).

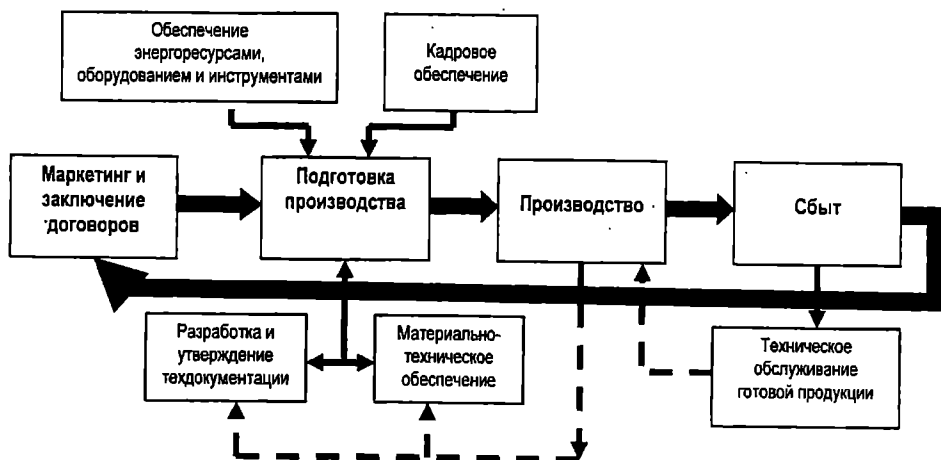


Рис. 2. Технологическая цепочка производственного объединения

По мере анализа спроса на выпускаемую продукцию и проведенных маркетинговых исследований прорабатываются и заключаются договора (цикл производства составлял для сведения 9-13 месяцев). На основании заключенных контрактов формируется внутривозовской заказ

на производство. Осуществляется соответствующая подготовка: прорабатывается и утверждается технологическая документация, составляется план комплектования изделия, проводится ревизия обеспеченности энергоресурсами, оборудованием и инструментами, осуществляется анализ обеспеченности кадрами нужной квалификации. Далее, осуществляется запуск производства по утвержденным технологическим маршрутам. В результате – вновь созданное изделие проходит внутривзаводские испытания и отгружается покупателю.

Обратная связь осуществлялась через реинвестирование части прибыли от сбыта продукции в новые договора. Кроме этого, на предприятии была очень развита (она и осталась во вновь созданном комплексе) обратная связь потребителя с производством в вопросах качества, работоспособности и надежности поставленной техники через представительства предприятия у заказчика, а также ремонта изделий. Через этот информационный обмен, производственные службы организовывали дефектацию изделия, корректировали конструкторскую документацию, предварительно получая разрешение на изменения у проектанта изделия («Машпроекта»). На все работы по доработке изделия уходило более 25% времени цикла производства, что заметно сказывалось на окончательных взаиморасчетах с заказчиками и удлиняло время реализации финансового цикла производства изделия.

Рассмотрим оптимальную технологическую цепочку с целью создания нового продукта (в данном случае двигателя), которая реализована в НПК газотурбостроения (рис. 3.).

Следует учесть, что в задачи научно-производственного комплекса входят разработка (проектирование) нового изделия и производство изделий под заказ. Каждое вновь созданное изделие (будь- то двигатель 2, 3 или 4 поколения) и каждая модификация изделия имеет свой бюджет. Этапы жизни продукта от разработки до снятия с производства отслеживаются в рамках программ соответствующих изделий. Каждая программа состоит из ряда проектов, которые конечны во времени, имеют свой бюджет и ответственных исполнителей. За развитие программы несет ответственность научно-технический совет комплекса (о котором речь пойдет позже), а за конкретные проекты – главные конструктора проектов, которые наделены соответствующими полномочиями. Обе задачи решаются через призму выполнения бюджетного плана проекта (программы).

С этого начинается любая технологическая цепочка в научно-производственном комплексе. За утверждением бюджета проекта следует разработка (если изделие создается «с нуля»), в конечном итоге формируется технологическая и конструкторская документация под конкретные техусловия производства и возможности производственной базы, проводится опытное производство образца, его испытание и доработка.

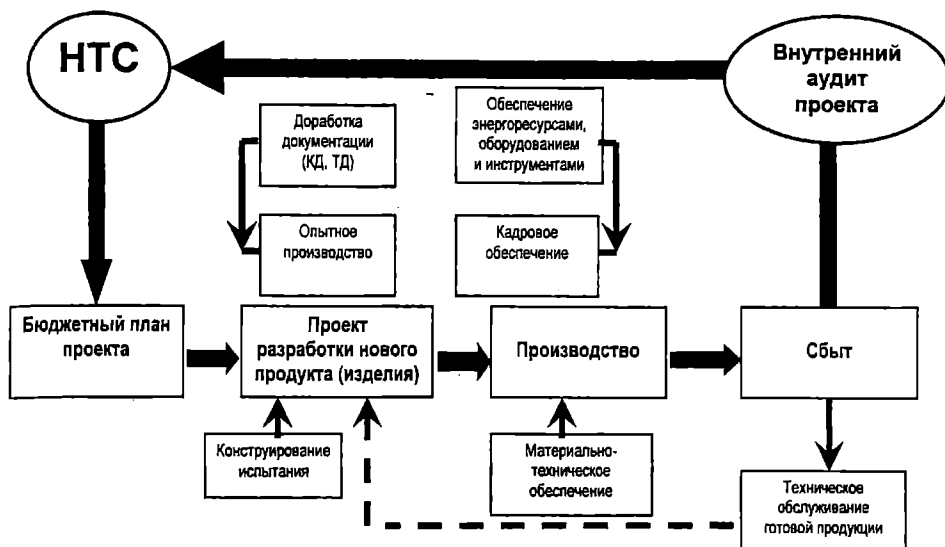


Рис. 3. Технологическая цепочка научно-производственного комплекса

Далее осуществляется этап производства продукта с учетом спроса на изделие. Производство обеспечивается необходимыми материалами, трудовыми ресурсами и средствами труда. Готовое изделие поставляется заказчику.

В комплексе организована обратная связь, которая осуществляется через консультативные и директивные органы управления. Так, по каждому проекту проводится аудит и маркетинговый анализ. Данные и рекомендации представляются на научно-технический совет.

Научно-технический совет – это орган стратегического планирования, в состав которого входят главные специалисты, директора по направлениям. Функциями НТС представлены на рис. 4.

Таким образом (рис. 3), проектно-производственный цикл претерпел существенные изменения. Реализована основная задача – наукоемкая производственная система стала более гибкой и рефлексивной.

Сохранена и обратная связь с заказчиками по доработке и модернизации выпускаемых и разрабатываемых продуктов с учетом требований времени, технологий и целей использования на всех жизненных этапах продукта (на протяжении всей программы). Акцент хотелось бы сделать на том, что в новой технологической схеме производства, обратная связь замыкается не на само производство, а на разработчиков. Проектанты вносят один раз необходимые коррективы в конструкторскую и технологическую документацию, которая после утверждения распространяется на все выпускаемые после принятых доработок изделия. Это значительно упрощает взаимоотношения производителей и конструкторов, сокращается время внедрения новшеств и модерни-

модернизаций, увеличивается скорость оборота капитала. В результате такой схемы потери времени на доработку составляют не более 5%-7 % от общего производственного цикла.



Рис. 4. Функции научно-технического совета комплекса

Вывод

Анализ инновационной практики глобальных фирм полностью подтвердил предложения о смещении технологического менеджмента в область управления эволюцией научными разработками и знаниями, защитой аккумулированного знания, прогнозированием его развития и мониторинга знаний конкурентов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кошкин К.В., Павлов А.А. Алгоритмическое обеспечение управления проектами виртуальных производств в судостроении / К.В.Кошкин, А.А.Павлов. – Херсон: ОЛДИ – плюс, 2001. – 178 с.
2. Романчук Н.П., Рашковский А.С., Кошкин К.В. Методические основы управления сложными проектами реструктуризации в судостроении / Н.П.Романчук, А.С.Рашковский, К.В. Кошкин. – Николаев: НУК, 2004. – 124 с.
3. Новиков Д.А. Теория управления организационными системами / Д.А.Новиков. – М.: Московский психолого-социальный институт, 2005. – 584 с.
4. Коваленко И.И., Кошкин К.В. Сценарный подход в анализе инновационных проектов / И.И.Коваленко, К.В.Кошкин. – Николаев: УГМТУ, 2003. – 59 с.

5. Чернов С.К. Повышение инновационной активности наукоемких отраслей Украины за счет реструктуризации управления // Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції «Управління проектами: стан та перспективи», Миколаїв: НУК, 2005. – С.191 – 193.

Надійшла 22.11.05

Стабилизация неинвариантного многообразия в скользящем режиме при использовании локально-оптимального управления

Изучаются особенности локально-оптимальной стабилизации программного многообразия. Программа определена на траекториях системы дифференциальных уравнений пересечением гиперплоскостей. Задачи стабилизации такой программы всегда рассматривались в предположении о том, что многообразии инвариантно. В данной работе исследуется более общий случай. Построены области скольжения, получены оценки области притяжения в скользящем режиме.

Ключевые слова: управление, стабилизация, дифференциальное уравнение, локально-оптимальная, программное многообразие, область притяжения, скользящий режим, неинвариантное.

1. На траекториях системы дифференциальных уравнений

$$\dot{x} = Ax + a + Cu, \quad \dim x = N, \quad \dim u = K, \quad (1)$$

задано программное многообразие Ω уравнениями

$$\omega \equiv Dx + d = 0, \quad \dim \omega = M, \quad K \leq M \leq N \quad (2)$$

Нужно обеспечить асимптотическую устойчивость многообразию Ω с помощью управления $u(\omega, x)$, при котором локальный критерий $\Phi(\omega, x)$ уменьшался бы максимальным образом

$$\dot{\Phi}(\omega, x, u) - \inf_{u \in U}, \quad (3)$$

где $\dot{\Phi}$ – производная в силу (1).

Подобные критерии использовались для выбора локально-оптимальных управлений в различных задачах в работах Н.Н. Моисеева, Е.А. Барбашина, В.И. Зубова (он называет такие управления оптимальным в смысле демпфирования $\Phi(x)$), В.Д. Фурасова, В.М. Кунцевича, М.М. Лычака и других.

В наших работах [1-5] такие управления применялись для стабилизации программного движения в виде невозмущённого движения $x = 0$ и программного многообразия – в линейной (1), (2) и нелинейной [1] постановках.

Если локальный критерий (локальный функционал) не содержит интегральной добавки с управлением, которая регуляризует задачу [3], то линейная по управлению форма в производной от Φ в силу системы дифференциальных уравнений может принимать значения на границе замкнутого и ограниченного множества допустимых управлений U . На множестве \mathfrak{R} , где производная от Φ не содержит управления, при некоторых условиях возможно возникновение скользящих режимов [2].

В линейной постановке (1), (2) исследовать поведение системы в таком режиме можно двумя способами. Первый основан на формулировке условий знакоопределённости квадратичной формы на \mathfrak{R} [1, 3] при квадратичном функционале. Но он не даёт возможности строить область притяжения на \mathfrak{R} . Второй подход использует переход к уравнениям скользящего режима. Полученные таким образом результаты в [2, 4] существенно используют инвариантность программного многообразия Ω . Это позволяет применить для Ω подход, аналогичный задаче о невозмущённом движении.

В данной работе поведение системы в скользящем режиме исследуется в более общей постановке, не требующей инвариантности Ω . (В [3, 4] было получено одно обобщение задачи, когда можно использовать не всё неинвариантное Ω , а только некоторое инвариантное ядро этого многообразия как новое инвариантное Ω).

2. Пусть для решения задачи стабилизации программного многообразия (2) используется локальный критерий вида $\Phi = \omega \Gamma \omega$, где Γ – определённо-положительная матрица ($M \times M$). Производная в силу (1)

$$\dot{\Phi} = \omega \Gamma \dot{\omega} = \psi + h u, \quad \psi = \omega' (\Gamma D A x + D a), \quad h = \omega' \bar{L}, \quad \bar{L} = \Gamma L, \quad L = D C \quad (4)$$

содержит управление с коэффициентом $h(\omega)$. На множестве \mathfrak{R} , где $h=0$, управление не определено. В [2] рассматривалась вторая производная от Φ для определения особого управления и получены условия, при которых такое управление обеспечивает стабилизацию Ω при движении в идеальном скользящем режиме на \mathfrak{R} .

В окрестности \mathfrak{R} в зависимости от знака функций h_i (ω, x) управления принимают предельные значения, u_i^+, u_i^- , $i=1,2,\dots,K$. Можно построить область реального скользящего режима \mathfrak{Z} для конкретного вида области U допустимых управлений. Полагая $0 \in U$, назовём для простоты изложения $\bar{u}_i = \min(|u_i^+|, |u_i^-|)$ и рассмотрим параллелограмм

$$|u_i| \leq \bar{u}_i, \quad i = 1, 2, \dots, K. \quad (5)$$

Тогда управление, решающее задачу (3), имеет вид

$$u_i = -\bar{u}_i \quad \text{sign } h_i(\omega, x), \quad i=1, 2, \dots, K \quad (6)$$

Из выражения $h = \omega' \bar{L}$ видно, что $\Omega \subset \mathfrak{R}$. Значит, возможно, движение к Ω по \mathfrak{R} . Рассмотрим вначале условия скользящего режима на \mathfrak{R} а затем, в следующем разделе, условия стабилизации Ω в таком режиме с построением области притяжения.

Запишем производную функции $h' = C' \Gamma \omega$

$$h' = H + \Pi u, \quad H = \bar{L}' \varphi, \quad \varphi = D A x + D a, \quad \Pi = L' T L \quad (7)$$

Из условий скользящего режима на каждой из $\mathfrak{R}_i, i=1, 2, \dots, K,$

$$\lim_{h_i \rightarrow -0} \dot{h}_i = H_i - \sum_{p \neq i}^K \Pi_{ip} \bar{u}_p \text{sign } h_p + \Pi_{ii} \bar{u}_i \geq 0,$$

$$\lim_{h_i \rightarrow +0} \dot{h}_i = H_i - \sum_{p \neq i}^K \Pi_{ip} \bar{u}_p \text{sign } h_p - \Pi_{ii} \bar{u}_i \leq 0$$

получаем область скольжения \mathfrak{Z} вида

$$|H_i(\omega)| \leq \pi, \quad \text{если } \pi > 0, \quad (8)$$

где
$$\pi = \Pi_{ii} \bar{u}_i - \sum_{p \neq i}^K |\Pi_{ip}| \bar{u}_p, \quad i=1, 2, \dots, K. \quad (9)$$

Если Ω инвариантное многообразие, то существует такая матрица B , что справедливо

$$\dot{\omega} = B \omega, \quad (10)$$

где $\dot{\omega}$ производная от $\omega(x)$ в силу системы (1) без управления. Для этого необходимо и достаточно условия [3]:

$$\text{rank } \bar{\Delta} = M, \quad \bar{\Delta}' = \{\bar{D}', \bar{A}' D'\} \quad (11)$$

В этом случае $H = \bar{L}' B \omega$ и видно, что $\Omega \subset \mathfrak{Z}$.

Но и при отсутствии инвариантности Ω может существовать матрица R размерности $(K \times M)$, такая, что выполняется соотношение

$H=R\omega$. Это условие слабее, чем требование инвариантности Ω и, в частности, если последнее имеет место, то $R = \bar{L}' B$.

Для существования такой матрицы R необходимо и достаточно, чтобы выполнялось условие

$$\text{rank } \bar{\Delta}_H = M, \text{ где } \bar{\Delta}_H = \{\bar{D}', \bar{A}' D' \bar{L}'\} \quad (12)$$

В этом случае также $\Omega \subset \mathfrak{S}$ и можно рассматривать условия движения к программному многообразию в скользящем режиме.

Рассмотрим ситуацию, когда в некотором смысле не полностью, а только в однородном варианте, выполняется условие (12) существования матрицы R , то есть

$$\text{rank } \Delta_H = M, \text{ где } \Delta_H = \{D', A' D' L'\} \quad (13)$$

В этом случае существует матрица R , не согласованная по свободному члену: $Rd \neq L'Da$. Поэтому можно записать

$$H=R\omega + r, \quad r = L'Da - Rd \quad (14)$$

На Ω получаем необходимое условие скользящего режима $\pi_i > |r_i|$, более жесткое, чем $\pi_i > 0$, $i=1,2,..K$, для инвариантного многообразия. Теперь область скольжения определяется условиями

$$|H_i(x)| \leq \pi_i - |r_i|, \quad i=1,2,..K. \quad (15)$$

Такая ситуация возникает, если не полностью, а только в однородном варианте, существует матрица B в (10), то есть не в полном объеме выполняется условие (11), а лишь в виде

$$\text{rank } \Delta = M, \text{ где } \Delta' = \{D', A' D'\}, \quad (16)$$

Тогда вместо (10) имеем $\dot{\omega} = B \omega + \eta$, $\eta = Da - Bd \neq 0$.

Следовательно $H = \bar{L}' B \omega + \bar{L}' \eta$. Обозначим $R = \bar{L}' B$, тогда $H = R\omega + \bar{L}' (Da - Bd) = R\omega + r$, что совпадает с (14).

Заметим, что при наличии матрицы R , такой что $H = R\omega$, может не существовать матрица B для (10). Количество уравнений $K(N+1)$ для определения B может быть существенно больше числа M^2 неизвестных элементов матрицы B .

3. В случае инвариантного многообразия Ω уравнения движения в скользящем режиме на \mathfrak{R} могут быть построены традиционным образом, так как $h = \bar{L}' \omega$ и в соответствии с (10) задача может полностью рассматриваться в пространстве переменных $\omega_i, i=1,2,..K$, как задача о невозмущённом движении $\omega=0$ для (10) [2].

В отсутствие инвариантности Ω , когда нет дифференциального уравнения вида (10), для построения уравнений движения в скользящем режиме на \mathfrak{R} надо пользоваться не зависимостью $h(\omega)$, а записью этой функции в виде $h' = \Lambda x + \lambda$, где $\Lambda = \bar{L}' D, \lambda = \bar{L}' d$. Составим вектор \hat{x} из первых N-K, а вектор x^0 из последних K компонентов x, матрицы Λ^1, D^1, A^1 из первых N-K, а матрицы Λ^2, D^2, A^2 из последних K столбцов Λ, D, A . Из соотношения $h' = \Lambda^1 \hat{x} + \Lambda^2 x^0 + \lambda$ находим

$$x^0 = -(\Lambda^2)^{-1} \Lambda^1 \hat{x} - (\Lambda^2)^{-1} \lambda + (\Lambda^2)^{-1} h' \quad (17)$$

Перейдя к переменным \hat{x}, h , находим из условия $\dot{h}(\hat{x}, h, u)=0$ при $h=0$ эквивалентное управление. Подставив его в уравнение (1), и выделив в нём первые N-K уравнений, получаем

$$\dot{\hat{x}} = \hat{A} \hat{x} + \hat{a}. \quad (18)$$

Аналогично с помощью замены (17) из $\omega = D^1 \hat{x} + D^2 x^0 + d$ находим уравнение

$$\hat{\omega} \equiv \hat{D} \hat{x} + \hat{d} = 0. \quad (19)$$

Здесь матрица \hat{D} и вектор \hat{d} явно выражаются через исходные матрицы задачи (1), (2). Уравнение (19) описывает программное движение в скользящем режиме на \mathfrak{R} .

Определение

Будем говорить, что Ω инвариантно в скользящем режиме на \mathfrak{R} , если многообразие $\hat{\Omega}$ вида (19) инвариантно на траекториях системы уравнений скользящего режима (18).

Лемма

Для того чтобы многообразие Ω было инвариантным в скользящем режиме на \mathfrak{R} , необходимо и достаточно, чтобы выполнялось условие

$$\text{rank}\{\bar{D}', (\bar{D}\bar{A})'\} = \text{rank}\bar{D}, \text{ где } \bar{D} = \{\hat{D}, \hat{d}\}, \bar{A} = \{\hat{A}, \hat{a}\} \quad (20)$$

При выполнении этого условия существует $(M-K) \times (M-K)$ – мерная матрица \hat{B} , такая что справедливо соотношение

$$\dot{\hat{\omega}} = \hat{B}\hat{\omega}, \quad (21)$$

где $\dot{\hat{\omega}}$ – производная функции $\hat{\omega}(\hat{x})$ вида (19) в силу (18).

4. Если все N - K корней характеристического уравнения матрицы \hat{B} имеют отрицательные действительные части, то многообразие Ω асимптотически устойчиво в скользящем режиме. Но так как последний имеет место лишь при $x \in \mathfrak{S}$, то надо оценить область притяжения.

Если справедливо условие (12), то $H = R\omega$. Для оценки области притяжения предварительно необходимо область скользящего режима $\mathfrak{S} = \{\omega: |R_j \omega| \leq \pi_j, j=1,2,\dots,K\}$ спроектировать на \mathfrak{R} . Запишем функцию $H_j = R_j \omega$ в виде

$$H_j = R_j^1 \hat{\omega} + R_j^2 \omega^0, \quad j=1,2,\dots,K \quad (22)$$

Проведя в (22) замену

$$\omega^0 = -(L^2)^{-1} L^1 \hat{\omega} + (L^2)^{-1} h', \quad (23)$$

при $h=0$ получим

$$\tilde{\mathfrak{S}} = \{\hat{\omega} : |\hat{R}_j \hat{\omega}| \leq \pi_j, j=1,2,\dots,K\}, \quad \hat{R}_j = R_j^1 - R_j^2 (L^2)^{-1} L^1 \quad (24)$$

Если, в частности, Ω инвариантно, то

$$\hat{R}_j = L'_j (B^1 - B^2 (L^2)^{-1} L^1), \quad j=1,2,\dots,K \quad (25)$$

Предполагается, что Ω инвариантно на \mathfrak{R} , система (21) устойчива и известна соответствующая функция Ляпунова $V = \hat{\omega}' W \hat{\omega}$ с определённо отрицательной производной в силу (21). Область притяжения можно оценить с помощью эллипсоида $V(\hat{\omega}) = \beta$, вписанного в область скольжения $\tilde{\mathfrak{S}}$. Построим эллипсоид, касательный

к гиперплоскости $\widehat{R}_j \widehat{\omega} - \pi_j = 0$. Получаем $\beta_j = \pi_j / \widehat{R}_j W^{-1} \widehat{R}'_j$. Эллипсоид, который соответствует наименьшему значению β_j , $j=1,2,\dots,K$, полностью содержится в области $\widetilde{\mathfrak{S}}$ и может служить оценкой области притяжения на \mathfrak{R} .

Если существует матрица R , не согласованная по свободному члену, то есть выполняется условие (13), то $H_j = R_j \omega + r_j$,

где
$$r_j = \widehat{L}'_j D a - R_j \quad j=1,2,\dots,K \quad (26)$$

Перейдя на \mathfrak{R} с помощью преобразования (23) и $h=0$, получим

$$\widehat{H}_j = \widehat{R}_j \widehat{\omega} + r_j, \text{ откуда } \widetilde{\mathfrak{S}} = \{ \widehat{\omega} : | \widehat{R}_j \widehat{\omega} + r_j | \leq \pi_j, j=1,2,\dots,K \}.$$

Так как область $\widetilde{\mathfrak{S}}$ несимметрична относительно Ω , то для оценки области притяжения необходимо для каждого $j=1,2,\dots,K$ рассматривать эллипсоид, касающийся ближайшей к Ω гиперплоскости. Её можно определить условием

$$\widehat{R}_j \widehat{\omega} = \pi_j - |r_j|. \text{ Соответствующий эллипсоид имеет}$$

$$\beta_j = (\pi_j - |r_j|) / \widehat{R}_j W^{-1} \widehat{R}'_j, \quad j=1,2,\dots,K.$$

Сформулируем окончательные результаты в виде следующих теорем.

Теорема 1. Если многообразие Ω инвариантно на \mathfrak{R} , то есть справедливо условие (20) леммы, а также выполняются условия (12) и $\pi_j > 0$, $j=1,2,\dots,K$, а собственные значения матрицы \widehat{B} уравнений (21) скользящего режима имеют отрицательные действительные части, то Ω асимптотически устойчиво на \mathfrak{R} с областью притяжения S , удовлетворяющей оценке

$$S = \{ \omega : \omega \in \mathfrak{R}, \widehat{\omega}' W \widehat{\omega} \leq \min_{j=1,2,\dots,K} \frac{\pi_j}{\widehat{R}_j W^{-1} \widehat{R}'_j} \},$$

где вектор-строки \widehat{R}_j определены выражениями (24).

Теорема 2. Если многообразие Ω инвариантно на \mathfrak{R} , то есть справедливо условие (20), а также выполняются условия (13) и $\pi_j > |r_j|$, $j=1,2,\dots,K$, а собственные значения матрицы B уравнений (21) скользящего режима имеют отрицательные действительные части, то Ω асимптотически устойчиво на \mathfrak{R} с областью притяжения S , удовлетворяющей оценке

$$S = \{ \omega : \omega \in \mathfrak{R}, \widehat{\omega}' W \widehat{\omega} \leq \min_{j=1,2,\dots,K} \frac{\pi_j - |r_j|}{\widehat{R}_j W^{-1} \widehat{R}_j'} \},$$

где вектор-строки \widehat{R}_j определены выражениями (24), а r_j имеют вид (26).

Замечание 1. Если Ω - инвариантное многообразие, то есть справедливо (11), то дополнительно оговаривать условие (12) не требуется, так как существует матрица $R = \bar{L}' B$, и теорема 1 справедлива при \widehat{R}_j , определяемых выражениями (25).

Замечание 2. Если \mathfrak{R} инвариантно, то всё это многообразие есть область скольжения, а при наличии устойчивости в скользящем режиме оно совпадает также с областью притяжения S . Для инвариантности \mathfrak{R} необходимо и достаточно выполнения условия $\text{rank} \{ \bar{D}' \bar{L}, \bar{A}' \bar{D}' \bar{L} \} = \text{rank} \{ \bar{D}' \bar{L} \}$. Если Ω - инвариантное многообразие, то это условие принимает вид $\text{rank} \{ \bar{L}, B' \bar{L} \} = K$, где B - матрица системы (10).

ЛИТЕРАТУРА

1. Неццет В.И. Вопросы локально-оптимальной стабилизации нелинейных систем // Асимптотические методы. Прикладные задачи механики. – Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1986. – С. 199-205.
2. Неццет В.И. Стабилизация программного движения в скользящем режиме при использовании локальных функционалов // Некорректные задачи теории возмущений. – Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1984. – С. 214-222.
3. Неццет В.И., Ружников Г.М., Заболонова Н.А. Задачи управления с локальными функционалами // Асимптотические методы. Задачи и модели механики. – Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1987. – С. 190-215.

4. Нецверт В.И. Область притяжения в задаче локально-оптимальной стабилизации программного движения. // *Нові інформаційні технології навчання в навчальних закладах України (технічні та економічні науки)*. – Одеса: Друк, 2001. – С. 29–32.
5. Нецверт В.И. Проблемы стабилизации послеварийных режимов энергетических систем, использование локальных функционалов // *Проблемы техники*. Вып. 1. – Одесса, 2002. – С. 149-156.

Надійшла 16.11.05

ВЗАИМОСВЯЗИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ДОСТАВКИ

Выделены параметры, влияющие на изменение расходов на операции, осуществляемые в системе доставки (автоперевозка, железнодорожная перевозка, морская перевозка, погрузо-разгрузочные работы (ПРР)). Определены и проанализированы типы зависимостей изменения расходов от основных параметров по операциям системы доставки.

Ключевые слова: система доставки, расходы, время, партия груза.

Под системой доставки понимают широкий круг операций, выполняемых после изготовления продукции и до получения ее потребителем [1]. Спроектированной системе доставки можно поставить в соответствие определенный набор параметров, характеризующий ее с различных позиций. Например – время доставки, стоимость доставки, надежность, мощность (пропускная либо провозная способность) и т.п.

Требования, которые предъявляются к системе доставки, могут быть как жестко заданными, так и допускающими различные варианты. Например, если проектируемая система должна отвечать требованиям «точно в срок», то есть время доставки является жестко заданным, то значение параметра «время» в наборе характеристик системы доставки является единственным. Может складываться ситуация, когда время доставки допускает диапазон изменения. Тогда, варьируя временем доставки, можно варьировать стоимостью доставки и параметры «время доставки» и «стоимость доставки» могут принимать различные значения из множества допустимых.

Основными параметрами системы доставки, которые в силу своей взаимосвязи допускают оптимизацию одного за счет варьирования другими, являются:

- время доставки, t ;
- стоимость доставки, R ;
- размер партии груза, Q .

Время доставки партии груза Q в целом по системе рассчитывается как

$$t = \sum_{i=1}^n t^i,$$

где n – количество технологических операций в системе доставки (перевозка различными видами транспорта, ПРР, хранение и т.п.).

Естественно, что стоимость в целом по системе доставки равна

$$R = \sum_{i=1}^n R^i .$$

Расходы на выполнение каждой операции можно представить как $R^i = R^i_{(Q,t)}$, причем

$$R^i = f^i_{(Q,t)} \cdot Q, \quad (1)$$

где $f^i_{(Q,t)}$ – тариф (денежные единицы/тонну) на выполнение операции i за время t' для партии груза Q .

Время выполнения операции t' может зависеть от размера партии груза Q и от скорости выполнения операций (например, время на погрузо-

разгрузочные работы $t^{PPR} = \frac{Q}{M}$, где M – интенсивность ПРР).

Проанализируем взаимосвязи параметров R^i , t' и Q для морской перевозки, автоперевозки, ж/д перевозки и ПРР, а также по системе в целом.

Рассмотрение указанной проблемы будем проводить в двух вариантах – для системы доставки грузов в контейнерах и для системы доставки навалочных грузов (на примере металла).

Скорость и расходы находятся в двойкой зависимости [2]. Во-первых, транспортные предприятия, способные перевозить грузы быстрее других, обычно устанавливают более высокие тарифы на свои услуги. Во-вторых, чем быстрее транспортировка, тем меньше времени запасы находятся в пути и тем более они доступны для использования.

Как правило, тарифы на перевозку и на выполнение погрузо-разгрузочных работ на каждом из видов транспорта назначаются за определенное время исполнения с учетом принимаемого к перевозке количества груза. То есть, заплатив определенную сумму за перевозку/перевалку, грузоотправитель рассчитывает, что работа будет выполнена в строго определенные сроки (за исключением наступления форс-мажорных обстоятельств). Но если грузоотправителя не устраивают сроки исполнения работ, то он готов уплатить большую сумму за сокращение времени осуществления работы. За счет чего можно сократить время перевозки/перевалки груза?

В условиях рыночных отношений существует возможность выбора поставщика транспортных и сопутствующих услуг из множества представленных на рынке предприятий. Каждая группа предприятий занимает свою ценовую нишу, которая определяется размерами компании,

уровнем сервиса, технической оснащенностью, географией перевозок и т.п. В связи с этим у грузоотправителя всегда есть выбор: воспользоваться услугами небольшого предприятия с относительно устаревшими техническими средствами, которые гарантируют небыстрое осуществление перевозки/перевалки по относительно низкой цене, либо воспользоваться услугами крупной компании, обладающей суперсовременными транспортными средствами, средствами связи и всевозможными дополнительными услугами, которая гарантирует доставку груза в минимально возможный срок, но по соответствующей высокой цене. Кроме того, всегда существует «золотая середина» – умеренная стоимость при среднем времени выполнения работ.

Такое варьирование стоимостью перевозки присуще всем видам транспорта, кроме железнодорожного. Сократить либо увеличить расходы на железнодорожную транспортировку можно только путем сокращения или увеличения расстояния перевозки (например, варьирование расходами может происходить путем выбора порта перевалки, расстояние до которого меньше, чем до других возможных).

В случае с автомобильным транспортом, если грузоотправитель удовлетворен техническим оснащением компании-перевозчика, сократить время перевозки он может, например, за счет оплаты труда дополнительного водителя (чтобы не было простоев, увеличивающих время перевозки). Подобное решение возможно и в случае с предприятием, осуществляющим ПРР (оплата сверхурочных, либо оплата бригады, работающей в третью смену). Подобные решения не увеличивают заявленный предприятием-поставщиком услуг тариф на какую-либо работу, но увеличивают стоимость перевозки/перевалки для грузоотправителя.

Таким образом, тариф на перевозку/перевалку одной тонны груза, зависящий от времени и общего количества груза, можно представить в следующем виде

$$f_{(Q,t)}^i = \varphi_{\text{баз}} + \Delta\varphi_{(\Delta t)} - \Delta\varphi_{(Q)}, \quad (2)$$

где $\varphi_{\text{баз}}$ – базовый тариф на перевозку/перевалку груза;

$\Delta\varphi_{(\Delta t)}$ – надбавка к базовому тарифу за сокращение времени выполнения услуги;

$\Delta\varphi_{(Q)}$ – скидка, учитывающая количество груза;

Δt – сокращение времени на перевозку/перевалку груза, которое изменяется в диапазоне

$$\Delta t^* \leq \Delta t \leq 0,$$

где Δt^* – максимальное технологически возможное сокращение времени.

Зависимость (2) можно представить так:

$$f_{(Q,t)}^i = \varphi(Q;t), \quad (3)$$

где $t_1 \leq t \leq t_2$,

t_1 – минимальное технологически возможное время осуществления перевозки/перевалки груза;

t_2 – среднее время выполнения операций.

Проанализируем, как для фиксированного размера партии груза Q расходы на операции зависят от времени их выполнения.

В работе [3] указывается, что технологические параметры, к которым относятся скорость транспортного средства и интенсивность грузовых работ, имеют сравнительно небольшой диапазон изменения, поэтому с большой степенью достоверности можно предположить, что на этих отрезках зависимости стоимости услуг от технологических факторов могут быть описаны линейными функциями. На это же указывает и Л.Б. Миروتин [4].

Таким образом,

$$f_{(t)}^i = a \cdot t^i + b, \quad t^i \in [t_{\min}; t_{\max}], \quad (4)$$

где t_{\min} , t_{\max} – минимально и максимально возможные значения времени доставки или времени перевалки; иначе

$$f_{(t)}^i = \varphi_{\text{баз}}^i + \gamma \cdot \Delta t^i, \quad \Delta t^i \in [\Delta t^*; 0]. \quad (5)$$

Таким образом, варьируя временем и скоростью перевозки/перевалки на каждом участке системы доставки, можно выбирать время и стоимость доставки, удовлетворяющие заданным условиям.

Согласно анализу предложений на рынке транспортных услуг [6-12] и практического опыта работы ТЭК (табл. 1), определим указанные зависимости для морского транспорта. В качестве примера примем перевозку одного 20' контейнера из порта Квингдао (Китай) в Одессу.

Таблица 1

Информация о ценах на услуги некоторых линейных компаний, работающих на направлении порты Китая – Черное море

<i>Направление</i>	<i>Линия</i>	<i>Промежуточные порты захода</i>	<i>Транзитное время, $t_{\text{м.конт}}$, сут</i>	<i>Стоимость, $f_{(t)}^{\text{м.конт}}$, долл/конт</i>
<i>Квингдао(Китай) – Одесса (Украина)</i>	CMA	Нет	≈ 26	≈ 1725
<i>Квингдао(Китай) – Одесса (Украина)</i>	Norasia	Констанца	≈ 32	≈ 1500
<i>Квингдао(Китай) – Одесса (Украина)</i>	MSC	Сингапур – Констанца	≈ 37	≈ 1375

График изменения ставки за морскую перевозку одного 20' контейнера в зависимости от времени доставки, гарантируемого различными линиями, показан на рис. 1.

Из рис. 1 видно, что зависимость ставки на перевозку одного 20' контейнера от времени перевозки описывается линейной функцией. Поэтому можно утверждать, что ставка на перевозку одного 20' контейнера на заданном направлении связана со временем перевозки следующим образом:

$$f_{(t)}^{М.КОНТ} = -32,005 \cdot t^{М.КОНТ} + 2546,8, \quad (6)$$

где $26 \text{ сут} \leq t^{М.КОНТ} \leq 37 \text{ сут}$.

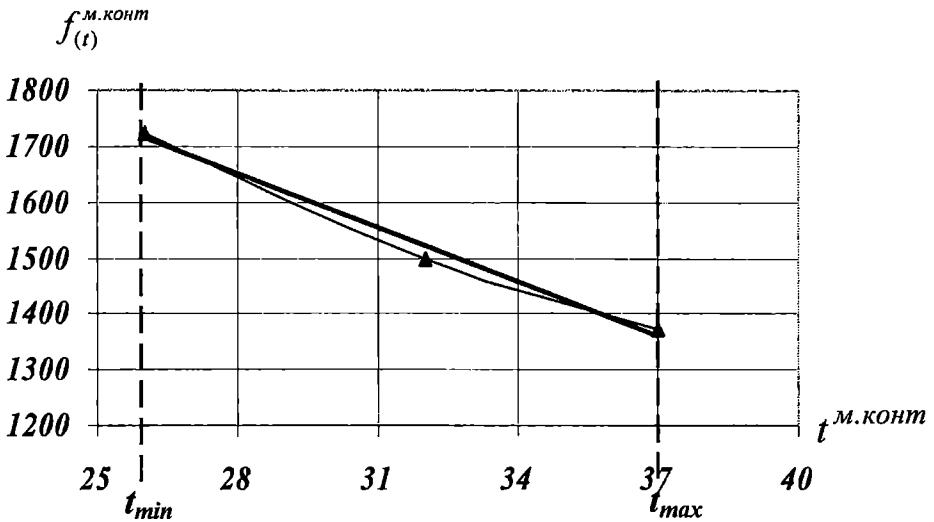


Рис. 1. Изменение стоимости перевозки морским транспортом в зависимости от времени перевозки одного 20' контейнера из Квингдао в Одессу

Однако, как ранее было отмечено, расходы на перевозку можно представить как увеличение тарифа на размер надбавки за уменьшение времени перевозки $\Delta\varphi_{(\Delta t)}$.

На основании данных из табл. 1 получим зависимость изменения размера надбавки за увеличение $\Delta t^{М.КОНТ}$ (то есть количества дней, на которое сокращается время перевозки) (рис. 2). Таким образом, если, согласно табл. 1, в качестве базового принять тариф линии, осуществляющей перевозку за максимальное время (1375 долл/конт), зависимость ставки на перевозку от изменения величины $\Delta t^{М.КОНТ}$ выглядит следующим образом:

$$R_{(\Delta t)}^{м.конт} = 1375 - 30,65 \cdot \Delta t^{м.конт}, \quad (7)$$

где $-11 \text{ сут} \leq \Delta t^{м.конт} \leq 0$.

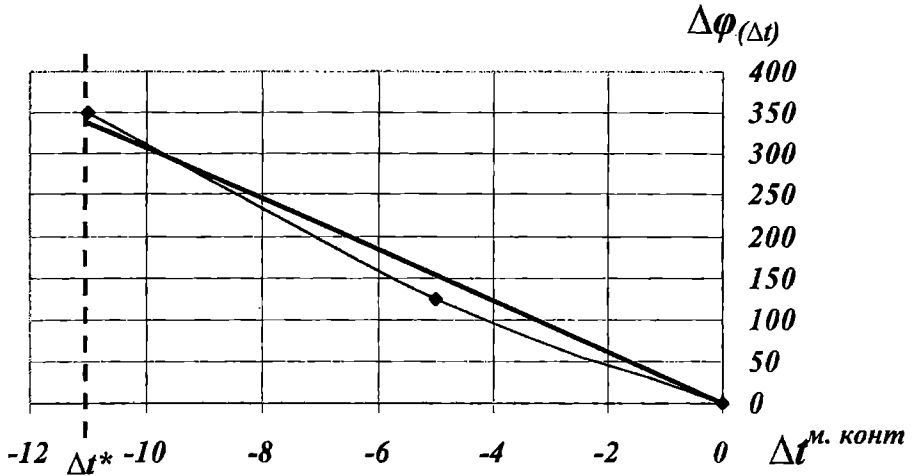


Рис. 2. Зависимость изменения надбавки за сокращение времени перевозки на величину $\Delta t^{м.конт}$

Аналогично были проанализированы взаимосвязи тарифа и времени для автомобильной перевозки и ПРР.

Необходимо отметить, что при работе с контейнерами анализ зависимости изменения ставки на ПРР от времени не имеет смысла. Объясняется это тем, что, во-первых, заказчиком ПРР является линейная компания, которая в каждом порту захода заказывает перевалку для грузов различных грузоотправителей с четко ограниченным для этих операций временем, которое входит в общее время перевозки, заявленное в расписании. А, во-вторых, если контейнер получателя располагается на судне в одном из нижних рядов, то получить его раньше, чем выгрузят верхние контейнеры, не удастся ни за какие надбавки.

Поэтому для анализа зависимости ставки на ПРР от времени перевалки в качестве примера был выбран металл. Результаты исследования сведены в табл. 2.

Анализ зависимостей расходов на перевозку от времени перевозки показал, что такие зависимости хорошо описываются линейными функциями. Использование на практике подобных зависимостей позволяет варьировать расходами при заданных временных ограничениях.

Немаловажное значение при формировании расходов на доставку играет количество груза. Конечно, шкала тарифов (ставок) индивидуальна для каждого перевозчика на каждом направлении. Общим является наличие системы скидок (как у линейных судоходных компаний, так и на ж/д

и автотранспорте). На этом как раз и должно быть сосредоточено внимание организатора системы доставки, так как различные перевозчики, предлагая одинаковую среднюю ставку, по разному подходят к системе скидок и, начиная с определенного размера партии груза Q^* , один перевозчик может быть предпочтительнее другого.

Таблица 2

Результаты анализа зависимостей изменения ставки на перевозку/перевалку от времени

Участок системы доставки	$f(t)^i$	$f(\Delta t)^i$
Автомобильная перевозка (для партии груза, соответствующей загрузке автомобиля, на расстояние около 600 км)	$f_{(t)}^{авто} = -2,0542t^{авто} + 1,744,$ $0,3 \text{ сум} \leq t^{авто} \leq 0,42 \text{ сум}$	$f_{(\Delta t)}^{авто} = 0,9 - 1,92 \cdot \Delta t^{авто},$ $-0,12 \text{ сум} \leq \Delta t^{авто} \leq 0$
Морская перевозка (на примере металла на расстояние около 7700 миль)	$f_{(t)}^{м.мет} = -0,23 \cdot t^{м.мет} + 27,64,$ $21,4 \text{ сум} \leq t^{м.мет} \leq 23,1 \text{ сум}$	$f_{(\Delta t)}^{м.мет} = 21,4 - 1,197 \cdot \Delta t^{м.мет},$ $-1,33 \text{ сум} \leq \Delta t^{м.мет} \leq 0$
Перевалка (для партии металла около 20 000 т)	$f_{(t)}^{ППР} = -3,81 \cdot t^{ППР} + 12,34,$ $9,1 \text{ сум} \leq t^{ППР} \leq 14,23 \text{ сум}$	$f_{(\Delta t)}^{ППР} = 7 - 3,563 \cdot \Delta t^{ППР},$ $-5,2 \text{ сум} \leq \Delta t^{ППР} \leq 0$

Проанализируем, каким образом описываются зависимости изменения тарифов от количества груза Q .

По данным Укрзалізниці (табл.3) [5] была построена следующая зависимость изменения ставки за одну тонну груза при перевозке в универсальном подвижном составе от количества груза (рис. 3).

Фрагмент таблицы базовых ставок на перевозку грузов вагонными отправлениями в универсальном подвижном составе и специализированном подвижном составе, шв. франк./тонну

Расстояние, км	Весовые категории и загрузка вагона										
	10т	15т	20т	25т	30т	35т	40т	45т	50т	55т	60т
	до 12т	13т- 16 т	17т- 23т	24т- 26т	27т- 31т	32т- 36т	37т- 40т	41т- 46т	47т- 51т	52т- 55т	56т и выше
241-250	21,25	17,70	14,15	13,45	12,51	11,16	10,09	9,15	8,47	7,94	7,40
291-300	25,35	21,10	16,90	16,05	14,93	13,32	12,04	10,91	10,11	9,47	8,83
341-350	29,25	24,40	19,50	18,55	17,25	15,40	13,91	12,61	11,69	10,94	10,20

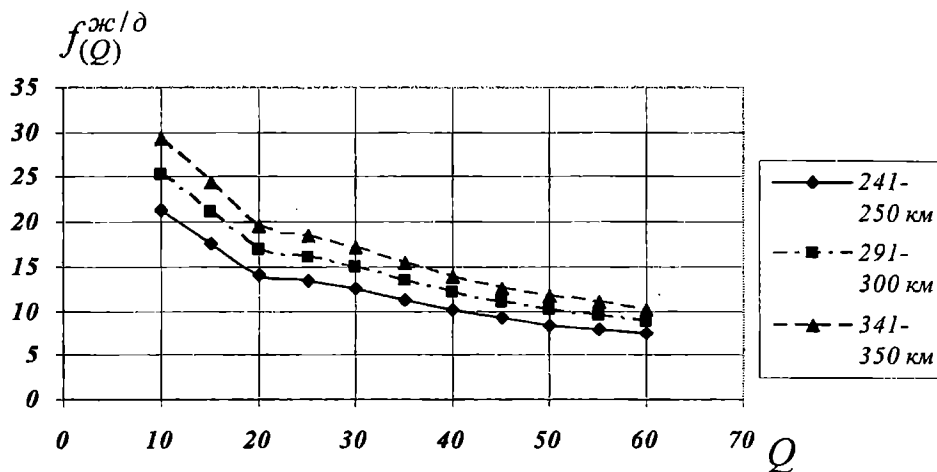


Рис. 3. Зависимость изменения железнодорожного тарифа от количества груза, перевозимого на различные расстояния

Можно утверждать, что расходы на перевозку партии груза железнодорожным транспортом в зависимости от Q , где Q – количество груза, представленное к перевозке; $10\text{ т} \leq Q \leq 60\text{ т}$ (вне зависимости от расстояния перевозки), составят:

• на расстояние 241-250 км $R_{(Q)}^{ж/д} = 85,367 \cdot Q^{0,4146}$; (8)

• на расстояние 291-300 км $R_{(Q)}^{ж/д} = 101,83 \cdot Q^{0,4147}$; (9)

• на расстояние 341-350 км $R_{(Q)}^{ж/д} = 117,44 \cdot Q^{0,4152}$. (10)

Результаты расчетов по (8) представлены в табл. 4 и на рис. 5.

Таблица 4

Расчетные значения расходов на перевозку партии груза железнодорожным транспортом на расстояние 241-250 км

Показатель	Значения						
	10	20	30	40	50	60	70
Q , тонн							
$R^{ж\delta}$, шв. фр.	308,89	413,28	490,01	552,94	607,27	655,60	699,45

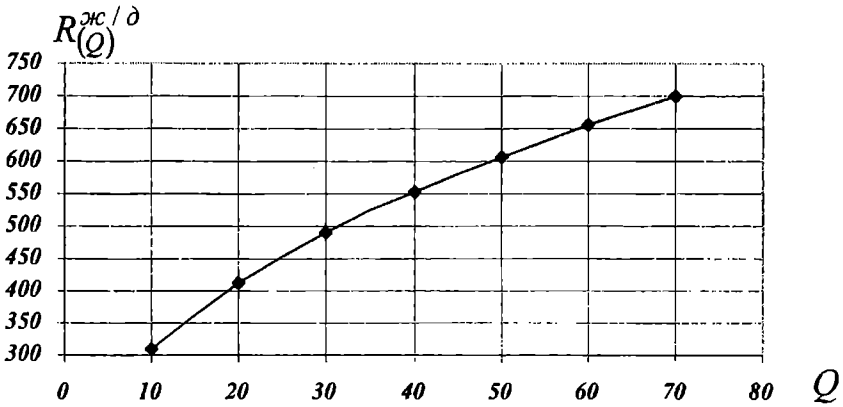


Рис. 4. Зависимость изменения расходов на перевозку партии груза железнодорожным транспортом на расстояние 241-250 км в зависимости от количества груза

Аналогично, в соответствии с предложениями на рынке транспортных услуг [14, 6-12] и на основе практического опыта работы транспортных предприятий, был проведен анализ зависимостей расходов на перевозку от количества груза на автомобильном и морском видах транспорта, а также для ПРР (табл. 5).

Необходимо отметить, что в отличие от железнодорожного транспорта, расходы автотранспорта не зависят от количества груза. Однако, при предоставлении к перевозке большой партии груза, то есть на основе гарантии обеспечения транспортного предприятия работой на перспективу, можно добиться скидок. Принятая в практике система скидок использована для анализа зависимости изменения расходов при изменении количества груза. При анализе зависимости изменения расходов на перевозку морским транспортом от увеличения числа контейнеров на направлении порты Китая – Черное море принималась во внимание система скидок, которая, как правило, является индивидуальной для каждого линейного агента и колеблется в пределах 5-15 % от стоимости перевозки одного контейнера (в зависимости от размера партии контейнеров p).

Результаты анализа зависимостей изменения расходов на перевозку/перевалку груза от размера партии

Участок системы доставки	$R^i(Q)$	
Автомобильная перевозка	$R_{(Q)}^{авто} = 1,2 \cdot Q^{0,939}$	
Морская перевозка	для партии контейнеров p $R_{(p)}^{м.конт} = 1597,5 \cdot p^{0,987}$	
	для партии металла $R_{(Q)}^{м.мет} = 34,23 \cdot Q^{0,954}$	
Перевалка в порту	для партии металла $R_{(Q)}^{ППР} = 1305 \cdot Q^{0,32}$	

Необходимо отметить, что при перегрузке контейнеров расходы не меняются в зависимости от их количества, так как заказчиком ПРР является линия, которая дает соответствующие объемы стивидорной компании по соответствующей цене, входящей в стоимость перевозки контейнера, а не отдельно взятый грузовладелец с небольшим количеством контейнеров, который желает получить скидку в зависимости от их количества.

Располагая статистической базой, можно получить зависимости различных статей расходов в системе доставки от количества груза Q . Как было показано, подобные зависимости хорошо описываются степенными функциями вида

$$R^i(Q) = \alpha \cdot Q^\beta \quad (11)$$

Используя представленные выше результаты, можно подобрать вид формулы, описывающий зависимости расходов на перевозку/перевалку при одновременных изменениях Q и t (Δt)

$$R_{(Q,t)}^i = a \cdot Q^\alpha + \gamma \cdot \Delta t^i, \quad 0 < \alpha < 1, \quad (12)$$

где $a \cdot Q^\alpha$ отражает расходы на перевозку/перевалку, изменяющиеся в зависимости от размера партии груза;

$\gamma \cdot \Delta t^i$ определяет надбавку к плате за ускорение перевозки/перевалки в зависимости от сокращения времени Δt ;

$$\begin{aligned} \Delta t^* &\leq \Delta t \leq 0; \\ Q_{\min} &\leq Q \leq Q_{\max}. \end{aligned}$$

На основании полученных результатов можно утверждать, что общие расходы по системе доставки, зависящие от размера партии груза Q , представляют собой сумму степенных функций по всем участкам и операциям системы доставки. Очевидно, что:

$$R_{(Q)}^{CD} = \sum_{i=1}^n \alpha \cdot Q^\beta \approx k \cdot Q^\delta, \quad (13)$$

где n – количество технологических операций в системе доставки.

Расходы по всей системе доставки, в зависимости от t , составят

$$R_{(t)}^{CD} = \sum_{i=1}^n (a \cdot t^i + b), \quad (14)$$

$$R_{(\Delta t)}^{CD} = \sum_{i=1}^n (\varphi_{\text{баз}}^i + \gamma \cdot \Delta t^i). \quad (15)$$

Полученные зависимости можно использовать при организации системы доставки для отыскания оптимальных комбинаций затрат и времени транспортировки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бенсон Д., Уойтхед Дж. *Транспорт и доставка грузов / Пер. с англ.* – М.: Транспорт, 1990. – 279 с.
2. *Эффективность логистического управления: Учебник для вузов / Под общ. ред. Л.Б. Миротина.* – М.: Экзамен, 2004. – 448 с.

3. *Логистика: управление в грузовых транспортно-логистических системах: Учеб. пособие / Под ред. Л.Б.Миротина. – М.: Юристъ, 2002. – 414 с.*
4. *Транспортная логистика: Учебник для транспортных вузов / Под общ. редакцией Л.Б.Миротина. – М.: Экзамен, 2003. – 512 с.*
5. www.uz.gov.ua
6. <http://www.president.gov.ua>
7. <http://www.urm.ru>
8. <http://zakivanov.kiev.ua>
9. <http://www.vergen.ru>
10. <http://www.delivery-auto.com.ua>
11. <http://www.md-cargo.ru>
12. <http://www.organic2003.ru>
13. *Сборник местных тарифов Ильичевского морского торгового порта от 01.06.1999 г. с изменениями и дополнениями, внесенными в соответствии с приказами начальника порта на 10.06.2005 г.*
14. *Лесник А.С. Моделирование зависимости себестоимости производства погрузо-разгрузочных работ от объема перевалки груза в портах // Развитие методів управління та господарювання на транспорті: Зб. наук. праць. Вип. 4. – Одеса: ОНМУ, 1999. – С.102-117.*
15. *Онищенко С.П. Анализ зависимости эффективности проекта приобретения судна от дедевейта // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. Вип. 9. – Одеса: ОНМУ, 2005.*

Надійшла 16.12.05

УДК 656.613.007.2

Н.А. Лебедева
С.М. Гончарук

ИНЖЕНЕРНАЯ ПОДГОТОВКА ПРОИЗВОДСТВА КАК БАЗОВАЯ ОСНОВА ДЛЯ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ПО РАЗВИТИЮ МУЛЬТИМОДАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ УЗЛОВ

Приведена сформированная авторами концепция инженерной подготовки производства как базовой основы для поддержки принятия решений по изменению структуры и мощности мультимодальных транспортных узлов на стадии разработки инвестиционного аванпроекта.

***Ключевые слова:** инженерная подготовка производства (ИПП), мультимодальные транспортные узлы (МТУ), мультимодальные транспортные коридоры (МТК), мониторинг, исходное множество альтернатив (ИМА), эффективная область альтернатив (ЭОА).*

Изменение структурно-параметрического представления (облика) и мощности мультимодальных транспортных узлов (МТУ), как составных элементов международных (мультимодальных) транспортных коридоров (МТК) является сложной, многовариантной проблемой для решения которой, при современном экономическом развитии Украины, требующем тщательного, научно-обоснованного планирования распределения ограниченного объема инвестиционного ресурса, необходимо разработать методологию, базирующуюся на новых информационных технологиях, методах моделирования и принципах разработки альтернатив (вариантов) инвестиционных аванпроектов.

Поскольку развитие такой сложной технической системы как МТУ, является частью проблемы изменения облика и мощности Единой транспортной системы страны (ЕТС) и ее регионов, следует отметить арсенал теоретических, практических и методических аспектов решения задач развития транспортных систем отечественных и зарубежных ученых. Наибольший интерес, по мнению авторов, представляют работы [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13], которые подчеркивают и наглядно демонстрируют чрезвычайную сложность задач данного класса и предлагают соответствующие подходы, методы и методики, позволяющие на основе декомпозиции решать в приемлемое время и с допустимой точностью поставленные задачи для отдельных видов транспорта. К сожалению, в перечисленных работах недостаточно затронуты вопросы моделирования комплексного развития нескольких видов транспорта в

© Лебедева Н.А., Гончарук С.М., 2005

мультимодальных узлах, которые необходимо учитывать при решении проблемы изменения их облика и мощности в современных экономических условиях.

Учитывая изложенное, авторами поставлена цель – разработать концепцию, представляющую собой стратегию действий по управлению формированием эффективной области альтернатив для поддержки принятия решений по изменению структуры (облика) и мощности МТУ, отбору и реализации лучшей из них в пределах принятого горизонта расчета.

Основой стратегии является инженерная подготовка производства (ИПП), которая, в свою очередь, базируется на мониторинге объемов и технико-экономических показателей работы системы, а также технического состояния ее элементов. Блок-схема ИПП приведена на рис. 1.

В настоящем исследовании под инженерной подготовкой производства предлагается понимать совокупность замыслов и конкретных действий лица, принимающего решения, и его аппарата, направленных на тщательное изучение технического состояния объекта (системы), выявление «узких» мест в его работе, формирование на научной основе множества вариантов инвестиционного аванпроекта их устранения, отбор лучшего из них с обязательным анализом последствий его реализации и корректированием последующих действий в пределах принятого горизонта расчета.

Технология проведения мониторинга должна предусматривать создание единого информационного пространства для поддержки принятия решений при изменении структуры (облика) и мощности МТУ.

Для качественного ведения мониторинга в режиме реального времени необходимо создание электронных паспортов для всех элементов системы. Опыт создания и внедрения таких паспортов накоплен на железнодорожном транспорте РФ [9, 14, 15, 16] и может применяться для любых транспортных систем и их объектов.

Как показано на рис. 1, одним из результатов ИПП является формирование исходного множества альтернатив изменения структуры и мощности МТУ и выделение из него их эффективной области.

Под альтернативой (вариантом) изменения структуры и мощности МТУ следует понимать совокупность элементов системы и параметров с учетом их технического состояния на момент принятия решений, мероприятий по ликвидации выявленных «узких» мест в работе элементов системы, технологий, способов и средств их взаимодействия. Предполагается, что эта совокупность позволяет реализовать определенный объем перевозок на расчетные сроки.

Решение проблемы формирования исходного множества альтернатив (ИМА) и эффективной их области (ЭОА) усложняется необходимостью рассматривать эти множества для различных стратегий и сценариев развития экономики регионов и страны в целом.

При этом каждый рассматриваемый сценарий характеризуется полученной в результате мониторинга существующих и прогнозируемых

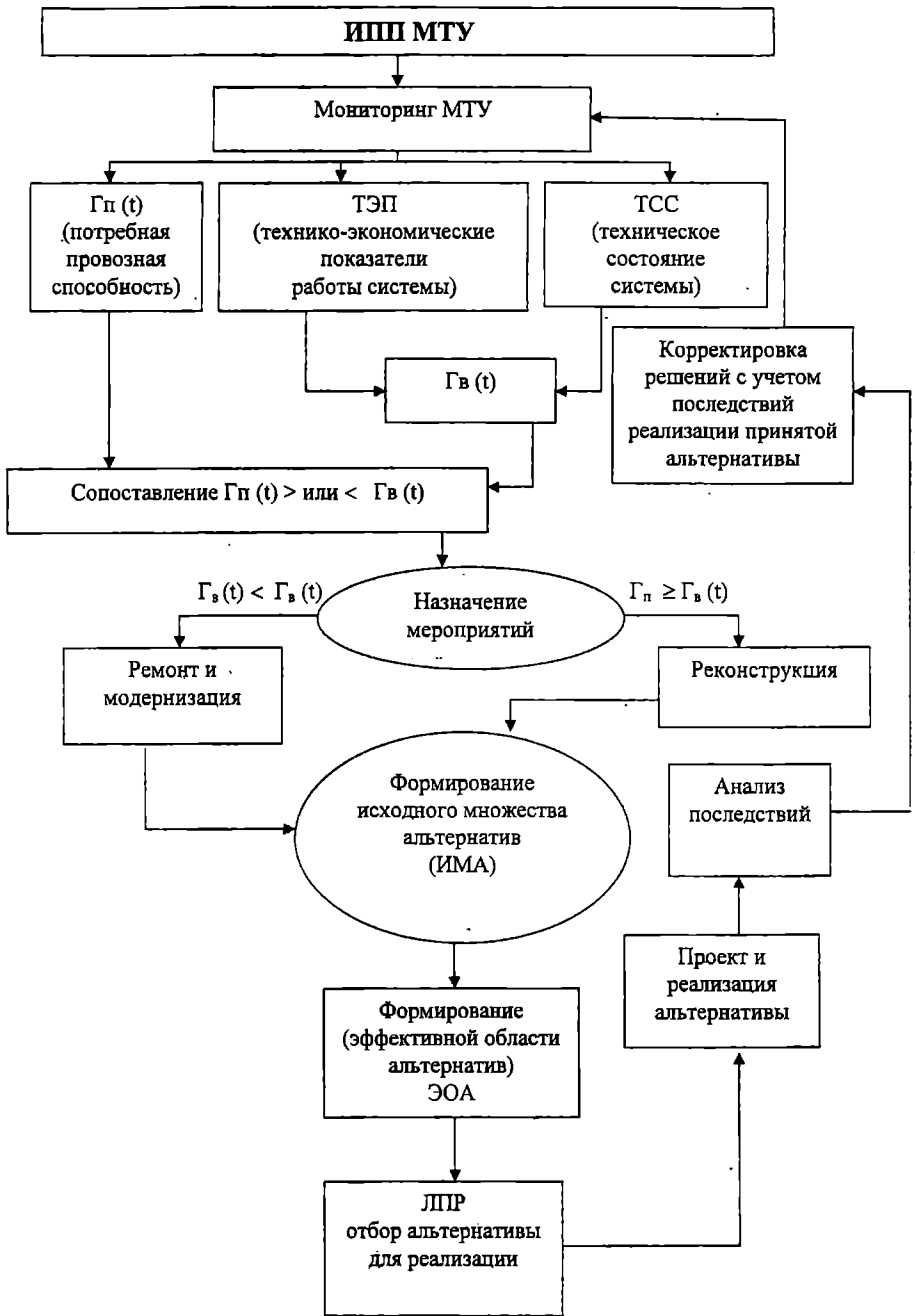


Рис. 1. Блок-схема инженерной подготовки производства

объемов перевозок потребной провозной (перерабатывающей, пропускной) способностью МТУ $G_p(t)$, которая, являясь для данного сценария фиксированной по годам расчетного периода, определяет расчетный случай. В пределах этого случая формируется указанное выше множество альтернатив, как базовая основа для принятия решений по эффективному изменению структуры и мощности МТУ.

Таким образом, в зависимости от количества рассматриваемых стратегий и сценариев получается множество расчетных случаев, в пределах каждого из которых может быть сформирована ЭОА.

Учитывая изложенное, в качестве инструмента для поддержки принятия решений по выбору варианта изменения структуры (облика) и мощности МТУ авторы предлагают концепцию формирования эффективной области альтернатив изменения структуры и мощности МТУ, представляющую из себя стратегию действий лица, принимающего решения и состоящую из следующих этапов сгруппированных в шаги, соответствующие законченному действию или его части.

Шаг 1. Мониторинг – оценка технического состояния системы по показателям – прогноз его изменения – информационная база данных. Комплексный мониторинг – это изучение технического состояния постоянных устройств исследуемой системы с позиции влияния на безопасность работы системы и показателей эксплуатационной работы. При сборе информации следует учитывать два момента: ее увеличение необязательно ведет к повышению качества решения, поэтому важно уметь из всей информационной совокупности выделить релевантную, т.е. относящуюся непосредственно к рассматриваемой проблеме; руководитель может получать недостоверную информацию, особенно в тех случаях, когда используются неформальные методы ее сбора, поскольку люди осознанно могут выдавать желаемое за действительное. В зависимости от поставленных перед ИПП целей формируется список параметров и показателей, требования к их точности, способам получения, соответствия определенным иерархическим уровням среды. Как правило, изначально получаемые данные по исследуемой системе непригодны для проведения комплексного анализа и поэтому предварительно должны быть соответственно обработаны и дополнены ретроспективной информацией. Конечным результатом данного этапа ИПП является многоцелевая база данных. Учитывая значительные объемы исходной информации, трудность восприятия и сравнения цифровых значений, анализируемых показателей, необходимо создать многоуровневую аналитическую подсистему, позволяющую их интерпретировать и представлять в графическом виде. Можно выделить следующие уровни детализации:

- 1 уровень – обзорная карта, дающая общее представление о состоянии системы и ее объектов;
- 2 уровень – интегрированный график, на котором отдельные показатели сводятся в единый с определением комплексной экспертной

оценки состояния объекта с системой. Чем ниже экспертная оценка, тем большего внимания требует объект. Расчет оценки может выполняться в относительных величинах или по приоритетному показателю, такому, например, как пропускная способность;

3 уровень – частные «многослойные» графики состояния объектов с детализацией по отдельным неисправностям и дефектам.

Шаг 2. Формирование альтернативных планов – выбор основного варианта структуры (облика) и мощности МТУ. На этом этапе, используя результаты комплексного анализа состояния постоянных устройств, вырабатывается универсальное множество альтернатив, представляющее собой совокупность мероприятий в различных их сочетаниях. Однако следует помнить о том, что количество предлагаемых альтернатив должно быть соизмеримо со временем, в течение которого действует решение. Далее из этой совокупности создается исходное множество альтернативных планов под заданный объем инвестиций, которое преобразуется в область эффективных альтернатив, позволяющих получить максимально возможное улучшение эксплуатационных показателей в работе элементов и узла в целом. В дальнейшем переходят непосредственно к этапу формирования решения, состоящего из оценки альтернатив по заданным критериям и выбора единственной. Принятие и реализация одного многоцелевого решения позволит уменьшить расход ресурсов по сравнению с несколькими одноцелевыми решениями.

Под принятый план изменения структуры (облика) и мощности МТУ готовится проектно-сметная документация, определяются возможные и потребные ресурсы, выбираются исполнители.

Шаг 3. Организация и контроль производства работ. Этот шаг имеет относительную самостоятельность в системе функционирования транспортного узла. Инженерная подготовка здесь присутствует косвенно и задействуется ЛПР, исполняя роль регулятора, только в случае отклонения процесса выполнения работ от плановых параметров. Вместе с тем ни одна производственная система и тем более, такая как МТУ, функционирующая во взаимосвязи с процессом перевозок, не может идеально придерживаться только плановых заданий. На нее оказывают воздействие десятки разнообразных и разнородных факторов внутреннего и внешнего характера. В такой ситуации задача ИПП – спрогнозировать момент, когда отклонение в работе МТУ от планового задания становится необратимым и приведет к сбою всей системы. Следует добавить, что возможность и частота появления негативных ситуаций во многом зависит от изначальной готовности системы к реализации плана.

Шаг 4. Мониторинг реализации плана с анализом последствий и разработкой управляющего воздействия. Задача группы экспертов-аналитиков на этом шаге состоит из трех частей.

1. Анализ собственной внутренней составляющей работы МТУ. При этом основное внимание необходимо уделять не объемным показате-

лям, а за счет чего они были получены и какой эффект достигнут: снижение затрат ручного труда, уменьшение контингента на эксплуатации, повышение эффективности использования материальных ресурсов и т.д.

2. Оценка влияния результатов работы МТУ на конечный результат функционирования отрасли: сокращение времени доставки грузов, повышение перерабатывающей способности терминалов и т.д.

3. Оценка эффективности управленческих решений, выявление недостатков в их планировании и исполнении, подготовка управляющих воздействий с учетом новых директивных установок и устранения допущенных ошибок.

Рассмотренная в статье концепция проведения комплексной инженерной подготовки производства является составной частью проблемы совершенствования системы управления развитием и функционированием мультимодального транспортного узла и может служить инструментом для решения задачи изменения структуры (облика) и мощности МТУ на стадии разработки инвестиционного аванпроектирования.

Предложенная авторами концепция апробирована в решении задач по изменению мощности терминалов морских торговых портов, выполненных в магистерских работах, и дала позитивные результаты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щербанин Ю.А. *Международный обмен и транспорт*. – СПб.: Лики России, 2003. – 68 с.
2. Правдин Н.В., Негрей В.Я., Подкопаев В.А. *Взаимодействие различных видов транспорта*. – М.: Транспорт, 1989. – 208 с.
3. Галахов В.И. *Мультимодальные транспортные коридоры*. – М.: Транспорт, 2001. – 71 с.
4. Белый О.В., Кокаев О.Г., Попов С.А. *Архитектура и методология транспортных систем*. – СПб.: Элмор, 2002. – 249 с.
5. Кирпа Г.Н. *Интеграция железнодорожного транспорта Украины в Европейскую транспортную систему*. Днепропетровск: ДИИТ, 2004. – 247 с.
6. Бакаев А.А., Пирожков С.И., Ревенко В.Л., Бакаев Л.А., Кутах Ю.А. *Международные транспортные коридоры Украины: сети и моделирование. Т. 1. Наземные виды транспорта*. – К.: КУЭТТ, 2003. – 516 с.
7. Бакаев А.А., Пирожков С.И., Ревенко В.Л., Бакаев Л.А., Кутах Ю.А. *Международные транспортные коридоры Украины: сети и моделирование. Т. 2. Сети и моделирование*. – К.: КУЭТТ, 2003. – 622 с.

8. Цветов Ю.М., Един А.О., Макаренко М.В., Соколов Л.Н., Цветов М.Ю. *Основы организации транспортного обеспечения внешнеторговых связей Украины.* – К.: ОАО ИКТП – Центр, 2000. – 581 с.
9. Гончарук С.М., Гавриленков А.В., Шварцфельд В.С. *Принятие решений при проектировании облика и мощности сети железных дорог (системный подход). Часть 1. Методология формирования альтернатив облика и мощности сети железных дорог с учётом надёжности их функционирования.* – Хабаровск: ДВГУЖ, 2003. – 178 с.
10. Дубинский П.Р., Магамадов А.Р. *Комплексная система непрерывного планирования работы транспортного узла.* – М.: Морфлот, 1979. – 59 с.
11. Лившиц В.Н. *Системный анализ экономических процессов на транспорте.* – М.: Транспорт, 1986. – 239 с.
12. Макаровичин А.М. *Использование и развитие пропускной способности железных дорог.* – М.: Транспорт, 1981. – 287 с.
13. Быков Ю.А., Гончарук С.М. *Проблемы проектирование облика и мощности новых железных дорог и пути их решения (системный подход).* – Хабаровск: ДВГУПС, 2004. – 239 с.
14. Анисимов В.А. *Комплексное развитие РСЖД: методология проектирования* / В.А. Анисимов, С.М. Гончарук // *Мир тр-та.* – М., 2004. – № 2. – С. 80-87.
15. Шварцфельд В.С. *Принятие решений при проектировании облика и мощности сети железных дорог (системный подход). Часть 2. Поддержка принятия решений по проектированию облика и мощности сети железных дорог на основе геоинформационной аналитической системы. Монография в 3-х частях.* / В.С. Шварцфельд, С.М. Гончарук. – Хабаровск: ДВГУПС, 2003. – 224 с.
16. Гончарук С.М. *Принятие решений при проектировании облика и мощности сети железных дорог (системный подход). Часть 3. Оценка проектных альтернатив облика и мощности сети железных дорог для принятия решений: Монография* / С.М. Гончарук, В.С. Шварцфельд. – Хабаровск: ДВГУПС, 2003. – 152 с.

Надійшла 16.11.05

О НЕКОТОРЫХ ЗАДАЧАХ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МУЛЬТИМОДАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДОСТАВКИ ГРУЗОВ

Предложено решение задачи по выбору оптимального месторасположения пунктов перевалки грузов в мультимодальной системе перевозки.

Ключевые слова: мультимодальные перевозки, распределение грузопотоков, пункты назначения

Как известно, в основе создаваемых мультимодальных и интермодальных систем доставки грузов лежат существующие отраслевые транспортные структуры и сформировавшаяся транспортная география. Поэтому при организации смешанных сообщений перед оператором встает задача выбора наилучшего в определенном смысле варианта маршрута перевозки грузов из множества альтернативных маршрутов. В этой ситуации иногда оказываются полезными некоторые классические задачи оптимизации на транспортных сетях: задачи поиска кратчайших путей между любыми двумя вершинами сети, определения максимального потока в сети, составления оптимальных графиков движения транспортных средств и др.

Транспортные коммуникации, однако, не являются неизменными, раз и навсегда заданными – они находятся в постоянном развитии и модернизации. По этой причине представляет определенный интерес знать насколько сложившиеся ранее транспортные коммуникации оптимальны в условиях достигнутого уровня научно-технического прогресса на транспорте, а также с точки зрения перспективы его развития.

При технико-экономическом обосновании проектов развития систем смешанных сообщений возникает множество задач, связанных с оптимизацией параметров этих систем, в частности оценки места расположения транспортных узлов и терминалов, провозных способностей подвижного состава транспортных предприятий-участников интермодального сервиса, коммерческой скорости доставки грузов, грузоподъемности транспортных средств, их численности, распределения грузопотоков между пунктами вывода грузов и пунктами назначения и др. [1].

В качестве основных конкурирующих критериев оптимизации при этом выступают два:

- минимум совокупных расходов на организацию мультимодальной системы перевозки;
- минимум времени перевозки из одного пункта в другой.

Данная работа посвящена постановке и решению задачи выбора оптимального месторасположения пунктов перевалки груза в мультимодальной системе. Такая задача может возникать на стадии технико-экономического обоснования создания новой мультимодальной системы.

Предположим, что груз в количестве Q необходимо перевезти из пункта A в пункт B , причем перевозки осуществляют от A до порта (терминала) на берегу моря (или океанского побережья) наземным видом транспорта, затем от порта – морем до другого порта, откуда опять наземным транспортом до пункта B . Расстояние от A до морского побережья составляет a км, а от B до побережья – b км. Будем считать, что линии побережья расположены по отношению друг к другу под углом φ , причем минимальное расстояние между ними составляет d , а расстояние от A_1 до B_1 – l км (см. рис. 1).

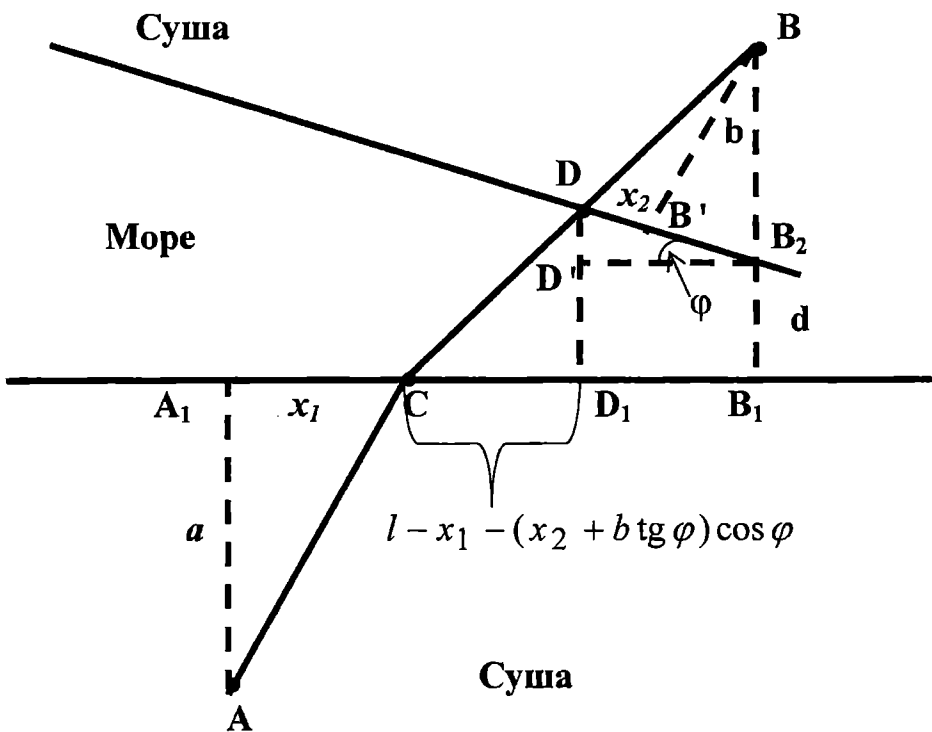


Рис. 1. Схема расположения пунктов вывоза, перевалки и назначения груза

Приведенная схема перевозки представляет собой часть мультимодальной системы типа «лендбридж» [2].

Наметим на побережье, к которому примыкает пункт A , место расположения терминала C , удаленного от A_1 на расстояние x_1 км, а на противоположном побережье – пункт D , удаленный от B_2 на расстояние x_2 км.

Если считать, что каждый участник мультимодальной перевозки обслуживает одно транспортное средство (например, сухопутные участки – маршрутные поезда, морской участок – судно), то число полных рейсов (в оба конца) на каждом участке перевозки составит

$$n_i = \frac{2Q}{g_i}, \quad i = 1, 2, 3,$$

где g_i – грузоподъемность транспортного средства, обслуживающего i -й участок.

Пусть удельные расходы на перевозку груза за один рейс на сухопутном участке AC составляют r_1 ден. ед / км; на морском участке CD – r_2 ден. ед / км; на сухопутном участке DB – r_3 ден. ед / км.

Суммарные издержки по перевозке груза из пункта A в пункт B составят (рис. 1)

$$R(x_1, x_2) = n_1 r_1 AC + n_2 r_2 CD + n_3 r_3 DB + \Delta R, \quad (1)$$

где ΔR – сумма расходов на выполнение погрузочно-разгрузочных и др. операций.

Для определения длин отрезков AC , CD и DB обратимся к рис. 1. Очевидно, что $\angle BB_2 D' = 90^\circ - \varphi$, а из $\triangle DBB'$

$$DB = \sqrt{b^2 + x_2^2}, \quad (2)$$

а из $\triangle BB' B_2$ следует, что $B' B_2 = b \operatorname{tg} \varphi$ и поэтому $DB_2 = x_2 + b \operatorname{tg} \varphi$.

Из $\triangle DD' B_2$ имеем

$$D_1 B_1 = D' B_2 = (x_2 + b \operatorname{tg} \varphi) \cos \varphi,$$

$$DD' = (x_2 + btg\varphi) \sin \varphi.$$

Таким образом,

$$DD_1 = d_1 + DD' = d_1 + (x_2 + btg\varphi) \sin \varphi$$

и из $\Delta CD'D_1$ находим

$$CD = \sqrt{[l - x_1 - (x_2 + btg\varphi) \cos \varphi]^2 + [d + (x_2 + btg\varphi) \sin \varphi]^2}. \quad (3)$$

Наконец, из ΔAA_1C получаем

$$AC = \sqrt{a^2 + x_1^2}. \quad (4)$$

С учетом (2)-(4) выражение для $R(x_1, x_2)$ из (1) примет следующий вид:

$$\begin{aligned} R(x_1, x_2) = & n_1 r_1 \sqrt{a^2 + x_1^2} + \\ & + n_2 r_2 \sqrt{[l - x_1 - (x_2 + btg\varphi) \cos \varphi]^2 + [d + (x_2 + btg\varphi) \sin \varphi]^2} + \\ & + n_3 r_3 \sqrt{b^2 + x_2^2} + \Delta R. \end{aligned} \quad (5)$$

Задача состоит в том, чтобы найти такие значения x_1 и x_2 , т.е. места расположения пунктов перевалки C и D , чтобы транспортные расходы (5) были минимальными.

В расходы (5) не включены затраты, связанные с созданием и эксплуатацией путевого хозяйства на сухопутных участках, а также расходы по приобретению или аренде транспортных средств. Эти расходы в принципе можно было бы также учесть, но это привело бы только к изменению соответствующих коэффициентов в функции (5), т.е. вместо $n_i r_i$ там появились бы коэффициенты $n_i r_i' > n_i r_i$. Характер зависимости общих затрат от искомым параметров x_1 и x_2 при этом не изменится. Кроме расходов на перевозку важным критерием качества работы мультимодальной системы является общее время перевозки. Для его определения будем считать известными средние коммерческие скорости движения транспортных средств на каждом участке перевозки

V_i , км/ч, $i = 1, 2, 3$. Считаем также, что перегрузка груза в пунктах C и D осуществляется по складскому варианту, т.е. без учета взаимного ожидания транспортных средств смежных видов транспорта.

Суммарное время перевозки равно

$$T(x_1, x_2) = \frac{n_1}{V_1} \sqrt{a^2 + x_1^2} + \frac{n_2}{V_2} \sqrt{[l - x_1 - (x_2 + btg\varphi) \cos \varphi]^2 + [d + (x_2 + btg\varphi) \sin \varphi]^2} + \frac{n_3}{V_3} \sqrt{b^2 + x_2^2} + \Delta T, \quad (6)$$

где ΔT – суммарное время на погрузку транспортного средства в пункте A , выгрузку и погрузку в пункты C и D , выгрузку в пункте B .

Из (5) и (6) видно, что обе критериальные функции имеют одинаковую математическую структуру. Поэтому с формальной точки зрения в обоих случаях речь идет о минимизации функции вида

$$F(x_1, x_2) = f_1 \sqrt{a^2 + x_1^2} + f_2 \sqrt{[l - x_1 - (x_2 + btg\varphi) \cos \varphi]^2 + [d + (x_2 + btg\varphi) \sin \varphi]^2} + f_3 \sqrt{b^2 + x_2^2} + \Delta T. \quad (7)$$

Приравнивая частные производные $F(x_1, x_2)$ нулю, получим систему двух уравнений для нахождения критической точки:

$$\frac{\partial F}{\partial x_1} = \frac{f_1 x_1}{\sqrt{a^2 + x_1^2}} - \frac{f_2 [l - x_1 - (x_2 + btg\varphi) \cos \varphi]}{\sqrt{[l - x_1 - (x_2 + btg\varphi) \cos \varphi]^2 + [d + (x_2 + btg\varphi) \sin \varphi]^2}} = 0, \quad (8)$$

$$\frac{\partial F}{\partial x_2} = \frac{f_2 \{-[l - x_1 - (x_2 + btg\varphi) \cos \varphi] \cos \varphi + [d + (x_2 + btg\varphi) \sin \varphi] \sin \varphi\}}{\sqrt{[l - x_1 - (x_2 + btg\varphi) \cos \varphi]^2 + [d + (x_2 + btg\varphi) \sin \varphi]^2}} + \frac{f_3 x_2}{\sqrt{b^2 + x_2^2}}.$$

В частности, если $\varphi = 0$, $f_1 = f_2 \neq f_3$ или $f_2 = f_3 \neq f_1$ из (8) вытекает алгебраическое уравнение 4-й степени относительно x_1 или x_2 . Например, в первом случае имеем такое уравнение для определения x_2 :

$$f_3^2 (d+a)^2 x_2^2 = (l-x_2)^2 \left(f_3^2 - \frac{f_3^2 - f_2^2}{d^2} x_2^2 \right).$$

причем

$$x_1 = \frac{a}{d+a} (l-x_2).$$

В общем случае решение системы уравнений (8) в аналитической форме найти не удастся. Численное решение ее может быть найдено, например, с помощью программы Excel.

Представляет также интерес задача минимизации функции (5) при условии

$$T(x_1, x_2) \leq T_g,$$

где T_g – заданный срок доставки груза.

Приведенная методика позволяет на стадии технико-экономического обоснования проекта создания мультимодальной системы доставки грузов выбрать оптимальный вариант расположения пунктов перевалки грузов по одному либо двум критериям. Представляет также интерес рассмотрение усложненных постановок такого рода задач, включающих одновременно и оптимизацию параметров транспортных средств, обслуживающих мультимодальную систему (их скорость, грузоподъемность и др.), на основе идей геометрического программирования в духе работ [3 - 5].

ЛИТЕРАТУРА

1. Нарусбаев А.А. Введение в теорию обоснования проектных решений. – Л.: Судостроение, 1976. – 223 с.
2. Милославская С.В., Плужников К.И. Мультимодальные и интермодальные перевозки. – М.: РосКонсульт, 2001. – 364 с.
3. Занер К. Геометрическое программирование и техническое программирование. – М.: Мир, 1981. – 180 с.

4. Пашин В.М. *Оптимизация судов.* – Л.: Судостроение, 1983. – 296 с.
5. Курлянд А.М., Постан М.Я., Сторожев В.В. *Об одной задаче оптимизации параметров транспортных средств в мультимодальных системах доставки груза // Вісник ОНМУ: Зб.наук. праць.* – Вып.16. – Одеса: ОНМУ, 2005. – С. 56-65.

Надійшла 15.11.05

СОДЕРЖАНИЕ

Ученые

Одесского национального морского университета

Шумлянский Игорь Федорович	3
----------------------------------	---

Мореходные качества судов

Сизов В.Г. К ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ЗАДАЧЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ОСТОЙЧИВОСТИ	6
Воробьев Ю.Л., Давыдов И.Ф. МОРЕХОДНОСТЬ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПАРОМОВ ОГРАНИЧЕННОГО РАЙОНА ПЛАВАНИЯ. ЧАСТЬ 3. ВОЛНОВЫЕ НАГРУЗКИ (ПРОДОЛЖЕНИЕ)	19
Воробьев Ю.Л., Демидюк А.В. ЗАДАЧА ИЗЛУЧЕНИЯ ДЛЯ ПРОДОЛЬНОЙ КАЧКИ ТОНКОГО СУДНА, ДВИЖУЩЕГОСЯ НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ	40
Федорова Е.Ю. ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД РЕШЕНИЯ ДИФРАКЦИОННЫХ ЗАДАЧ ПЛОСКОЙ ТЕОРИИ ВОЛН	49

Прочность и проектирование судов

Егоров Г.В. ОСТАТОЧНАЯ ПРОЧНОСТЬ КОРПУСА В РАСЧЕТАХ НЕПОТОПЛЯЕМОСТИ И ОБЕСПЕЧЕНИИ БОРЬБЫ ЗА ЖИВУЧЕСТЬ. ОПРЕДЕЛЕНИЯ И НАКОПЛЕННЫЙ ОПЫТ	57
Аврамов В.В. АНАЛИЗ ПРАКТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ПРЕДЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ СЖАТЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ	73
Сердюченко А.Н. НЕЛИНЕЙНЫЕ ЭФФЕКТЫ В ВОЛНОВЫХ МОМЕНТАХ КОРПУСОВ СОВРЕМЕННЫХ ТИПОВ СУДОВ	90
Семян А.А. ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ГЛАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАССАЖИРСКИХ СУДОВ ВНУТРЕННЕГО И СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ НА НАЧАЛЬНЫХ СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	102
Лукаш Э.П., Олейников В.В. МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ	113

Повышение эффективности судовых машин и механизмов

Яровенко В.А. ЭКСПРЕСС-МЕТОД ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА МАНЕВРИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОХОДОВ	120
Варбанец Р.А. АНАЛИЗ СПЕКТРА ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ (СОД)	134
Вычужанин В.В. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СУДОВОЙ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА	142
Петренко В.А., Кириллов В.Х., Воловик А.С. РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СУДОВОЙ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ	155
Сурьянинов Н.Г., Стариков М.А. ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS В РАСЧЕТАХ МЕХАНИКИ РАЗРУШЕНИЙ	172

Управление проектами и развитие производства

Шахов А.В. УПРАВЛЕНИЕ РИСКАМИ В ПРОЕКТЕ РАЗРАБОТКИ СЭУ	181
Кошкин К.В., Чернов С.К., Левит А.А. ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НАУКОЕМКИМИ ПРОИЗВОДСТВАМИ	190
Нещерет В.И. СТАБИЛИЗАЦИЯ НЕИНВАРИАНТНОГО МНОГООБРАЗИЯ В СКОЛЬЗЯЩЕМ РЕЖИМЕ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЛОКАЛЬНО- ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ	198
Онищенко С.П., Смрковская В.Ю. ВЗАИМОСВЯЗИ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ДОСТАВКИ	207

Мультимодальные системы доставки грузов

Лебедева Н.А., Гончарук С.М. ИНЖЕНЕРНАЯ ПОДГОТОВКА ПРОИЗВОДСТВА КАК БАЗОВАЯ ОСНОВА ДЛЯ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ПО РАЗВИТИЮ МУЛЬТИМОДАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ УЗЛОВ	219
Сторожев В.В. О НЕКОТОРЫХ ЗАДАЧАХ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МУЛЬТИМОДАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДОСТАВКИ ГРУЗОВ	226

Наукове видання

ВІСНИК
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

Збірник наукових праць

Випуск 18

*Українською, російською
та англійською мовами*

Видається з 1998 р.

*Свідоцтво про державну реєстрацію:
Серія КВ № 278
від 25.07.1997 р.*

Комп'ютерна верстка та розробка
оригінал-макету збірника – *Кобзева Н.Ю.*

Підписано до друку з оригінал-макету 15.12.05
Формат 70x108/16. Папір офсетний. Ум. друк. арк. 14,7.
Замовлення № 848.

**Адреса редакційної колегії та видавництва ОНМУ:
65029, Одеса, вул. Мечникова, 34, тел. 728-31-14.**