НАУЧНЫЕ РАБОТЫ

МГАВТ

58
А. М. Терехов, А.В. Раскатов. **Применение частотного регулирования для автоматического выравнивания скоростей подъема груза при спаренной работе кранов**

ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова

61
А. В. Саушев, Д.И. Троян. **Моделирование электромеханической системы вагоноопрокидывателя в речном порту Усть-Луга**

69
А. В. ВАСИН. **Приложение задачи Гольдштика к расчету гидродинамических нагрузок на гидрозатворы обводных галерей**

ВГАВТ

73
В.Д. Дрожжев, И.А. Горохова. **Методы определения оптимального уровня основных параметров эксплуатационной работы местного флота**

77
В.А. Лобанов. **Опыт разработки ледового паспорта танкера река–море плавания**

Одесский национальный морской университет (ОНМУ)

84
В.В. Вычужанин, В.Д. Бойко. **Оценка живучести судовых технических систем в процессе их эксплуатации**

88 АННОТАЦИИ

УЧРЕЖДЕНИЕ: Московская государственная академия водного транспорта (МГАВТ)

ТЕМА: Применение частотного регулирования для автоматического выравнивания скоростей подъема груза при спаренной работе кранов

АВТОРЫ: А. М. ТЕРЕХОВ, кандидат технических наук, главный инженер Южного речного порта (г. Москва); А.В. РАСКАТОВ, аспирант кафедры «Портовые подъемно-транспортные машины и робототехника» МГАВТ

При подъеме груза двумя спаренными кранами разной конструкции одна из машин, с более быстрой лебедкой соответствующего механизма, будет постоянно опережать другую, что неизбежно вызовет перекос груза и перераспределение нагрузок на краны от его силы тяжести [1]. Во избежание этого необходимо выравнивать скорости механизмов подъема (МП) обоих кранов.

В настоящее время одним из самых перспективных и распространенных способов регулирования скорости вращения асинхронных электродвигателей (ЭД) является способ регулирования частоты напряжения электросети, питающей ЭД МП. Он обеспечивает плавную корректировку в широком диапазоне, и получаемые характеристики обладают высокой жесткостью. Данный подход отличает важная особенность – относительная экономичность [2, 3]: при изменении частоты вращения не происходит увеличения скольжения ЭД, как это бывает, например, при реостатном регулировании.

Для реализации частного регулирования (рис. 1) ЭД включают в питающую сеть с параметрами $U_{сети}$=const и $f_{сети}$=const через преобразователь амплитуды напряжения и частоты [4]. Суть частотного регулирования скорости ЭД заключается в том, что скорость вращения электромагнитного поля статора ω_0 пропорциональна частоте f питающего напряжения: $\omega_0=2\varpi f/p$, где p – число пар полюсов.

При решении поставленной задачи целесообразно выровнять скорости подъема каждой из машин (рис. 2), участвующих в операции.

Сначала определим требуемые (для автоматического выравнивания нагрузок на краны) значения частоты и амплитуды напряжения, питающего ЭД МП опережающего (по скорости подъема груза) крана № 1 (рис. 2). Вычислим первый параметр.

При подъеме груза скорости точек А и В (см. рис. 2) равны:

$$\left.\begin{aligned} V_A &= \frac{\omega_{\partial 1} r_1}{i_1 u_1} \\ V_B &= \frac{\omega_{\partial 2} r_2}{i_2 u_2} \end{aligned}\right\}, \qquad (1)$$

где V_A, V_B – скорости подъема точек А и В, м/с;

$\omega_{\partial 1}$, $\omega_{\partial 2}$ – угловые скорости вращения роторов ЭД МП кранов № 1 и 2 соответственно, 1/с;

r_1, r_2 – радиусы барабанов МП;

i_1, i_2 – кратности грузовых полиспастов;

u_1, u_2 – передаточные отношения редукторов МП.

Моменты электродвигателей, согласно [5], равны:

$$\left.\begin{aligned} M_{\partial 1} &= C_1 \frac{s_1}{R_{p1}} \\ M_{\partial 2} &= C_2 \frac{s_2}{R_{p2}} \end{aligned}\right\}, \qquad (2)$$

где

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= 2M_{м1} \frac{x_{c1} + x_{p1} k_{r1}}{k_{r1}} \\ C_2 &= 2M_{м2} \frac{x_{c2} + x_{p2} k_{r2}}{k_{r2}} \end{aligned}\right\},$$

S_1, S_2 – скольжения ЭД МП кранов № 1 и 2 соответственно;

R_{p1}, R_{p2} – полные активные сопротивления цепей роторов ЭД МП, Ом;

$M_{м1}$, $M_{м2}$ – максимальные моменты на валах ЭД МП, Нм;

x_{c1}, x_{c2} – внутренние реактивные сопротивления цепей статоров ЭД МП, Ом;

x_{p1}, x_{p2} – внутренние реактивные сопротивления цепей роторов ЭД МП, Ом;

k_{r1}, k_{r2} – коэффициенты трансформации сопротивлений:

$$\left.\begin{aligned} k_{r1} &= \frac{m_{c1}}{m_{p1}} k_{e1}^2 \\ k_{r2} &= \frac{m_{c2}}{m_{p2}} k_{e2}^2 \end{aligned}\right\},$$

где m_{c1}, m_{c2} – числа фаз статоров ЭД МП кранов № 1 и 2 соответственно;

m_{p1}, m_{p2} – числа фаз роторов ЭД МП;

k_{e1}, k_{e2} – коэффициенты трансформации напряжений для ЭД МП.

Запишем скольжение ЭД как относительную разность угловых скоростей вращения ротора и магнитного потока, создаваемого обмотками статора двигателя:

$$\left.\begin{aligned} s_1 &= \frac{\omega_{01} - \omega_{\partial 1}}{\omega_{01}} \\ s_2 &= \frac{\omega_{02} - \omega_{\partial 2}}{\omega_{02}} \end{aligned}\right\}, \qquad (3)$$

где ω_{01}, ω_{02} – угловая скорость вращения магнитного потока ЭД МП кранов № 1 и 2 соответственно, 1/с.

Подставим (3) в (2), затем выразим $\omega_{\partial 1}$ и $\omega_{\partial 2}$, и подставим полученные выражения в (1), получим:

$$\left.\begin{aligned} V_A &= \frac{\omega_{01} r_1}{i_1 u_1} - \frac{M_{\partial 1} R_{p1} \omega_{01} r_1}{C_1 i_1 u_1} \\ V_B &= \frac{\omega_{02} r_2}{i_2 u_2} - \frac{M_{\partial 2} R_{p2} \omega_{02} r_2}{C_2 i_2 u_2} \end{aligned}\right\}. \qquad (4)$$

Моменты $M_{\partial 1}$ и $M_{\partial 2}$ на валах ЭД МП обоих кранов равны:

$$\left.\begin{aligned} M_{\partial 1} &= Q_1 \frac{r_1}{i_1 u_1} \\ M_{\partial 2} &= Q_2 \frac{r_2}{i_2 u_2} \end{aligned}\right\}. \qquad (5)$$

Запишем (4) с учетом (5):

$$\left.\begin{aligned} V_A &= \frac{\omega_{01} r_1}{i_1 u_1} - \frac{Q_1 R_{p1} \omega_{01} r_1^2}{C_1 i_1^2 u_1^2} \\ V_B &= \frac{\omega_{02} r_2}{i_2 u_2} - \frac{Q_2 R_{p2} \omega_{02} r_2^2}{C_2 i_2^2 u_2^2} \end{aligned}\right\}. \qquad (6)$$

Угловые скорости магнитных полей ЭД МП, 1/с:

$$\left.\begin{aligned} \omega_{01} &= \frac{2\pi n_{01}}{60} \\ \omega_{02} &= \frac{2\pi n_{02}}{60} \end{aligned}\right\}, \qquad (7)$$

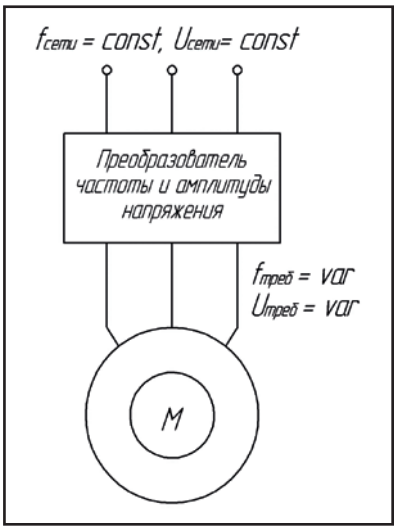


Рис. 1. Схема включения асинхронного электродвигателя с питанием от преобразователя частоты

где π=3,14 – математическая константа.

Частоты вращения магнитных полей ЭД МП, об/мин.:

$$\left.\begin{aligned} n_{01} &= \frac{60 f_1}{p_1} \\ n_{02} &= \frac{60 f_2}{p_2} \end{aligned}\right\}, \qquad (8)$$

где f_1 и f_2 – частоты напряжений, питающих соответственно ЭД кранов № 1 и 2;

p_1 и p_2 – число пар полюсов ЭД обоих машин.

Запишем (6) с учетом (7) и (8), тогда скорости подъема груза V_A и V_B (м/с) двумя кранами после небольших преобразований будут равны:

$$\left.\begin{aligned} V_A &= \frac{2\pi f_1 r_1 \left(i_1 u_1 C_1 - r_1 Q_1 R_{p1}\right)}{i_1^2 u_1^2 C_1 p_1} \\ V_B &= \frac{2\pi f_2 r_2 \left(i_2 u_2 C_2 - r_2 Q_2 R_{p2}\right)}{i_2^2 u_2^2 C_2 p_2} \end{aligned}\right\}. \qquad (9)$$

Из условия сохранения горизонтальности груза при подъеме: скорости подъема груза двумя машинами должны быть одинаковыми (V_A= V_B), следовательно, приравняв величины в (9), имеем:

$$\frac{2\pi f_1 r_1 \left(i_1 u_1 C_1 - r_1 Q_1 R_{p1}\right)}{i_1^2 u_1^2 C_1 p_1} = \frac{2\pi f_2 r_2 \left(i_2 u_2 C_2 - r_2 Q_2 R_{p2}\right)}{i_2^2 u_2^2 C_2 p_2}. \qquad (10)$$

Выражая из (10) f_1, получим требуемую для горизонтального подъема груза частоту, питающую ЭД крана № 1:

$$f_{треб1} = \frac{i_1^2 u_1^2 C_1 p_1 f_2 r_2}{i_2^2 u_2^2 C_2 p_2 r_1} * \frac{\left(i_2 u_2 C_2 - r_2 Q_2 R_{p2}\right)}{\left(i_1 u_1 C_1 - r_1 Q_1 R_{p1}\right)}. \qquad (11)$$

Из условия равновесия груза (рис. 3) определим Q_1 и Q_2:

$$\left.\begin{aligned} &Q_1 + Q_2 - Q = 0 \\ &Q_1 l_1 - Q h \sin\alpha - Q_2 l_2 = 0 \end{aligned}\right\},$$

откуда

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= \frac{Q\left(l_1 - h\sin\alpha\right)}{\left(l_1 + l_2\right)} \\ Q_2 &= \frac{Q\left(l_2 + h\sin\alpha\right)}{\left(l_1 + l_2\right)} \end{aligned}\right\}. \qquad (12)$$

Запишем (11) с учетом (12):

$$f_{треб1} = \frac{i_1^2 u_1^2 C_1 p_1 f_2 r_2 \;\; i_2 u_2 C_2 - r_2 R_{p2} \dfrac{Q\left(l_2 + h\sin\alpha\right)}{\left(l_1 + l_2\right)}}{i_2^2 u_2^2 C_2 p_2 r_1 \;\; i_1 u_1 C_1 - r_1 R_{p1} \dfrac{Q\left(l_1 - h\sin\alpha\right)}{\left(l_1 + l_2\right)}}. \qquad (13)$$

Полученная зависимость для $f_{треб1}$ позволяет определить требуемую частоту напряжения, которую

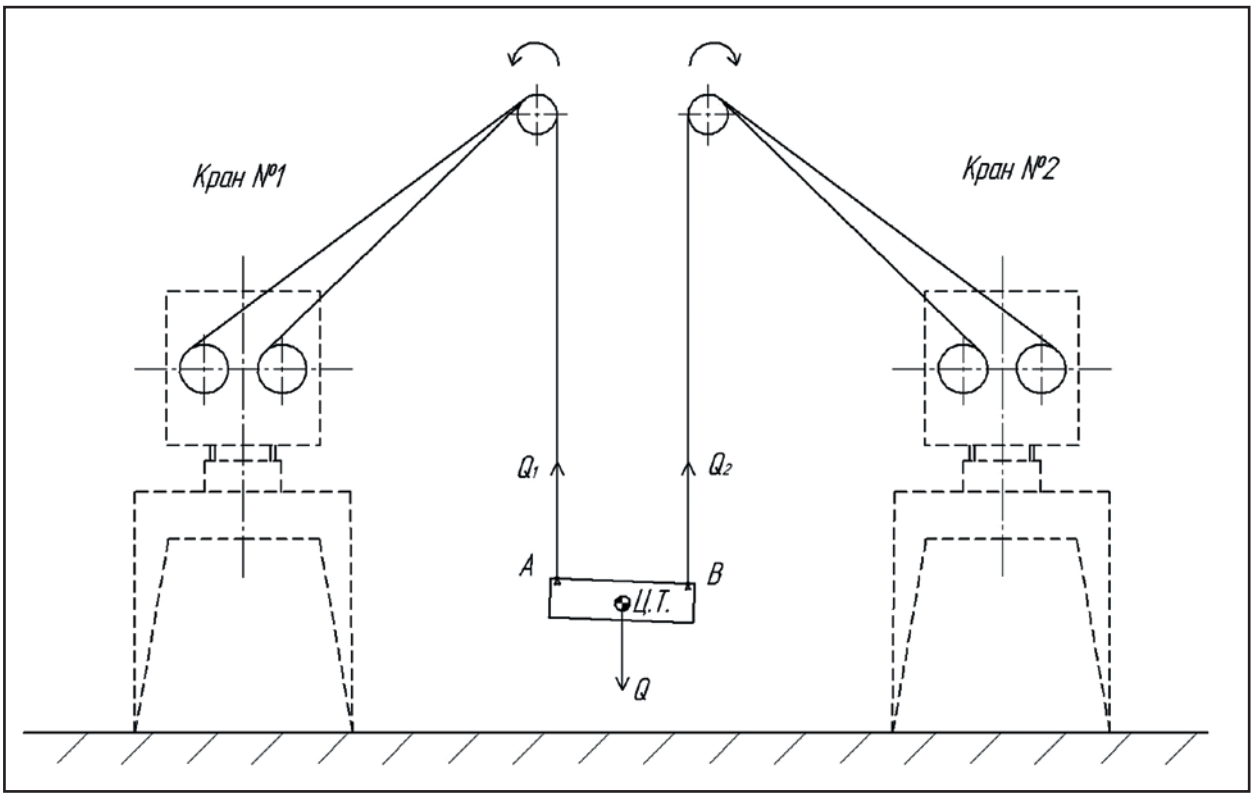


Рис. 2. Подъем груза двумя спаренными кранами

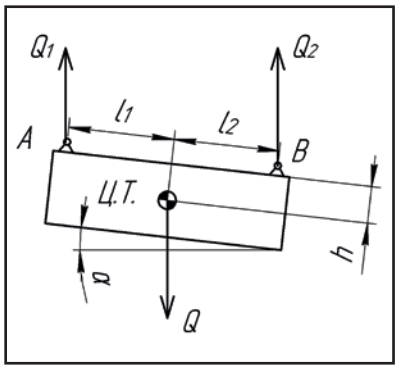


Рис. 3. Схема действия сил на груз при спаренной работе кранов

необходимо подать на ЭД одного из спаренных кранов с большей паспортной скоростью подъема груза, чтобы выровнять скорости подъема груза обеими машинами разной конструкции.

При подстановке $f_{треб1}$ из (13) в (9) вместо f_1, то есть при питании ЭД крана № 1 частотой $f_{треб1}$, скорости подъема груза кранами № 1 и 2 будут равны. Таким образом, реально обеспечить правильное распределение нагрузок на машины от силы тяжести груза и произвести безопасный его подъем.

Необходимо учитывать следующее обстоятельство: с корректировкой частоты напряжения, питающего ЭД, будет изменяться величина потока двигателя:

$$\Phi = \frac{E}{kf} \approx \frac{U}{kf} \quad ,$$

где E – Э.Д.С., k=const. При этом в большинстве случаев одновременно с корректировкой частоты питающего напряжения следует изменять и его амплитуду.

Необходимость регулирования амплитуды напряжения при уменьшении частоты по сравнению с номинальной связана с тем, что из-за понижения реактивного сопротивления обмоток ЭД ток намагничивания будет возрастать, а это приведет к насыщению магнитопровода ЭД и его перегреву. Регулирование скорости вращения ЭД при увеличении частоты выше номинального значения нежелательно, так как наращивание амплитуды напряжения сверх стандартного на практике затруднительно [6].

При управлении скоростью ЭД применяют «пропорциональное регулирование с I_r компенсацией», которое позволяет сохранить максимальный момент постоянным. Для этого амплитуду напряжения в соотношении [6] необходимо понизить:

$$U_{треб1} = U_{ном1}\frac{f_{треб1}}{f_{ном1}} + I_{ном1}r_1\left(1 - \frac{f_{треб1}}{f_{ном1}}\right), \quad (14)$$

где $U_{треб1}$ – требуемое значение напряжения, которое нужно подать на статор, В;

$U_{ном}$ – номинальное напряжение статора, В;

$f_{треб1}$ – требуемое значение частоты напряжения статора, Гц;

$f_{ном1}$ – номинальное значение частоты напряжения статора, Гц;

$I_{ном1}$ – номинальный ток в обмотке статора, А;

r_1 – активное сопротивление обмотки статора, Ом.

Чтобы использовать полученное выражение на практике, авторы разработали принципиальную схему устройства для автоматического выравнивания нагрузок на краны. Опишем принцип его работы.

Один из спаренных кранов эксплуатируется в качестве ведущего и поднимает груз с задаваемой оператором скоростью, вторая машина – ведомая, скорость подъема ее устанавливается за счет изменения частоты и амплитуды напряжения с помощью преобразователя частоты, управляемого микрокомпьютером (МК). Требуемая частота напряжения ведомого крана определяется МК в зависимости от угла наклона груза α, характеристик машин и габаритов груза согласно (11). Требуемая амплитуда напряжения ведомого крана вычисляется по формуле (14). Когда оператор ведущей машины 2 (рис. 4) начинает подъем груза, на ее ЭД (блок 5, рис. 5) подается напряжение с

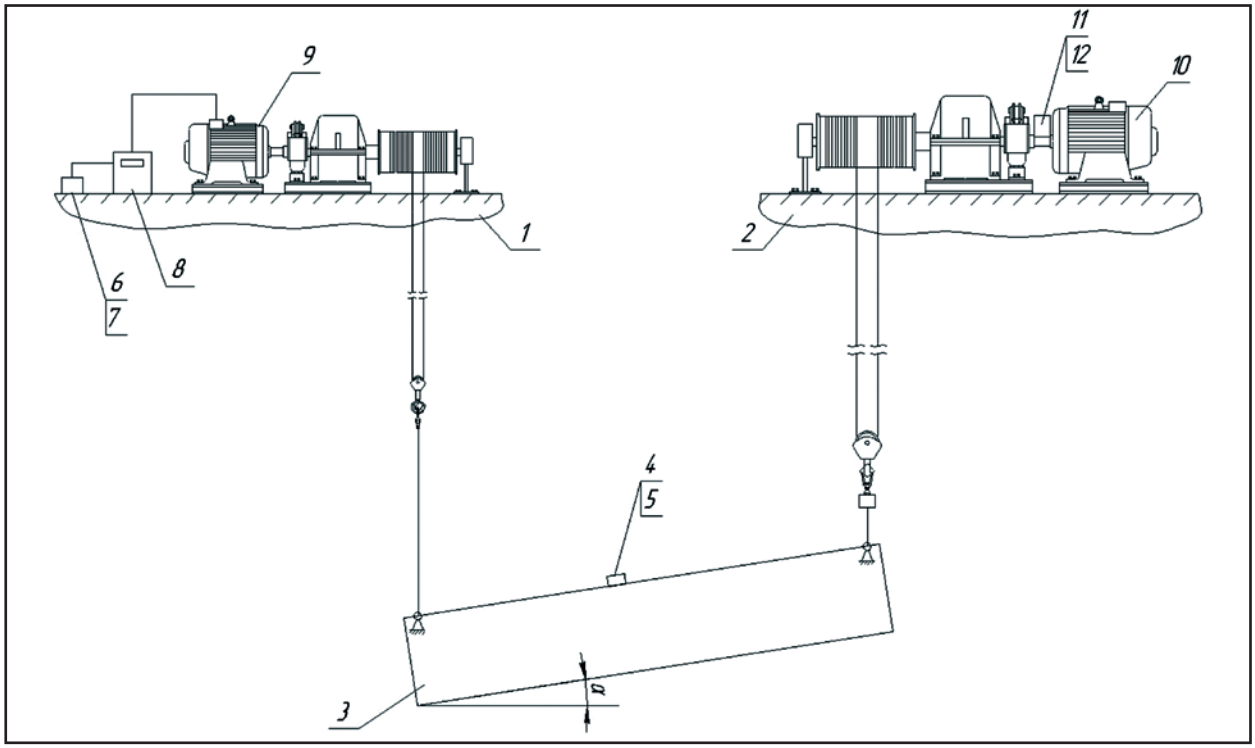


Рис. 4. Спаренная работа кранов с применением устройства для автоматического выравнивания скоростей подъема груза

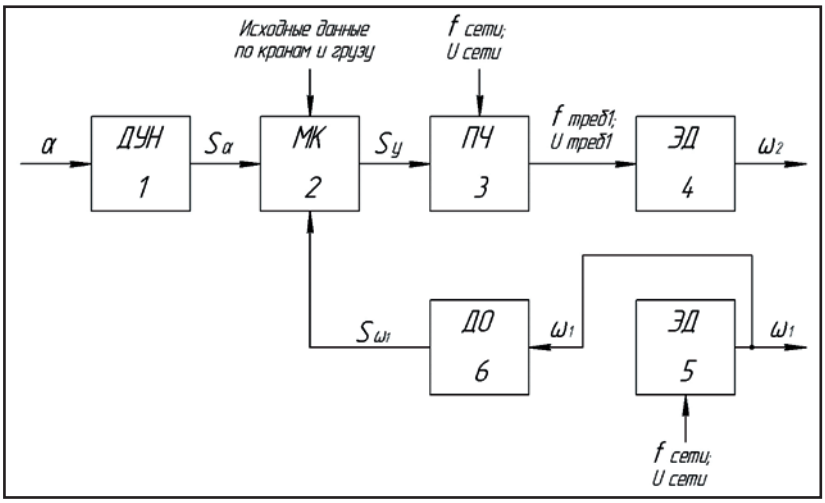


Рис. 5. Принципиальная блок-схема устройства для выравнивания скоростей подъема груза двумя спаренными кранами

постоянными частотой $f_{сети}$ и амплитудой $U_{сети}$. ЭД 10 (рис. 4) начинает вращаться. Одновременно датчик оборотов 11 (рис. 4), блок 6 (рис. 5) фиксирует начало вращения этого ЭД и с помощью передатчика беспроводной связи 12 (рис. 4) транслирует сигнал $S\omega_1$ (рис. 5) о начале вращения ЭД 10 (рис. 4) ведущего крана 2 на МК 7 через приемник беспроводной связи 6. МК при поступлении сигнала с датчика оборотов направляет импульс на преобразователь частоты 8, который, при поступлении данного сигнала, сразу же подает преобразованное напряжение с частотой $f_{треб1}$ и амплитудой $U_{треб1}$ на ЭД 9 ведомой машины 1. Ее ЭД также начинает вращаться. Возникающий в процессе подъема наклон груза на некоторый угол α фиксируется датчиком угла наклона 4 (рис. 4), блок 1 (рис. 5), закрепленного на поднимаемом грузе 3 (рис. 4). Значение этого угла преобразуется в цифровой сигнал $S\alpha$ (рис. 5) и посредством передатчика беспроводной связи 5 (рис. 4) поступает в МК (блок 2, рис. 5), где в зависимости от характеристик кранов и значения угла наклона α и габаритов груза происходит вычисление управляющего аналогового электрического сигнала S_y. Далее сигнал S_y поступает в частотный преобразователь (блок 3), который преобразует напряжение с частотой $f_{сети}$ и амплитудой $U_{сети}$ в напряжение с частотой $f_{треб1}$ и амплитудой $U_{треб1}$, при помощи чего происходит регулирование скорости вращения ЭД 9 (рис. 4), (блок 4, рис. 5) ведомого крана. В случае, если ведомый кран отстает от ведущего, скорость вращения ЭД ведомого крана увеличивается, и наоборот – если ведомый кран опережает ведущий, скорость ЭД ведомого уменьшается.

Исключительно важно, чтобы паспортная скорость подъема груза ведомого крана была больше соответствующего значения ведущего крана, поскольку понизить частоту и амплитуду напряжения легче, чем повысить.

Так достигается постоянное сохранение горизонтального положения поднимаемого груза, а следовательно, и правильное распределение нагрузок на краны.

Наряду с выравниванием нагрузок на машины предложенное авторами устройство позволяет одному оператору управлять сразу двумя МП обоих кранов. Это полностью исключает запаздывание включения одного из механизмов на подъем из-за разной реакции крановщиков (в случае с двумя операторами).

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:
1. Методические рекомендации по монтажу вертикальных конструкций кранами ДК-25 и МКГ-25 БР с отклоненными в сторону стрелы грузовыми полиспастами. – Научно-исследовательский институт строительного производства ГОССТРОЯ УССР: Киев, 1988. **2.** Дементьев Ю. Н., Чернышев А. Ю., Чернышев И. А. Электрический привод: учебное пособие. Томск: Изд-во ТПУ, 2010. – 232 с. **3.** Соколовский Г.Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием. М: ACADEMA, 2006. – 265 с. **4.** Ключев В.И. Теория электропривода. – М.: Энергоатомиздат. – 2001. – 704 с., ил. **5.** Вешневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе. М.: Энергия, 1977. – 431с. **6.** Онищенко Г.Б. Электрический привод. М.: РАСХН, 2003. – 320с.

УЧРЕЖДЕНИЕ: Государственный университет морского и речного флота (ГУМРФ) им. адм. С.О. Макарова

ТЕМА: Моделирование электромеханической системы вагоноопрокидывателя в речном порту Усть-Луга

АВТОРЫ: А. В. САУШЕВ, кандидат технических наук, профессор кафедры «Электропривод и электрооборудование береговых установок»; Д.И. ТРОЯН, аспирант

На современном этапе в российских и зарубежных портах для автоматического механизированного опустошения подвижного состава все более широко применяются вагоноопрокидыватели (ВО), обеспечивающие высокую производительность выгрузки – до 30 ед/ч.

Под упомянутой техникой понимается машина для механизированной разгрузки насыпных грузов из железнодорожных вагонов посредством их опрокидывания или наклона в поперечном либо в продольном направлениях.

По функциональному назначению различают передвижные, специальные и стационарные ВО (рис. 1). По принципу

работы они подразделяются на боковые, роторные и торцевые. Техника обеспечивает опустошение 4- и 6-осных полувагонов за счет их поворота на 170-175°.

Проведем краткий анализ известных типов машин (рис. 1).

Передвижные роторные и боковые ВО служат для выгрузки из полувагонов насыпных грузов в заглубленные и незаглубленные приемные траншейные устройства.

ВО роторный передвижной (ВРП) состоит из следующих элементов: стальная рама моста, шарнирно опирающаяся на 4 приводные балансирные тележки; ротор в виде пространственной металлоконструкции из 2 дисков, соединенных балками и связью; 2 привода механизма вращения ротора; накаты с магнитными замедлителями; кабины управления и электрооборудования.

К достоинствам ВРП могут быть отнесены: возможность передислокации на новое место разгрузки или в ремонтную зону; прочная фиксация полувагона на платформе с помощью специального тормозного устройства с дистанционным управлением; простота обслуживания; высокая производительность; надежность эксплуатации в любую погоду.

Основные конструктивные особенности рассматриваемого типа ВО: оснащение системой, обеспечивающей автоматическое управление процессом функционирования как автономно, так и по заданному алгоритму; шарнирное исполнение опор рамы вибраторов, которое обеспечивает сохранность верхней обвязки разгружаемого полувагона; построение системы управления на современной элементной базе с применением программируемых контроллеров; использование цельносварного моста и, как следствие, уменьшение числа ходовых тележек, что, в свою очередь, упрощает условия эксплуатации и обслуживания; наличие системы вибрационной очистки позволяет уменьшить остатки высыпаемого материала в полувагоне.

ВО боковой передвижной (ВБП) предназначен для разгрузки в различных зонах сыпучих материалов из железнодорожных полувагонов грузоподъемностью 63-75 т. ВБП состоит из следующих элементов: стальная рама моста, шарнирно опирающаяся на 4 приводные балансирные тележки; ротор в виде пространственной металлоконструкции, включающий 4 диска, соединенных попарно связью и балкой; 2 привода механизма вращения ротора; накаты с магнитными замедлителями; кабины управления и электрооборудования.

Среди преимуществ ВБП необходимо выделить: возможность передислокации на новое место разгрузки или в ремонтную зону; прочную фиксацию полувагона на платформе с помощью специального тормозного устройства с дистанционным управлением; простоту в обслуживании; высокую производительность; надежность и безопасность в эксплуатации в любую погоду.

При этом конструктивные особенности обеих описанных машин одинаковы.

Специальные ВО могут быть роторными для одновременной разгрузки двух полувагонов или торцевыми.

Первые поворачивают вагон вокруг оси, практически совпадающей с его геометрической продольной осью. По сравнению с другими типами ВО они характеризуются в несколько раз меньшей мощностью электропривода и наивысшей производительностью, достигающей 30 цикл/ч. Нельзя не отметить их главный недостаток – необходимость наличия заглубленных приемных бункеров с соответствующей системой конвейерных линий.

ВО роторный (сдвоенный) стационарный ВРС-2х75-134 применяется для разгрузки сыпучих и кусковых материалов из одного железнодорожного полувагона грузоподъемностью 93-134 т или одновременно двух полувагонов грузоподъемностью 63-75 т. Такая техника может использоваться на угольных комплексах. В ее состав входят следующие элементы: 2 ротора, представляющие собой сварную металлоконструкцию из 2 дисков, соединенных продольными балками и связями; 4 роликовые опоры; 2 платформы; 8 автономных приводов вращения; 16 крюков; 8 приводов подъема крюков; 2 привалочные стенки; тормозное устройство; вибрационные приборы, установленные в крюках.

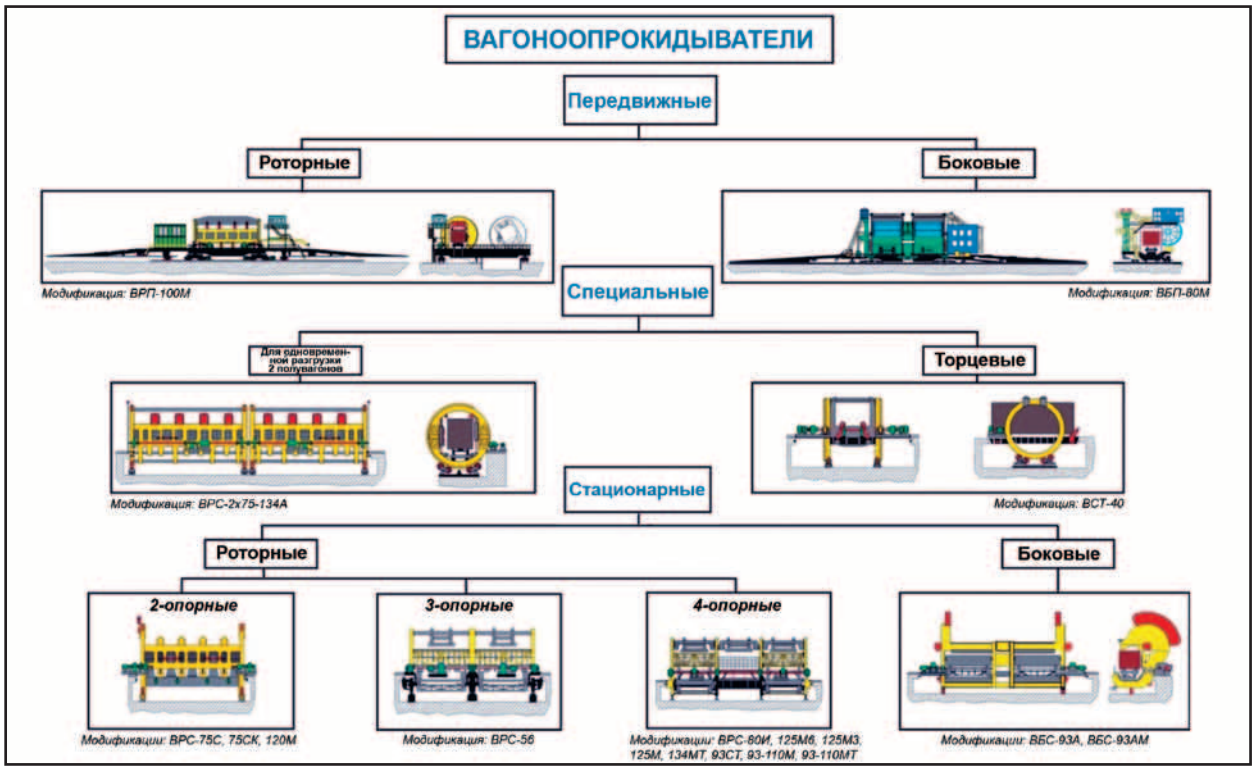


Рис. 1. Классификация вагоноопрокидывателей

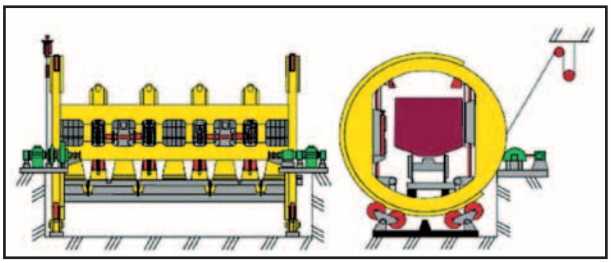
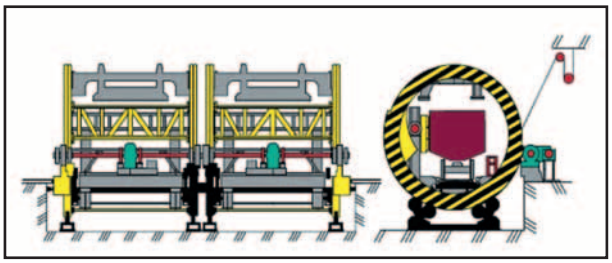


Рис. 2. Вагоноопрокидыватель роторный стационарный 2-опорный типа ВРС-75. Модификации: ВРС-75С, ВРС-75СК, ВРС-120С



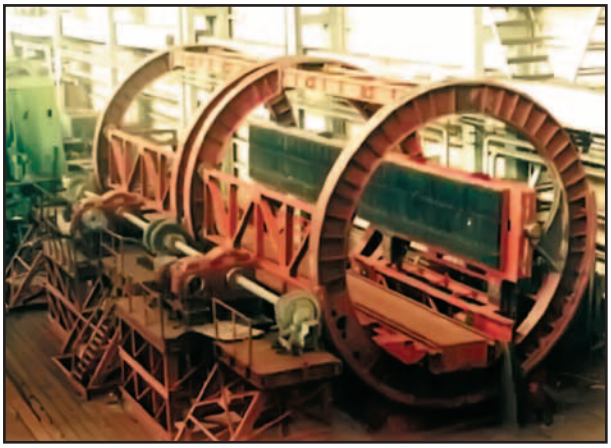


Рис. 3. Вагоноопрокидыватель роторный стационарный 3-опорный типа ВРС- 93. Модификации: ВРС-93-110, ВРС-93-110М, ВРС-93-110МТ

Основные достоинства ВРС: высокая производительность за счет одновременной разгрузки 2 нерасцепленных полувагонов; возможность работы с крупнокусковыми, в том числе смерзшимися, материалами; гарантированный срок службы – 20 лет; сокращение времени на простаивание груженых полувагонов в тепляках – ангарах для обогрева транспортных средств зимой с целью предотвращения примерзания материала к стенкам – (достаточно оттаивания смерзшегося материала от борта, без полного восстановления его сыпучести), что увеличивает оборачиваемость подвижного состава в зимний период; применение частотно-регулируемых приводов, обеспечивающих плавное изменение скорости вращения ротора, снижение динамических нагрузок на металлоконструкцию и увеличение межремонтных циклов для основных узлов; значительное сокращение остатков груза в полувагоне (до 0,15%).

Стационарные ВО подразделяют на роторные (2-, 3- и 4-опорные) и боковые.

ВО роторные стационарные 2-опорные типа ВРС-75, представленные на рис. 1 и 2, предназначены для разгрузки сыпучих материалов из железнодорожных полувагонов грузоподъемностью 63-75 т и специальных 105-115-тонных полувагонов, путем их опрокидывания во вращающемся (2-опорном) роторе с крюковой фиксацией транспортных средств. Техника может использоваться в качестве замены на существующих фундаментах любых типов ВО, в том числе канатных (ВК), которые морально и физически устарели.

Рассматриваемый ВО состоит из следующих элементов: 2 диска, соединенных балками и связью; 2 роликовые опоры; платформа, подвешенная на тягах к балкам; 2 автономных привода вращения; 8 крюков и 4 привода их подъема; привалочные стенки; тормозное устройство; вибрационные приборы, установленные в крюках.

Его основные достоинства: возможность разгрузки крупнокусковых, в том числе смерзшихся материалов; гарантированный срок службы – 20 лет; сокращение времени на простаивание груженых полувагонов в тепляках (достаточно оттаивания смерзшегося материала от борта без полного восстановления его сыпучести), что увеличивает оборачиваемость подвижного состава в зимний период; применение частотно-регулируемых приводов, обеспечивающих плавное изменение скорости вращения ротора, что позволяет снизить динамические нагрузки на металлоконструкцию и увеличить межремонтные циклы для основных узлов; отсутствие средних роликовых опор, исключающих их зачистку; значительное сокращение остатка груза в полувагоне (до 0,15%).

ВО роторные стационарные 3-опорные типа ВРС-93, показанные на рис. 1 и 3, используются для разгрузки сыпучих материалов из железнодорожных полувагонов грузоподъемностью до 93 т за счет опрокидывания транспортных средств во вращающемся роторе.

В состав ВО типа ВРС-93 входят: 4 диска, соединенных балками и связью; 4 роликовые опоры; платформа с люльками; 2 привода вращения; привалочные стенки; вибрационные и тормозное устройства.

Его основные достоинства: высокая надежность, длительный срок службы; простота в обслуживании; низкая энергоемкость.

ВО роторные стационарные 4-опорные типа ВРС-125, представленные на рис. 1 и 4, предназначены для разгрузки сыпучих материалов из железнодорожных полувагонов грузоподъемностью 63-125 т путем их опрокидывания во вращающемся роторе.

ВО типа ВРС-125 и ВРС-134 состоят из следующих элементов: 4 диска, соединенных балками и связями; 4 роликовые опоры; платформа с люльками; 2 привода вращения; привалочные стенки; вибрационные и тормозное устройства. Их преимущества: высокая надежность, длительный срок службы; простота в обслуживании; низкая энергоемкость.

ВО боковой стационарный типа ВБС-93 используется для разгрузки с помощью ротора сыпучих материалов из

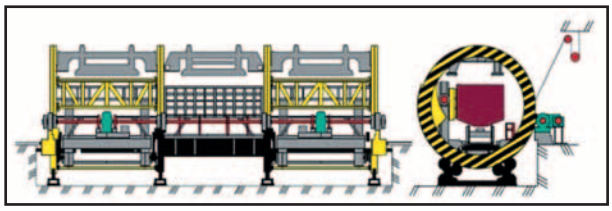


Рис. 4. Вагоноопрокидыватель роторный стационарный 4-опорный типа ВРС-125 и ВРС-134М

полувагонов грузоподъемностью 63-93 т в бункеры, верхняя граница которых расположена на отметках 4 м от высоты головки рельса железнодорожного пути, и может применяться на предприятиях с большим уровнем подпочвенных вод. В составе машины находятся: рама; центральный вал; платформа, подвешенная на тягах к рамам люльки; 2 автономных привода вращения; привалочные стенки; тормозные устройства; электрооборудование.

Среди основных достоинств следует выделить: надежную фиксацию полувагонов на платформе специальным тормозным устройством; обеспечение плавного изменения скорости вращения ВО (за счет применения частотных преобразователей), что позволяет уменьшить динамическую нагрузку на металлоконструкцию и, как следствие, – увеличить межремонтные циклы для основных узлов; усиленный центральный вал; усовершенствованную компоновку отбойных щитов, значительно сокращающую просыпание материалов во время разгрузки.

В таблице приведены технические характеристики ВО, наиболее распространенных в металлургии, энергетике, стройиндустрии, а также на речных и морских терминалах.

В настоящее время в речном порту Усть-Луга используются роторные стационарные ВО с виброустройствами для механизированного удаления остатков грузов, включая системы автоматизации операций выгрузки полувагонов (выталкивание и т.п.). Для повышения эффективности функционирования электрооборудования применяются современные средства управления, контроля, защиты, сигнализации и диагностики. Техника эксплуатируется на разгрузочном комплексе немецкого производства. Рассмотрим основные операции протекающего на нем технологического процесса (рис. 5).

Железнодорожный состав с углем через тепляк проходит на станцию разгрузки вагонов (СРВ).

Передняя колесная пара первого вагона фиксируется с помощью системы зажима поезда. Это делается во избежание столкновения состава с ВО. Персонал отсоединяет два вагона. Затем с помощью захватывающего устройства их цепляет автоматический позиционер. Зажим для колесных пар отпускает вагон, и позиционер затягивает два вагона в ВО, где они фиксируются системой зажима. ВО поворачивает транспортные средства на 160-180^0. На вагоны автоматически накладываются электровибраторы, отбивающие остатки угля. Из полувагонов материал высыпается в бункер через решетку, на которой крупные фракции измельчаются дробильной машиной. Из бункера через перегрузочный лоток уголь следует на конвейер. Далее по системе ленточных конвейеров материал

Технические характеристики вагоноопрокидывателей

Тип	Характеристики вагоноопрокидывателей (максимальные)		Производительность, полуваг./ч	Электрооборудование		Масса, т
	Грузоподъемность, т	Габариты, мм (высота Хширина Хдлина)		Особенности управления*	Установленная мощность, кВт	
ВРС-75С	63-75	8593x9688x18015	20-25	Ч/П, Р/Р	164	220
ВРС-75СК	63-75	8593x9688x19340	20-25	Ч/П, Р/Р	164	220
ВРС-120С	105-115 (спец.)	8593x9688x19340	20-25	Ч/П, Р/Р	152	220
ВРС-93	63-75	8748x9634x16770	20-22	Ч/П, Р/Р	116-144	188
ВРС-93-110	63-100	8748x9634x17470	20-22	Ч/П, Р/Р	116-144	188
ВРС-125	63-125	8445x9184x22760	20-22	Ч/П, Р/Р	116-144	228
ВРС-80И	80	7950x8940x15440	20	Ч/П, Р/Р	96	120
ВРС-134	63-134	9038x9634x22770	20-22	Ч/П, Р/Р	116-144	226
ВРС-2х75-134А	63-134	9075x10000x31070	20-25, 40-50	Ч/П, Р/Р	216	440
ВБС-93АМ	60-93	12530x10432x25364	20	Ч/П, Р/Р	222	353

Примечание. * Ч/П – частотный преобразователь, Р/Р – реостатное регулирование.

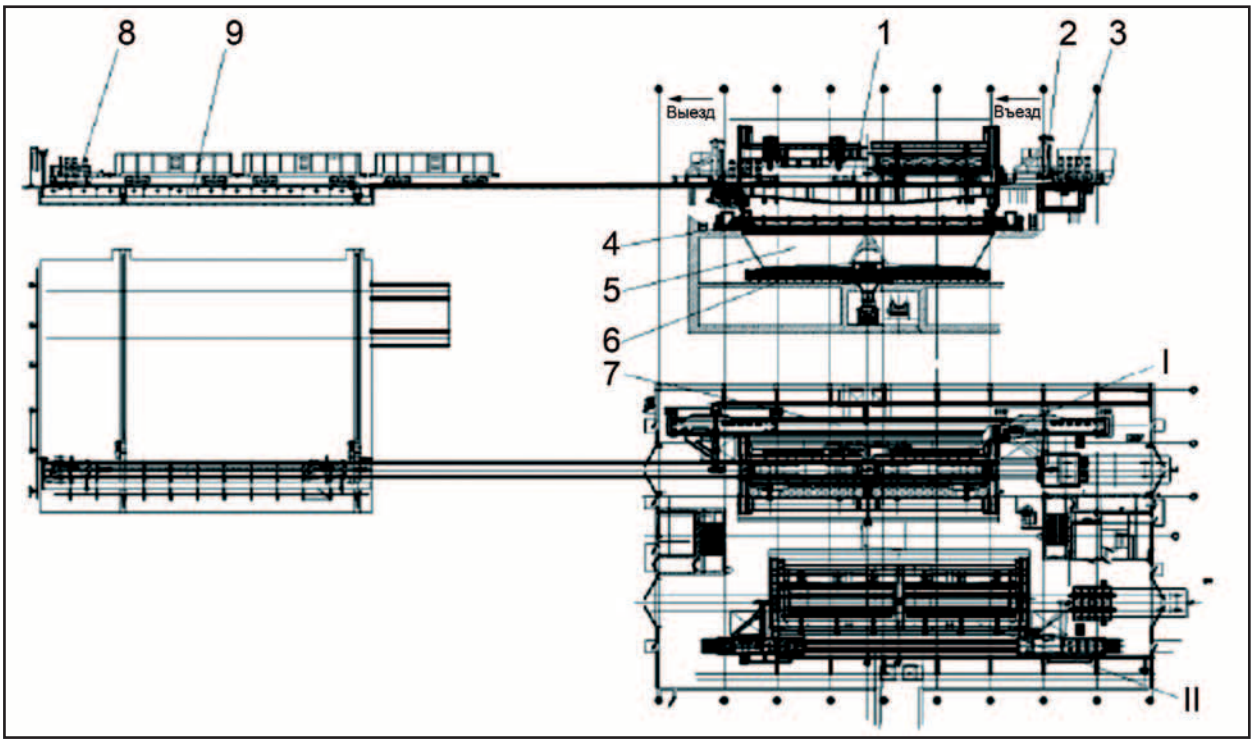


Рис. 5. Основные узлы разгрузочного комплекса речного порта Усть-Луга

подается на склад или прямо в трюм судна. Пустые вагоны выталкиваются позиционером из ВО на трансбордер (механизм, переставляющий пустые транспортные средства с одного железнодорожного пути на другой).

Система ВО состоит из следующих основных узлов: 1 – вагоноопрокидыватель, 2 – боковой оттягиватель вагона, 3 – система зажима поезда, 4 – валковая дробилка, 5 – бункер, 6 – разгрузочный питатель бункера, 7 – направляющая для бокового оттягивателя (БО) вагона, 8 – вагон-толкатель, 9 – транспортная платформа.

На рис. 6. представлен фрагмент размещения главного технологического оборудования разгрузочного комплекса украинского производства.

Важно отметить, что недостаточная сохранность кузовов полувагонов при эксплуатации является следствием интенсивного ведения погрузочно-разгрузочных работ с применением механизмов, конструктивно не соответствующих условиям их взаимодействия с подвижным составом, а также нарушений технологий и отклонения от нормативов.

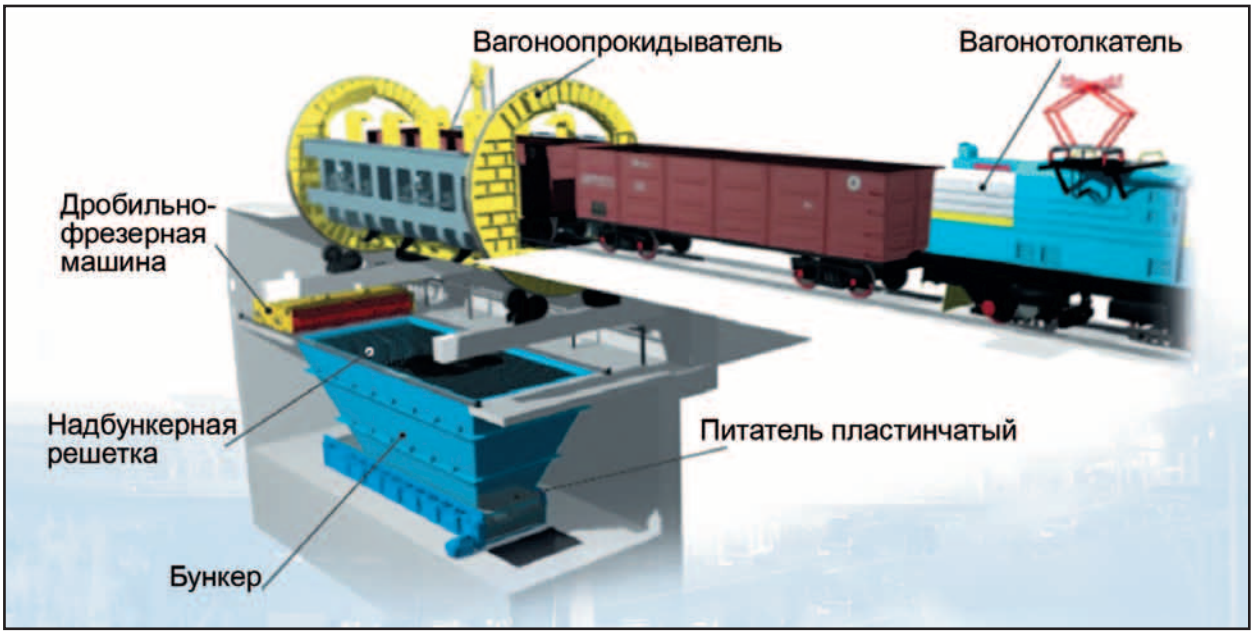


Рис. 6. Фрагмент размещения главного технологического оборудования разгрузочного комплекса украинского производства

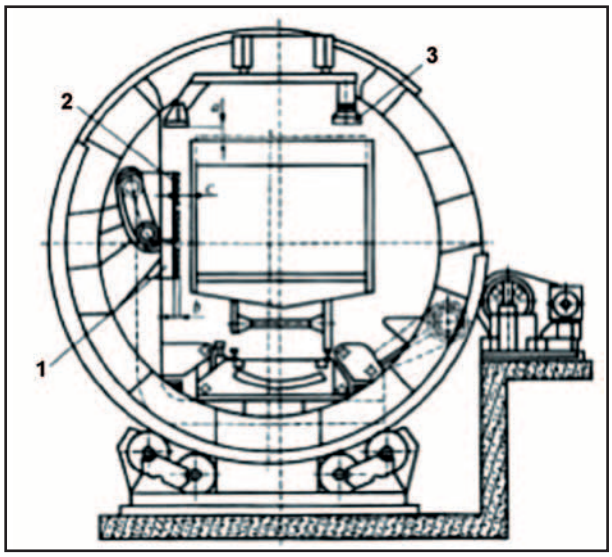


Рис. 7. Роторный вагоноопрокидыватель для разгрузки полувагонов

Когда платформа с транспортным средством поворачивается под действием собственной массы и пружин тележек, происходит ее смещение до соприкасания стенок вагона и привалочной плоскости ВО (рис. 7). В результате могут появиться деформации кузова (сужение), изгибы стоек, повреждения сварных швов, верхних запоров дверей. Такое бывает из-за увеличения силы от воздействия боковой привалочной стенки на кузов по нескольким причинам: большое расстояние между привалочной и боковой (кузова "с") стенками; высокая скорость опрокидывания в момент привалки; состояние резиновой армировки на привалочной стенке 2; неодинакового прилегания верхних обвязок стенок кузова к упорам 3 и привалочному брусу вследствие как неправильного расположения их по уровню, так и разного прогиба рессорных комплектов при наклоне вагона. Ситуация может усугубиться в случае высыпания слежавшихся и смерзшихся в процессе транспортировки грузов.

Всего этого можно избежать, если перед разгрузкой использовать обогрев полувагонов с помощью инфракрасного излучения.

Большинство перечисленных повреждений подвижного состава в процессе опрокидывания можно устранить, усовершенствовав конструкцию механической части ВО (рис. 8).

Например, замена двух люлек и моста платформы, подвешенного к ним на тягах на платформу 2, соединенную с замыкающими кольцами 1, с рельсами для вагонов и с двумя коробчатыми балками 3, поддерживающими горизонтальные и вертикальные устройства зажима, приводит к отсутствию смещения платформы с вагоном.

Применение горизонтального 6 и вертикальных 4 и 5 удерживающих устройств зажима, которые крепятся к коробчатым балкам 3, позволяет надежно зафиксировать разгружаемые полувагоны и значительно уменьшить их повреждение. Горизонтальные и вертикальные устройства зажима вагона приводятся в движение гидроцилиндрами 11, работающими от гидравлического блока питания 15, расположенного на главной платформе 2 и поворачивающегося вместе с опрокидывателем. Шестнадцать магнитных вибраторов 13 позволяют лучше отбивать остатки груза со стенок и дна (см. рис. 8). При люлечной конструкции во время разгрузки центр тяжести вагонов смещается относительно центра тяжести ВО, что увеличивает нагрузку на электропривод. А фиксация полувагонов позволяет устранить этот недостаток.

Оптимизация динамических режимов ВО невозможна без моделирования его электромеханической системы (ЭМС) и идентификации ее параметров в реальном масштабе времени. На данный момент в качестве электромеханического преобразователя (ЭМП) в электроприводе механизма кантования ВО применяется асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором. Для управления таким ЭМП используются частотные способы, например системы векторного управления [1].

Классическими зависимостями, моделирующими ЭМП, являются уравнения, записанные в пространстве состояний в осях (x-y), вращающихся относительно статора машины со скоростью вращения ее магнитного поля $\omega_{0эл}$. При этом в качестве исходных принимают следующие векторно-матричные выражения [2]:

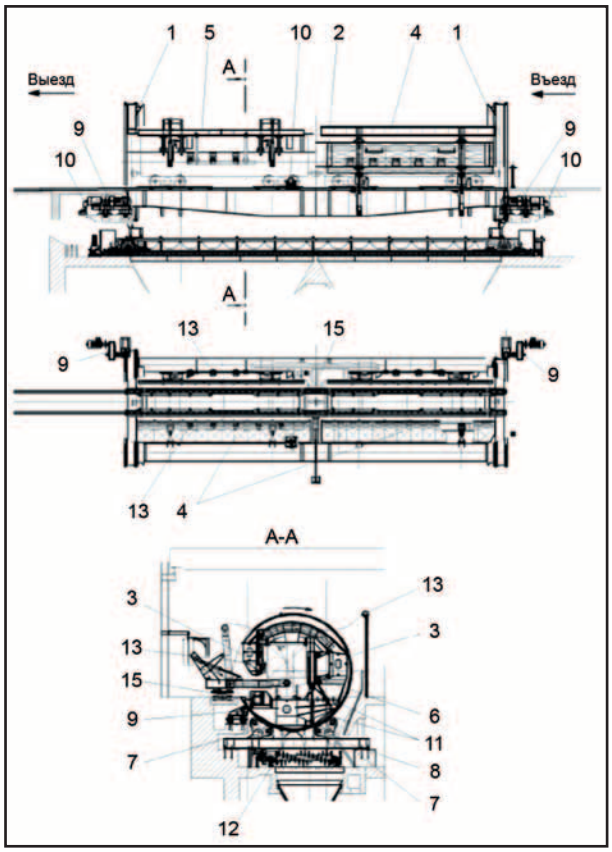


Рис. 8. Устройство вагоноопрокидывателя: 1 – два С-образных замыкающих кольца с механически закрепленными ходовыми рельсами и навинчивающимися зубчатыми венцами; 2 – одна опрокидывающая платформа; 3 – две коробчатые балки для устройств зажима вагона; 4 – два вертикальных устройства зажима вагона на разгрузочной стороне; 5 – два вертикальных устройства зажима вагона на противоположной стороне; 6 – два горизонтальных устройства зажима вагона; 7 – два комплекта из двух опорных колес для каждого замыкающего кольца; 8 – две опорные балки; 9 – два привода опрокидывателя; 10 – три централизованные системы смазки; 11 – гидроцилиндры для вертикальных и горизонтальных устройств зажима вагона; 12 – два гидравлических буфера двухстороннего действия; 13 – шестнадцать магнитных вибраторов; 14 – петли электрокабеля; 15 – гидравлический блок питания

$$\begin{cases} \dot{U}_1 = AR_1L_2\dot{\psi}_1 - AR_1L_0\dot{\psi}_2 + \dfrac{d\dot{\psi}_1}{dt} + j\omega_{0эл}\dot{\psi}_1 \\ 0 = AR_2L_1\dot{\psi}_2 - AR_2L_0\dot{\psi}_1 + \dfrac{d\dot{\psi}_2}{dt} + j(\omega_{0эл} - \omega_{эл})\dot{\psi}_2 \\ M = \dfrac{3}{2}p_п AL_0 \mathrm{Im}\{\dot{\psi}_1\dot{\psi}_2\} \end{cases} . \quad (1)$$

Записывая формулы (1) в виде проекций на действительную ось x и мнимую y, получим:

$$\begin{cases} U_{1x} = AR_1L_2\psi_{1x} - AR_1L_0\psi_{2x} + \dfrac{d\psi_{1x}}{dt} + \omega_{0эл}\psi_{1y} \\ U_{1y} = AR_1L_2\psi_{1y} - AR_1L_0\psi_{2y} + \dfrac{d\psi_{1y}}{dt} + \omega_{0эл}\psi_{1x} \\ 0 = AR_2L_1\psi_{2x} - AR_2L_0\psi_{1x} + \dfrac{d\psi_{2x}}{dt} + (\omega_{0эл} - \omega_{эл})\psi_{2y} \\ 0 = AR_2L_1\psi_{2y} - AR_2L_0\psi_{1y} + \dfrac{d\psi_{2y}}{dt} + (\omega_{0эл} - \omega_{эл})\psi_{2x} \\ M = \dfrac{3}{2}p_п AL_0\{\psi_{1y}\psi_{2x} - \psi_{1x}\psi_{2y}\} \end{cases} , \quad (2)$$

где A=(L1L2-L20)-1 **– вспомогательный коэффициент;**

ψ_{1x}, ψ_{1y}, ψ_{2x}, ψ_{2y} **– проекции вектора потокосцепления на оси (x-y);**

U_{1x}, U_{1y} **– составляющие напряжения статора по осям (x-y);**

R_1, R_2 **– активные сопротивления обмоток статора и ротора;**

L_1, L_2 **– собственные индуктивности обмоток статора и ротора;**

L_0 **– взаимная индуктивность;**

$\omega_{эл}$ **– угловая частота;**

$p_п$ **– число пар полюсов машины.**

Для одномассовой механической системы уравнение относительно неизвестной угловой скорости ротора в пространстве состояний выглядит так:

$$\frac{d\omega_{эл}}{dt} = 1{,}5p_п^2 L_{12} A\{\psi_{1x}\psi_{2y} - \psi_{2x}\psi_{1y}\}/J , \quad (3)$$

где J – момент инерции механической части электродвигателя.

Заметим, что уравнение электромагнитного момента, записанное в пространстве состояний относительно производной момента, имеет вид:

$$\frac{dM}{dt} = \frac{3}{2}p_п AL_0\left(\frac{d\psi_{1y}}{dt}\psi_{2x} + \frac{d\psi_{2x}}{dt}\psi_{1y} - \frac{d\psi_{1x}}{dt}\psi_{2xy} - \frac{d\psi_{2y}}{dt}\psi_{1x}\right) .$$

При моделировании в данное выражение вместо производных от потокосцеплений необходимо подставить их значения, определяемые правыми частями уравнений (2). Однако в итоге получается неудобная для практического применения формула. Следовательно, электромагнитный момент целесообразно не моделировать, а исследовать его изменения в динамике уже на основании результатов моделирования переменных, записанных в системе уравнений (2) в форме Коши, то есть всех неизвестных потокосцеплений и угловой скорости ротора электродвигателя [2].

Система уравнений (2) может быть выражена и промоделирована относительно физической скорости вращения ротора. Для этого вместо $\omega_{0эл}$ и $\omega_{эл}$ следует соответственно принимать $p_п\omega_0$ и $p_п\omega$; $\Delta\omega_{эл} = \omega_1 - \omega_{эл}$, где $\omega_1 = \omega_{0эл}$ – угловая скорость вращения магнитного поля статора.

В системах векторного управления исходные зависимости принимают вид:

$$\begin{cases} \dot{U}_{1x} = \dot{I}_{1x}R_1 + \dfrac{d\dot{\psi}_{1x}}{dt} \\ \dot{U}_{1y} = \dot{I}_{1y}R_1 + \omega_1\dot{\psi}_1 \\ \dot{\psi}_1 + T_2\dfrac{d\dot{\psi}_1}{dt} = L_1\left(\dot{I}_{1x} + T_2\dfrac{d\dot{I}_{1x}}{dt} + \sigma T_2\Delta\omega_{эл}\dot{I}_{1y}\right) \\ \dot{\psi}_{1x} = \dot{\psi}_{1x}, \dot{\psi}_{1y} = 0 \\ M = \dfrac{3}{2}p_п\dot{\psi}_{1x}\dot{I}_{1y} \end{cases} ,$$

где $\dot{I}_{1x}, \dot{I}_{1y}$ **– составляющие вектора тока статора по осям (x-y);**

$p_п$ **– число пар полюсов асинхронного двигателя;**

T_2 **– электромагнитная постоянная времени цепи ротора;**

σ **– коэффициент рассеяния.**

Наибольший интерес и вместе с тем трудность представляет моделирование механической части ЭМС ВО.

Для реализации единого подхода к моделированию электрической и механической частей ЭМС введем в рассмотрение понятия механического сопротивления (МС) и проводимости (МП). Под первым термином будем понимать отношение операторных изображений крутящего момента к угловой скорости соответствующего элемента системы [3]:

$$Z_{мех}(p) = \widetilde{Z}(p) = M(p)/\omega(p) .$$

МП равна: $Y_{мех}(p) = \widetilde{Y}(p) = 1/\widetilde{Y}(p)$.

Выразим МС вращающихся масс и упругих связей через физические параметры ЭМС. Для произвольной k-й вращающейся массы момент с учетом демпфирования определяется суммой двух моментов: $M_k = M_{ик} + M_{трk}$, **где** $M_{ик} = J_k d\omega_k/dt$ **– избыточный момент,** $M_{трk} = \beta_k\omega_k$ **– момент вязкого трения.**

В операторной форме записи:

$$M_к(p) = J_k p\omega_k(p) + \beta_k\omega_k(p) = (J_k p + \beta_k)\omega_k(p) .$$

Таким образом, МС, характеризующее k-ую вращающуюся массу, равно: $\widetilde{Z}_к(p) = J_k p + \beta_k$,

где J_k **и** β_k **– соответственно приведенный момент инерции и коэффициент демпфирования (внутреннего вязкого трения) k-ой вращающейся массы.**

Для упругого элемента, расположенного, например, между k-й и (k+1)-й вращающимися массами, суммарный момент определяется выражением:

$$M_{к,k+1} = M_{\varphi к,k+1} + M_{трк,k+1} ,$$

где $M_{\varphi k,k+1} = c_{k,k+1}(\varphi_k + \varphi_{k+1})$ **– упругий момент от сил скручивания;**

$M_{трk,k+1} = \beta_{k,k+1}(\omega_k + \omega_{k+1})$ **– момент внутреннего вязкого трения; индексы «φ» и «тр» обозначают угол закручивания упругого элемента ЭМС и трение в нем.**

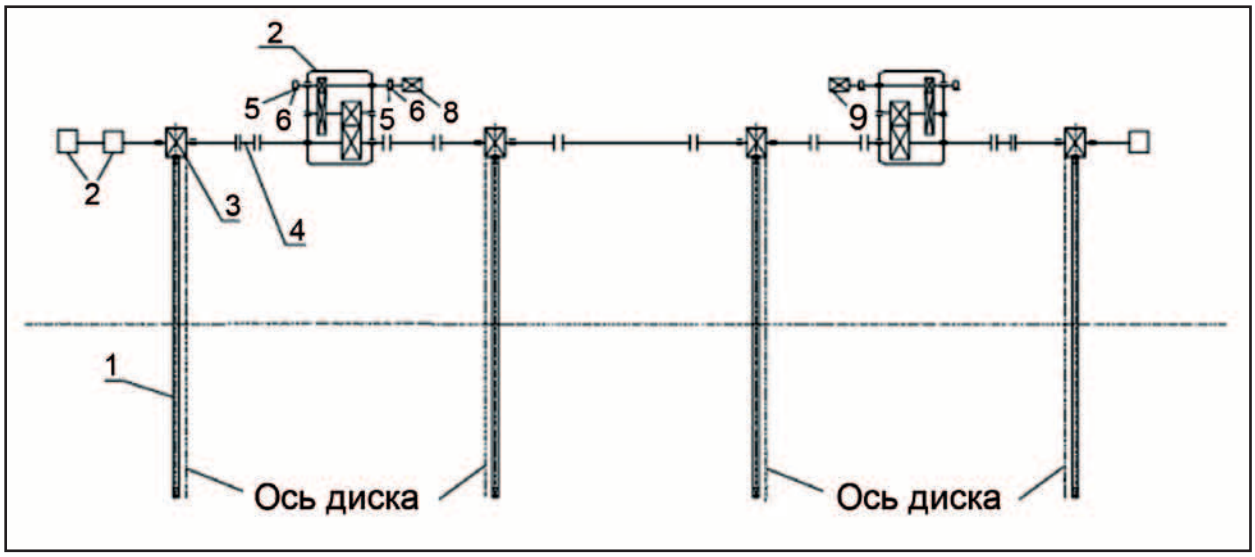


Рис. 9. Кинематическая схема механизма опрокидывания: 1 – зубчатый венец; 2 – командоаппарат; 3 – шестерня; 4 – промежуточный вал; 5 – тормоз; 6 – муфта; 7 – редуктор; 8 – электродвигатель «подачи»; 9 – электродвигатель «выдачи»

В операторной форме записи с учетом $\omega = d\varphi/dt$ **получим:**

$$M_{к,k+1}(p) = \frac{c_{k,k+1}}{p}(\omega_k - \omega_{k+1}) + \beta_{k,k+1}(\omega_k - \omega_{k+1}) =$$

$$= \left(\frac{c_{k,k+1}}{p} + \beta_{k,k+1}\right)(\omega_k - \omega_{k+1})$$

В результате МС, описывающее рассматриваемый упругий элемент, будет иметь вид:

$$\widetilde{Z}_{k,k+1}(p) = c_{k,k+1}/p + \beta_{k,k+1},$$

где $c_{k,k+1}$ **– коэффициент жесткости, характеризующий упругую связь между k-й и (k+1)-й вращающимися массами;**

$\beta_{k,k+1}$ **– коэффициент демпфирования, определяющий потери на трение в этой упругой связи.**

Для упрощения записи оператор p для МС, МП и операторных значений переменных состояния M(p) **и** ω(p) **без особой надобности обычно не указывают.**

Используя понятие МС, запишем уравнение движения массы ротора электродвигателя «подачи»:

$$M_n - \widetilde{Z}_{ш1,n}(\omega_{ш1} - \omega_n) - \widetilde{Z}_{n,ш2}(\omega_n - \omega_{ш2}) = \widetilde{Z}_n \omega_n.$$

На рис. 9 представлена кинематическая схема механической части ВО.

На рис. 10 приведена расчетная схема механической части электропривода.

В кинематической цепи имеются зазоры в редукторах, а в передаче зубчатый венец – шестерня. Зазоры можно не моделировать, а представить как чисто упругое звено. С помощью механических сопротивлений получим общую

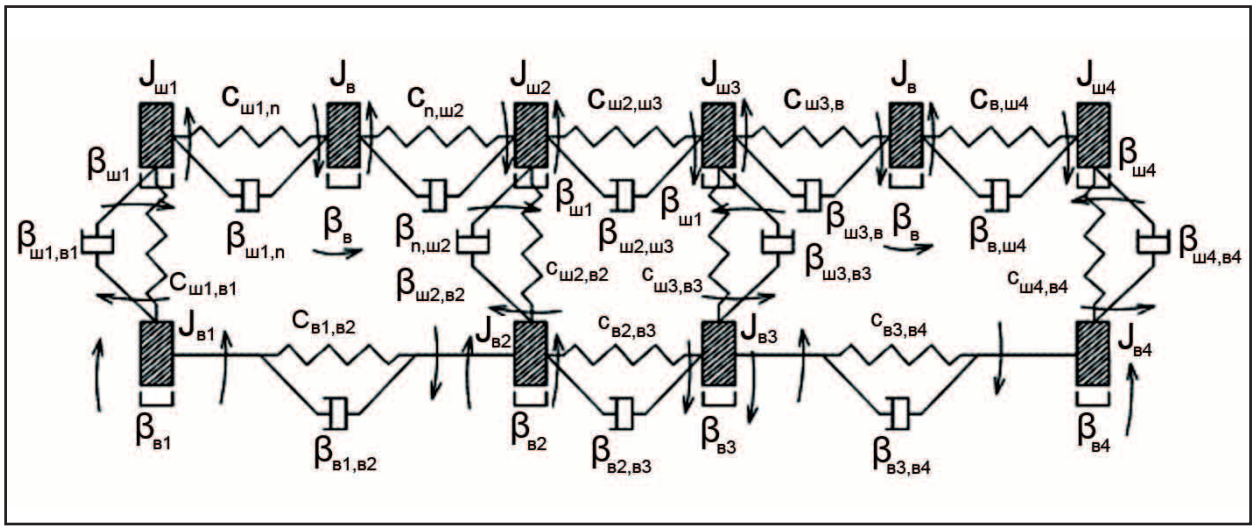


Рис. 10. Расчетная схема механической части электропривода: $J_{ш1}$, $J_{ш2}$, $J_{ш3}$, $J_{ш4}$ – приведенные моменты инерции зубчатых шестерен; $J_{в1}$, $J_{в2}$, $J_{в3}$, $J_{в4}$ – приведенные моменты инерции венцов; $J_п$, $J_в$ – суммарные моменты инерции электродвигателей «подачи» и «выдачи»; $c_{ш1,п}$, $c_{п,ш2}$, $c_{ш2,ш3}$, $c_{ш3,в}$, $c_{в,ш4}$, $c_{в1,в2}$, $c_{в2,в3}$, $c_{в3,в4}$ – упругости между элементами системы; $\beta_{ш1}$, $\beta_п$, $\beta_{ш2}$, $\beta_{ш3}$, $\beta_в$, $\beta_{ш4}$, $\beta_{в1}$, $\beta_{в2}$, $\beta_{в3}$, $\beta_{в4}$ – коэффициенты демпфирования вращающихся масс; $\beta_{ш1,п}$, $\beta_{п,ш2}$, $\beta_{ш2,ш3}$, $\beta_{ш3,в}$, $\beta_{в,ш4}$, $\beta_{в1,в2}$, $\beta_{в2,в3}$, $\beta_{в3,в4}$ – коэффициенты демпфирования упругих элементов

систему уравнений механической части электропривода роторного ВО:

$$\begin{cases} M_{п} - \tilde{Z}_{ш1,п}(\omega_{п} - \omega_{ш1}) - \tilde{Z}_{п,ш2}(\omega_{п} - \omega_{ш2}) = \tilde{Z}_{п}\omega_{п} \\ \tilde{Z}_{ш1,п}(\omega_{п} - \omega_{ш1}) - \tilde{Z}_{ш1,в1}(\omega_{ш1} - \omega_{в1}) = \tilde{Z}_{ш1}\omega_{ш1} \\ \tilde{Z}_{ш1,в1}(\omega_{ш1} - \omega_{в1}) - \tilde{Z}_{в1,в2}(\omega_{в1} - \omega_{в2}) - M_{c} = \tilde{Z}_{в1}\omega_{в1} \\ \tilde{Z}_{п,ш2}(\omega_{п} - \omega_{ш2}) + \tilde{Z}_{ш2,ш3}(\omega_{ш3} - \omega_{ш2}) - \tilde{Z}_{ш2,в2}(\omega_{ш2} - \omega_{в2}) = \tilde{Z}_{ш2}\omega_{ш2} \\ \tilde{Z}_{ш2,в2}(\omega_{ш2} - \omega_{в2}) - \tilde{Z}_{в1,в2}(\omega_{в2} - \omega_{в1}) - \tilde{Z}_{в2,в3}(\omega_{в2} - \omega_{в3}) - M_{c} = \tilde{Z}_{в2}\omega_{ш2} \\ M_{в} - \tilde{Z}_{ш3,в}(\omega_{в} - \omega_{ш3}) - \tilde{Z}_{в,ш4}(\omega_{в} - \omega_{ш4}) = \tilde{Z}_{в}\omega_{в} \\ \tilde{Z}_{ш2,ш3}(\omega_{ш2} - \omega_{ш3}) + \tilde{Z}_{ш3,в}(\omega_{в} - \omega_{ш3}) - \tilde{Z}_{ш3,в3}(\omega_{ш3} - \omega_{в3}) = \tilde{Z}_{ш3}\omega_{ш3} \\ \tilde{Z}_{ш2,в3}(\omega_{ш3} - \omega_{в3}) - \tilde{Z}_{в2,в3}(\omega_{в3} - \omega_{ш2}) - \tilde{Z}_{в3,в4}(\omega_{в3} - \omega_{в4}) - M_{C} = \tilde{Z}_{в3}\omega_{в3} \\ \tilde{Z}_{в,ш4}(\omega_{в} - \omega_{ш4}) - \tilde{Z}_{ш4,в4}(\omega_{ш4} - \omega_{в4}) = \tilde{Z}_{ш4}\omega_{ш4} \\ \tilde{Z}_{ш4,в4}(\omega_{ш4} - \omega_{в4}) - \tilde{Z}_{в3,в4}(\omega_{в4} - \omega_{в3}) - M_{C} = \tilde{Z}_{в4}\omega_{в4} \end{cases}.$$

Построенная математическая модель позволяет проводить динамические расчеты на прочность узлов ВО и оценить нагрузку на электропривод.

Указанные системы дифференциальных уравнений и структурную схему целесообразно использовать для моделирования переходных процессов и динамических режимов работы электропривода.

С помощью принципов электрической аналогии и эквивалентной электрической схемы механической части ВО можно применять методы теоретической электротехники для исследования механической части электропривода.

Описанная структурная схема позволяет изучать механическую систему электропривода методами теории автоматического управления.

На основе математической модели узлов и элементов конструкции можно реально оценить нагрузки, возникающие в деталях механизма и, как следствие, прогнозировать отказы, выявлять причины, приводящие к аварийному режиму.

Представленную математическую модель целесообразно использовать для моделирования, идентификации и оптимизации работы механической части электропривода.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:
1. Самосейко В.Ф. Теоретические основы управления электроприводом. – СПб.: Элмор, 2007. – 464 с. **2.** Саушев А.В. Математическое описание механической системы электропривода. – СПб.: СПГУВК, 2010. – 137 с. **3.** Саушев А.В. Основы электромеханического преобразования энергии. – СПб.: СПГУВК, 2012. – 246 с.

УЧРЕЖДЕНИЕ: Государственный университет морского и речного флота (ГУМРФ) им. адм. С.О. Макарова

ТЕМА: Приложение задачи Гольдштика к расчету гидродинамических нагрузок на гидрозатворы обводных галерей

АВТОР: А. В. ВАСИН, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры прикладной математики

В работах [1, 2] рассматривается математическая модель отрывных течений несжимаемой жидкости, носящая имя М.А.Гольдштика, а в труде [3] речь идет о непрерывных аппроксимациях задачи, также названной в честь ученого.

Между тем, главной целью исследования является определение в заданной области дважды дифференцируемой функции ψ, удовлетворяющей уравнению со смешанными граничными условиями (на одной стороне – значения Дирихле, на другой – условия Неймана):

$$\Delta\psi = \begin{cases} -\omega, \psi(z) > 1 \\ 0, \psi(z) < 1 \end{cases}. \quad (1)$$

Для поиска решения в [2, 3] используют метод непрерывной аппроксимации.

Что касается аппроксимирующей задачи, то она получается из исходной при возмущении спектрального параметра, и представляет собой нелинейное эллиптическое дифференциальное уравнение с краевым условием. При этом нелинейность в аппроксимирующем уравнении непрерывна и зависит от малого параметра, который в пределе при стремлении к нулю может ее разорвать. И такое довольно часто происходит в случае идеализации непрерывных нелинейностей, имеющих участки быстрого роста по фазовой переменной.

К интегральным и дифференциальным уравнениям с разрывными нелинейностями приводят и математические модели широкого спектра вопросов в гидромеханике, гидродинамике, теплофизике, электрофизике и теории управления, связанные с анализом процессов, скачкообразно меняющихся при некоторых значениях фазовых переменных.

В настоящей статье описан принцип расчета гидродинамических нагрузок на водопропускные ворота в обводных галереях шлюзовых камер (рис. 1).

В отличие от [2, 3] автор применяет несколько другой подход – метод аппроксимации линейными разрывными задачами. По сути он ближе к исходным исследованиям Гольдштика [4, 5] и удобнее для численной реализации, поскольку на каждом итерационном шаге предполагается решение линейного уравнения Пуассона. Кстати, для последнего используется метод граничных интегральных уравнений без задействования каких-либо развитых пакетов на основе метода конечных элементов типа ANSIS или Flow 3d.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПО СХЕМЕ ЛАВРЕНТЬЕВА – ШАБАТА

При движении жидкости в камерах различной формы в области за выступом, если он существует, возникают отрывные вихревые течения (рис. 1).

Рассмотрим модель водопроводной галереи с осевым разрезом, представленным на рис. 2.

Для плоско-параллельного течения идеальной жидкости модель Лаврентьева–Шабата [4, 5] заключается в «склеивании» потоков: вихревого – за затвором и потенциального – в остальной области. Потенциальное течение находится в зоне D1, оно ограничено стенками камеры, линиями входа и выхода потока, и струей γ, срывающейся с нижнего края затвора; вихревое течение

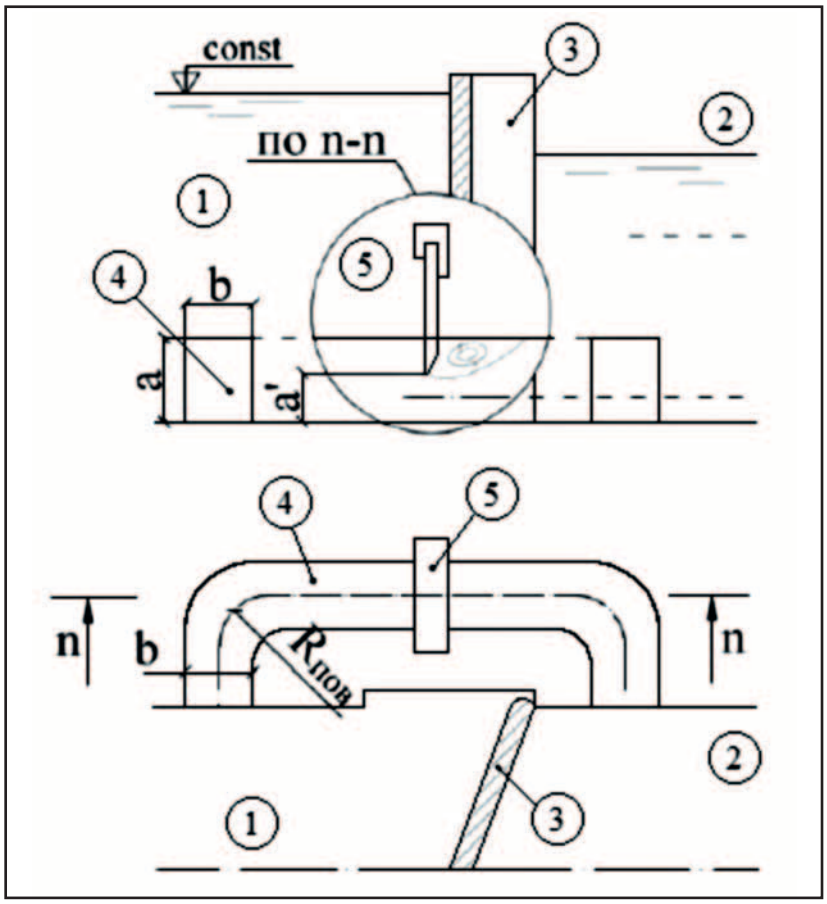


Рис. 1. Схема шлюза: 1 – подводящий канал; 2 – камера шлюза; 3 – верхние ворота; 4 – водопроводная галерея; 5 – плоский затвор

с постоянной завихренностью -ω, ω>0 расположено в области D_0, дополняющей D_1 до всей камеры.

Кривая γ не задается, ее необходимо подбирать таким образом, чтобы она была линией тока, а поле скоростей оставалось непрерывным во всей камере. Тогда вместо обычных уравнений, приводящих к условию аналитичности, для координат вектора скорости V_x и V_y получим следующие зависимости в зоне D_0:

$$\frac{\partial V_y}{\partial x}-\frac{\partial V_x}{\partial y}=\omega,\ \frac{\partial V_x}{\partial x}+\frac{\partial V_y}{\partial y}=0\ , \quad (2)$$

в области D_1:

$$\frac{\partial V_y}{\partial x}-\frac{\partial V_x}{\partial y}=0,\ \frac{\partial V_x}{\partial x}+\frac{\partial V_y}{\partial y}=0\ . \quad (3)$$

Определим функцию тока, для дифференциала которой выполняется условие: $d\psi=-V_y dx+V_x dy$, где V_X и V_y – координаты вектора скорости. При этом полученная функция тока должна удовлетворять выражению (1).

Метод аппроксимации задач с разрывной нелинейностью линейными разрывными задачами сводится к итерациям уравнения Пуассона с изменяющейся областью интегрирования.

В известных работах по «склеиванию» вихревых и потенциальных течений большое значение имеет знание явного вида функции Грина для задачи Дирихле, в частности в [4] представлена модель вихревого потока в полуплоскости, моделирующая отрывное течение в бесконечно глубоком бассейне. В некоторых случаях допустимо использование техники конформных отображений, например, формулы Кристофелля–Шварца [5].

При использовании схемы «склеивания» течений с различными завихренностями в реальных водопроводных галереях будем конструктивно строить оператор Грина, а, по сути, численно решать граничные интегральные уравнения. Данная схема применялась в камерах другой формы в [6, 7], где численно найдена область отрывных течений. Суть схемы в следующих построениях.

Определим функцию:

$$\psi_1=\psi_0-\frac{\omega}{2\pi}\int_{D_0}G(\ \ ,z)dA(z)\,, \quad (4)$$

где G – функция Грина задачи Дирихле для области D, а интегрирование совершается по площади.

В области D_0 функция ψ_1 удовлетворяет уравнению Пуассона, а в зоне D_1 гармонична. Кроме того, она непрерывно дифференцируема и соответствует граничным условиям. Линия раздела областей D_0 и D_1 должна быть линией тока, поэтому найдем ту линию уровня функции ψ_1, где она равна расходу. Эта линия уровня ограничивает некоторую зону D_1.

Итеративно вычислим последовательность функций:

$$\psi_n=\psi_0-\frac{\omega}{2\pi}\int_{D_0}G(_,z)dA(z)\,. \quad (5)$$

Как доказано в [3, 4, 5], она сходится к непрерывно дифференцируемой функции ψ, а последовательность областей D_n – к зоне D, и для них выполняются условия задачи Гольдштика. Возникающие технические трудности связаны с численным определением оператора Грина. Следовательно, стоит обратиться к объемному потенциалу (в рассматриваемом случае – потенциалу площади):

$$\psi_1=\frac{1}{2\pi}\iint_{D_0}\ln\frac{1}{|\zeta-z|}dA(\zeta)\,, \quad (6)$$

тогда гладкая функция ψ_1 будет решением уравнения Пуассона для всей камеры (в объединении областей $D_1\cup D_0$). И справедливо:

$$\Delta\psi=\begin{cases}0, & z\in D_1\\ -1, & z\in D_0\end{cases}. \quad (7)$$

Однако граничные условия не соблюдены. Для построения потенциала Грина нужно удовлетворить нулевым граничным условиям, то есть решить задачу Дирихле: $\Delta\psi_2=0$ в области D с граничными условиями $\psi_2|_\Gamma=-\psi_1|_\Gamma$.

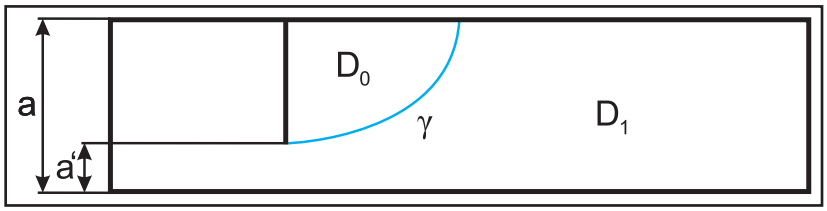


Рис. 2. План участка водопропускной галереи

Возьмем потенциал двойного слоя:

$$\psi_2 = \frac{1}{2\pi}\int \frac{\partial}{\partial n}\ln\frac{1}{|z-\zeta|}\nu d\zeta, \quad (8)$$

с неизвестной плотностью ν. Для вычисления плотности составим сингулярное граничное интегральное уравнение:

$$-\psi_1|_\Gamma = -\frac{1}{2}\nu + \frac{1}{2\pi}\int \frac{\partial}{\partial n}\ln\frac{1}{|z-\zeta|}\nu d\zeta, \quad (9)$$

относительно ν, а затем восстановим гармоническую функцию ψ_2 не только на границе. Полагая, что $\psi_3=\psi_1+\psi_2$, имеем решение уравнения Пуассона с нулевыми граничными условиями. Умножая последнюю функцию на величину завихренности, получим решение уравнения Пуассона с заданной величиной завихренности:

$$\Delta\omega\psi_3 = \begin{cases} 0, & z \in D_1 \\ -\omega, & z \in D_0 \end{cases}. \quad (10)$$

Если прибавить гармоническую функцию в области D с изначально установленными граничными значениями φ, то будет искомое решение $\psi=\omega\psi_3+\psi$.

На линии γ раздела вихревого и потенциального течений функция $\psi_в$ должна быть равна известному значению «разобщения в ноль», поэтому на каждом шаге придется корректировать и границу, и величину завихренности. Новое значение последнего параметра получается из следующего условия: во всех узлах кривой значение функции тока равно $\psi_в$.

После выбора завихренности находим кривую γ, где значение функции тока равно $\psi_в$, что дает нужную сходимость к решению. После исправления кривой целесообразно повторить всю описанную процедуру с построением оператора Грина.

РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛЕНИЙ

Предложенный алгоритм решения был реализован посредством математического пакета Maple [8]. На рис. 3 показана полученная картина течения с исходными данными: высота камеры – 5 м, общее количество точек границы области – 220, на нижней стенке функция тока – $\psi_н$=0, на верхней стенке функция тока – $\psi_в$=12, на входе/выходе функция тока меняется линейно – ψ=2,4y, средняя скорость на входе и на выходе – 2,4 м/с, высота затвора – 3,5 м (то есть затвор поднят на 30%). Кроме того, максимально допустимая погрешность значения функции тока на линии раздела принята как ε=0,001. При этом начальная величина завихренности (ω=10) в процессе итераций изменилась до ω=5,66.

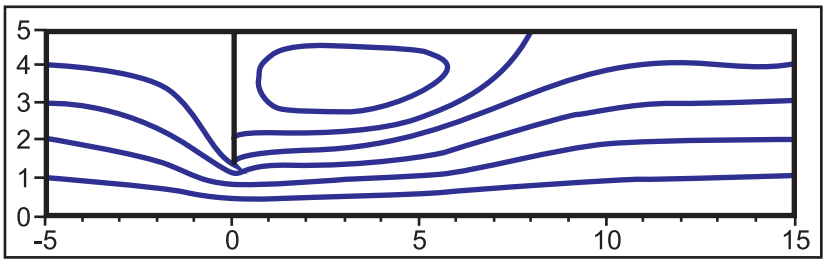


Рис. 3. Картина течения, построенная при моделировании

С помощью получившейся картины можно вычислить скорости за и перед затвором и, как следствие, определить величину гидродинамического давления на него. Особая важность расчета указанного параметра обусловлена тем, что при затопленной галерее гидростатические нагрузки на затвор с разных сторон уравновешиваются. А благодаря использованию схемы потенциального течения (без учета вихревых потоков) также, ввиду симметрии, получается одинаковое распределение скоростей на частях затвора.

В действительности при применении принципа Лаврентьева– Шабата не достигается симметричное распределение скоростей, то есть имеют место несимметричные гидродинамические нагрузки на затвор.

Чтобы определить результирующую силу гидродинамического давления на затвор водопроводной галереи, воспользуемся интегралом Бернулли для установившегося течения:

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{\nu^2}{2g} + h = const.$$

В данном случае для разности давлений с двух сторон затвора на одном уровне получим:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \rho\left(\frac{\nu_1^2}{2} - \frac{\nu_2^2}{2}\right),$$

где p_1 – давление жидкости перед затвором;

ν_1 – скорость течения перед затвором;

p_2 – давление жидкости за затвором;

ν_2 – скорость течения за затвором.

На рис. 4 изображен график результирующей силы давления на затвор для полученного течения.

Максимальное значение результирующего давления за затвором: Δp_{max}=24,34437553. Максимальное значение результирующего давления перед затвором: Δp_{max}=8,157897130.

Вычислим давление за и перед затвором для различных значений отно-

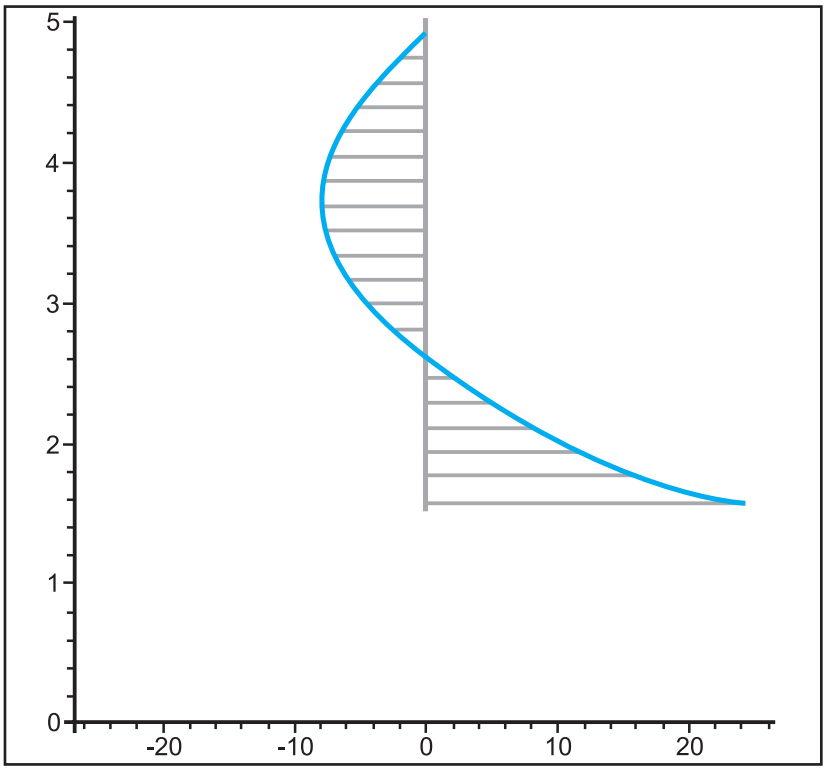


Рис. 4. Результирующее давление на затвор

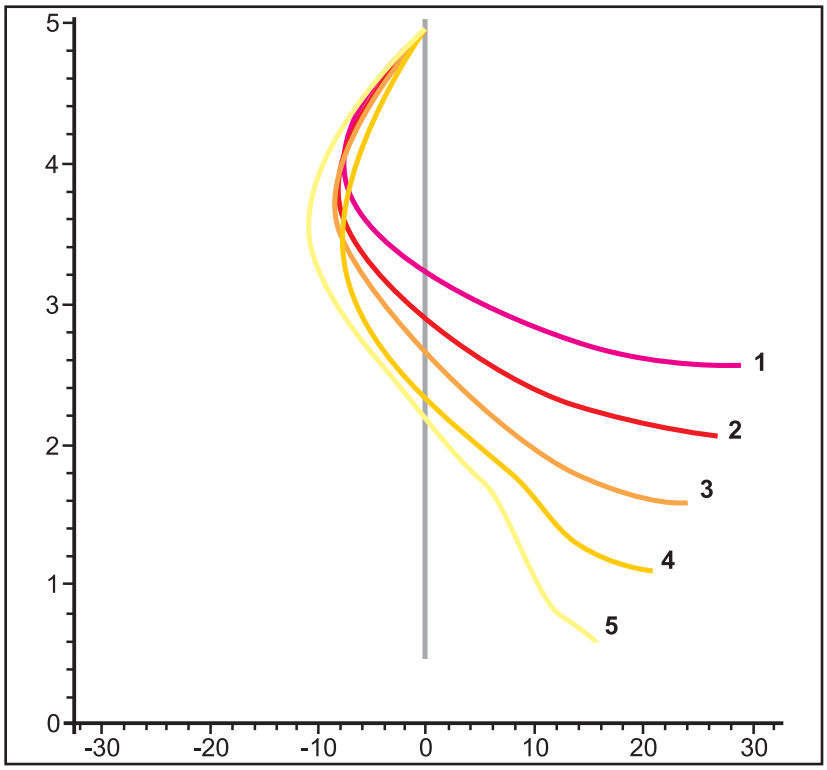


Рис. 5. Результирующее давление на затвор при различных режимах высоты его поднятия: 1 – h_z=0,5; 2 – h_z=0,4; 3 – h_z=0,3; 4 – h_z=0,2; 5 – h_z=0,1

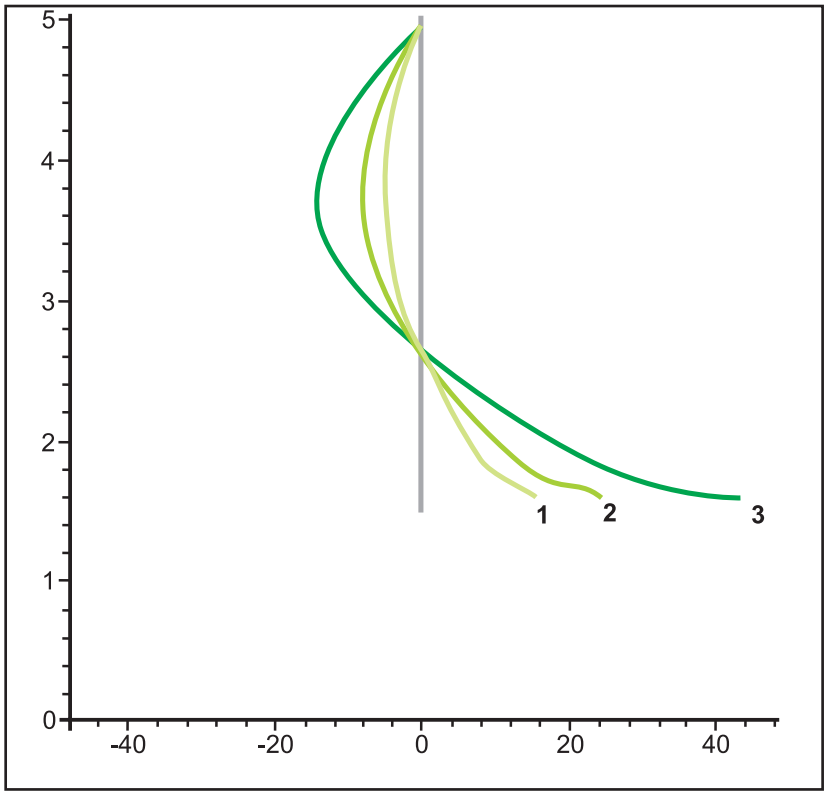


Рис. 6. Зависимость давлений от входных скоростей: 1 – ψ_B =10; 2 – ψ_B =15; 3 – ψ_B =20

сительной высоты его поднятия h_z=a'/a. Как показал анализ результатов, наибольшее результирующее давление перед затвором сосредоточено на уровне его середины и возникает в момент открытия. Вместе с тем наибольшее результирующее давление за затвором сосредоточено на нижней кромке и увеличивается по мере его открытия.

Рассчитаем давление на затвор для различных значений функции тока на верхней стенке камеры ψ_B, определяющих величину расхода, и построим соответствующие графики (рис. 6). Увеличение входных скоростей приводит к увеличению абсолютных скоростей в области затвора и к увеличению результирующих давлений на затвор.

В таблицах 1 и 2 представлены значения максимальных результирующих давлений при различных режимах открытия затвора h_z и входных скоростях ν.

Стоит отметить, что эти параметры достаточно велики для учета нагрузок на гидрозатвор, поскольку наибольшие результирующие давления соизмеримы по величине с гидростатическими нагрузками на него.

Однако в затопленной галерее гидростатические давления на затвор с разных сторон уравновешиваются, следовательно заслуживает внимания именно расчет динамических нагрузок.

Между тем представленная неоднородность распределения давлений приводит к вибрациям при подъеме затвора, что подтверждается данными моментов силы (результирующих давлений) в таблицах 3 и 4.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:
1. Вайнштейн И.И. Решение двух дуальных задач о склейке вихревых и потенциальных течений вариационным методом М.А. Гольдштика.//Журнал Сибирского федерального университета. Математика и физика, 2011, 4(3), 320–331. **2.** Потапов. Д.К. Непрерывные аппроксимации задачи Гольдштика.// Математические заметки, т.87(2010), вып. 2, 262–266. **3.** Потапов Д. К. Математическая модель отрывных течений несжимаемой жидкости.// Известия РАЕН серия МММИУ, т.8(2004), №3-4, 163-170. **4.** Лаврентьев М. А., Шабат Б.В. Проблемы гидродинамики и их математические модели. – М.: Наука. Гл. ред. физ. -мат. лит., 1977,416 с. **5.** Гольдштик М. А. Вихревые потоки. - Новосибирск: Наука. Сиб. отделение, 1981. **6.** Васин А.В., Тимофеева О.А. Нахождение линии раздела областей с потенциальным и вихревым течением.// Журнал Университета водных коммуникаций, 2012, вып.2(14), 8-13. **7.** Васин А.В., Математическое моделирование опыта Н.Б. Городенского о вихревых течениях в шлюзовых камерах, 2012, вып.3(15), 42-47. **8.** Голоскоков Д.П. Уравнения математической физики. Решение задач в системе MAPLE – СПб: Питер, 2004. – 539 с.

Максимумы давлений (кПа) за затвором при средней скорости на входе ν (м/с) Таблица 1

Высота h_z	ν=2	ν=3	ν=4
0,5	13,25408244	29,81856796	53,00792975
0,4	12,02381098	27,05049606	48,08906247
0,3	10,81982122	24,34437553	43,28174762
0,2	9,39560718	21,13906960	37,58185015
0,1	7,02564284	15,80296025	28,09996230

Максимумы давлений (кПа) перед затвором при средней скорости на входе ν (м/с) Таблица 2

Высота h_z	ν=2	ν=3	ν=4
0,5	3,595273910	8,088726222	14,37845442
0,4	3,458860803	7,781360219	12,83277204
0,3	3,625752973	8,157897130	14,50200262
0,2	3,579353756	8,052930772	14,31729921
0,1	4,938405023	11,11057557	19,75211330

Моменты силы давления за затвором при средней скорости на входе ν (м/с) Таблица 3

Высота h_z	ν=2	ν=3	ν=4
0,5	33,13520610	74,54641990	132,5198244
0,4	36,07143294	81,15148818	144,2671874
0,3	37,86937427	85,20531436	151,4861167
0,2	37,58242872	84,55627840	150,3274006
0,1	31,61539278	71,11332112	126,4498304

Моменты силы давления за затвором при средней скорости на входе ν (м/с) Таблица 4

Высота h_z	ν=2	ν=3	ν=4
0,5	8,988184775	20,22181556	35,94863605
0,4	10,37658241	23,34408066	41,49831612
0,3	12,69013541	28,55263996	50,75700917
0,2	14,31741502	32,21172309	57,26919684
0,1	22,22282260	49,99759006	88,88450985

УЧРЕЖДЕНИЕ: Волжская государственная академия водного транспорта (ВГАВТ)

ТЕМА: Методы определения оптимального уровня основных параметров эксплуатационной работы местного флота

АВТОРЫ: В.Д. ДРОЖЖЕВ, исполнительный директор Нижегородского порта, И.А. ГОРОХОВА, аспирант, специалист отдела кадров ВГАВТ

Основными критериями, характеризующими эксплуатационную работу флота на местных перевозках грузов, являются: потребность в судах, коэффициент их резерва, валовая производительность, а также форма закрепления тяги за тоннажем.

Без определения оптимального уровня перечисленных параметров диспетчерам и специалистам отделов движения флота отраслевых предприятий практически невозможно эффективно организовывать свою деятельность. Особенно, когда роль эксплуатационно-экономических обоснований,

призванных обеспечить достижение максимальных результатов при минимальных затратах ресурсов, на речном транспорте постоянно возрастает.

По мнению авторов статьи, в современных условиях наиболее значимым представляется коэффициент резерва флота (КРФ), отдельно по тяге и тоннажу. От его величины зависят и надежность выполнения компанией обязательств по поставке нерудных строительных материалов (НСМ), и степень издержек на обслуживание транспортных средств.

В начале 1990-х годов группа ученых установила зависимость КРФ на местных линиях от объема и дальности маршрутов доставляемого груза (навалочный или тарно-штучный) и коэффициента использования времени на движение с ним, а также от валовой производительности флота [1]:

$$Kp = f(P_в, \tau_{хг}, G_п, l_п, ВФ),$$

где $P_в$ – валовая производительность флота;

$\tau_{хг}$ – коэффициент использования времени на ход с грузом;

$G_п$ – плановый объем перевозок;

$l_п$ lп – дальность перевозок;

ВФ – вид флота (тяга – толкачи или тоннаж – баржи).

Однако предложенные в [1] методы определения КРФ можно использовать лишь в условиях стабильного функционирования речного транспорта. А в настоящее время ситуация порой непредсказуема вследствие конкуренции, договорных тарифов и конъюнктуры рынка.

Для флота, эксплуатируемого на местных перевозках НСМ, по различным объективным причинам стали характерны значительные колебания продолжительности круговых рейсов на одной линии. И соответственно отпадает необходимость строго следовать фиксированному календарному режиму движения судов. Временной регламент, отражая обязательства порта перед клиентурой, задается регулярностью, то есть частотой отходов в месяц при работе последовательными рейсами, либо более конкретным указанием интервала по направлениям.

Авторы статьи разработали предлагаемые методические положения по определению оптимального уровня КРФ с учетом указанных рыночных факторов.

Поддержание регулярности отправления судов (составов) в условиях нестабильного во времени перевозочного процесса может быть достигнуто за счет задействования резервов флота. При этом нежелательны ни избыток, ни нехватка мощностей, что чревато существенными финансовыми потерями. Сокращению последних способствует поиск оптимальной – минимально необходимой величины объема (и содержания) привлекаемых к работе ресурсов тоннажа и тяги.

В данном случае в качестве объекта исследования выступают несамоходные суда, осуществляющие перевозки НСМ. И может быть реализован принцип «эффективности укрупнения ресурсов»: при объединении и совокупном использовании общего потребного количества тоннажа и тяги издержки будут меньше, чем сумма, включающая рассчитанное по каждому отдельному потребителю необходимое количество единиц несамоходного флота, прибывающих в порт в разные моменты.

Для оптимизации ресурсов воспользуемся широко применяемой в условиях нестабильности подаваемых на рассмотрение заявок теорией «систем массового обслуживания» (СМО). В случае с перевозками НСМ соответственно происходит два потока событий: поступление грузов и прибытие обслуживающих их судов. Если первое из них характеризуется заданной интенсивностью λ (т/сут.), то интенсивность подачи флота μ будет искомой величиной, измеряющейся в аналогичных единицах, от которой зависит бесперебойность отправки грузов при минимальных издержках управления мощностей. При этом нужное количество тоннажа рассчитывается на основе его грузоподъемности.

При действии желаемого режима эффективной и регулярной работы флота, доставляющего НСМ, издержки можно рассчитывать по излишкам, то есть хранению грузов $C_{хр}$ при отсутствии судна, и оценивать с учетом реально осуществляемых выплат (например, за простой автотранспорта, если в нем была необходимость) и штрафов.

Кстати, зачастую штрафы взимаются не за каждые 24 часа, а начиная с какого-то «порогового» момента, и тогда их средний суточный размер можно вычислить, проанализировав статистику.

Простой судна возникает из-за издержек по дефициту груза $C_{деф.}$, которые могут рассматриваться в качестве расходов на содержание единицы флота в сутки.

При этом издержки управления определяются так:

$$E = C_{хр.} n_{ср.} + C_{деф.} P_0 ,$$

где $n_{ср.}$ – средний размер запаса,

P_0 – вероятность дефицита груза.

На местных перевозках НСМ вероятность возникновения дефицита очень мала, следовательно $P_0=0$ и выражение принимает вид:

$$E = C_{хр.} n_{ср.} .$$

Для стационарного состояния, когда $\lambda/\mu<1$, средний размер запаса равен:

$$n_{ср.} = \frac{\rho}{1-\rho} ,$$

средние издержки управления:

$$E = \frac{C_{хр} * \rho}{1-\rho} .$$

Значение ρ, минимизирующее издержки, получится из соотношения:

$$\frac{dE}{d\rho} = \frac{C_{хр.}}{1-\rho^2} = 0 .$$

Поскольку $\rho<1$, то искомое $\rho=1-\sqrt{C_{хр}}$.

Подробнее остановимся на коэффициенте загрузки ρ.

Стационарный режим функционирования СМО существует только когда $\rho\leq1$. Действительно, если $\rho>1$, то $\lambda>\mu$. Это значит, что интенсивность поступления заявок превышает интенсивность их обслуживания. Первое требование является условием стационарности. Его «физический смысл»: «скорость поступления работы» в систему не должна превышать «скорости ее выполнения» системой.

Коэффициент загрузки ρ в стационарном режиме можно интерпретировать как:

1) среднее значение той части единицы времени, в течение которой канал занят;

2) вероятность застать систему занятой при обращении к ней в случайный момент времени;

3) среднее число заявок в системе.

При известном λ находим μ, обеспечивающее бесперебойность подачи судов в порт, минимизирующее переменные издержки, $\mu=\lambda/\rho$. Далее целесообразно вычислить μ (суд./сут.), разделив полученную величину на грузоподъемность Q: $\mu^*=\mu/Q$, $\lambda^*=\lambda/Q$, где μ^* – интенсивность потока поступления судов, λ^* – интенсивность потока потребности в поступлении единиц флота.

Через определенное количество часов, равное среднему времени рейса $t_{ср.р}$, каждое транспортное средство возвращается в систему. Следовательно, искомое число судов рассчитывается по формуле $N_и=\mu^* t_{ср.р}$. В этой со-

вокупности флота присутствует резерв R, получаемый из соотношения:

$$N_p = (\mu^* - \lambda^*) t_{ср.р} .$$

Устойчивость S, %, расчетного режима работы N судов по обслуживанию заданного грузопотока, условно можно оценить так:

$$S = \frac{1 - t_{ср.ож}}{t_{ср.р}} * 100 ,$$

где $t_{ср.ож}=\lambda^*/(\mu^*(\mu^*-\lambda^*))$ – среднее время ожидания грузом судна.

В результате применения рассматриваемой модели получают необходимое количество судов N_c с устойчивостью S, обеспечивающих бесперебойный режим работы при минимальных издержках управления ресурсами.

Из приведенных формул видно, что, варьируя грузоподъемность, в состав флота можно включать самые различные единицы.

Особое внимание стоит уделить понятию «резервов судов».

Величина резерва N_p заложена в общей совокупности тоннажа N. Однако это не означает, что резерв судов постоянно простаивает в ожидании эксплуатации, поскольку имеет место случайный процесс, не исключающий форс-мажора. Вместе с тем по возможности целесообразно «доиспользовать» высвобождающийся (резервный) тоннаж на других «сверхплановых» перевозках, но только на коротком плече и так, чтобы после совершения непродолжительного рейса судно успело вернуться в порт для выполнения своих обязательств.

Наличие постоянного дополнительного грузопотока позволяет оценить возможности по его освоению с введением в строй резервного тоннажа.

Важно отметить, что только от руководства порта зависит принятие оптимального решения, полученного с помощью описанной модели.

Вместе с тем для большей аргументированности могут понадобиться дополнительные расчеты по приведенным формулам, но в обратном порядке. Например, оценивая полученное оптимальное значение количества тоннажа N как некоторый предел, стоит попытаться снизить его уровень, а именно – уменьшить величину N_c и вычислить μ^*, N_p, S, E. При этом очевидно, что устойчивость S сократится, а издержки E вырастут. Аналогичную процедуру можно выполнить с учетом уровня устойчивости S. Увеличивать N_c не имеет смысла, ведь тогда появятся издержки по привлечению дополнительных судов, что невыгодно, так как высок уровень устойчивости процесса, полученный по результатам определения количества флота, равного N_c [2]. И тогда сравнение расчетного варианта с оптимальным будет наглядным и обеспечит практическую реализацию результатов.

Применение моделей массового обслуживания для обеспечения устойчивого режима работы связано с некоторыми трудностями.

Во-первых, сложен процесс вычисления параметра потока обслуживания (ППО), не исключающий полную взаимозаменяемость судов.

Во-вторых, предполагается использование «натуральных» показателей.

Оперируя конкретным периодом ожидания и рассчитанным значением ППО, можно сначала установить величину параметра потока поступления тоннажа, а затем определить количество флота, в целом способного обеспечить выполнение регламента отходов по порту, и уточнить резервный потенциал.

В-третьих, для частных случаев эксплуатационной практики выделяют ряд особенностей:

1. Флот работает лишь в одном направлении и со значительными колебаниями времени обслуживания.

2. Поток поступления грузов не случаен.

Перевод системы в требуемое состояние производится посредством разных управляющих воздействий, отличающихся достигаемым экономическим эффектом с учетом принятых критериев (показателей качества управления). Среди различных вариантов, поиск которых называют оптимальным управлением (ОУ), как правило, существует один, который приводит к экстремальной величине определенного параметра, характеризующего эффективность деятельности при установленных ограничениях.

Принцип ОУ состоит в получении максимального результата при фиксированных (установленных) затратах либо в достижении минимальных расходов с заданным итогом.

Цель проведения процедуры – найти среди всех допустимых способов перевода системы в новое состояние и реализовать именно тот, который приближает к наилучшему, с точки зрения выгоды, значению показателя качества управления.

Соответственно при рассмотрении задачи ОУ в отношении работы флота речь может идти о переводе системы местных перевозок из исходного состояния в новое, то есть о выполнении запланированного объема доставки грузов с наименьшими эксплуатационными расходами.

Тогда математическая форма критерия перевода выглядит следующим образом:

$$\sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{m} C_{ij} x_{ij} \to \min(i = 1,2,.....n;\ j = 1,2,.....,m),$$

где C_{ij} – эксплуатационные расходы;

x_{ij} – параметр управления (например, расчетный период отправки грузов или объем транспортировки в тоннах);

i – тип судна;

j – направление (линия).

При этом параметром управления будет количество суток эксплуатации флота i-го типа на j-й линии перевозок.

Стоит отметить, что в общем случае производительность любой системы оценивается как отношение количества изготовленной продукции за определенный период времени к объему потребовавшихся для этого ресурсов. Следовательно, применительно к местному флоту нужно рассматривать его валовую производительность (ВП), ведь на эффективность эксплуатации существенно влияет именно этот параметр.

Нагрузка, скорость и время оценивают лишь одну из сторон использования транспортных судов и поэтому являются элементными показателями.

Между ними и первым параметром существует количественная связь: значение ВП равно произведению нагрузки по пробегу, технической скорости и коэффициента использования времени на движение с грузом:

1. Для тоннажа, ткм/тнж-сут.: $P' = p'_{пр.} U'_{г.} \tau'_{х.г.}$.

2. Для тяги, ткм/сило-сут.; $P = p_{пр.} U_{г.} \tau_{х.г.}$.

Скорость хода толкача зависит от мощности двигателя, технического состояния судовой силовой установки, количества перевозимого в составе груза, а также от состояния подводной части корпуса.

Вместе с тем судно не может и не должно эксплуатироваться все время при работе двигателей на полную мощность, так как это связано с их ускоренным износом и увеличенным расходом топлива. Поэтому на флоте устанавливают величину «технической скорости», соответствующую паспортному значению.

Под этим термином понимают скорость судна в нормальном техническом состоянии, на «спокойной воде», при

проектном режиме работы судовой энергетической установки на обычном топливе.

Зависимость ВП от технической скорости близка к линейной: чем больше первый показатель, тем выше второй, и наоборот. Соответственно предприятиям отрасли целесообразно поддерживать свой флот в надлежащем техническом состоянии, что позволит не только выполнять производственные задания, но и экономить эксплуатационные расходы [3].

Объективно существующую зависимость ВП от интенсивности обслуживания судов можно представить в виде коэффициента ходового времени с грузом. Очевидно, что повышение интенсивности обслуживания флота в пути и в портах будет приводить к сокращению длительности стоянки и (при прочих равных условиях) к эквивалентному увеличению ходового, в том числе с грузом, времени и, как следствие, к росту ВП.

При обслуживании тяги одной из важнейших задач является экономия источников энергии. Во многих странах этой теме уделяется особое внимание на уровне правительства. Реализуются стратегии, направленные на максимально эффективное использование природных топливно-энергетических ресурсов.

С учетом того что в себестоимости продукции водного транспорта доля энергоресурсов значительна и существенно влияет на ценообразование в отрасли, государство за счет введения жестких нормативов побуждает предприятия к экономии, а за несоблюдение потребителями лимитов на расходование нефтепродуктов предусматривает налог в размере 20% от стоимости превышенного объема.

Активизировать энергосбережение необходимо и в России, одновременно снижая энергоемкость продукции и пополняя государственный бюджет. Для этого на законодательном уровне целесообразно соответствующим образом заинтересовать бизнес-сообщество.

Среди основных направлений энергосбережения на водном транспорте можно выделить следующие: пополнение состава флота новыми судами; оптимизацию режимов работы судового оборудования при помощи АСУ и бортовых ЭВМ; внедрение передовых систем подготовки топлива и многофункциональных присадок к нему; применение необрастающих покрытий корпусов судов; использование на судах систем глубокой утилизации теплоты отходящих газов и нефтяных остатков; развитие речных перевозок несамоходным флотом в крупнотоннажных составах; применение дизелей с турбонаддувом; замещение нефтяного моторного топлива сжиженным природным газом.

Процесс совершенствования внутренних водных путей оказывает большое влияние на показатели использования флота (коэффициент задержек в пути, нагрузку, скорость хода) и, в первую очередь, на его ВП. Увеличение мощности и грузоподъемности до оптимальных размеров позволяет улучшить техническую оснащенность труда плавсостава и, как следствие, понизить штатные измерители на сило- или тоннаже-сутки.

С ростом мощности толкачей появится возможность проводки составов повышенной грузоподъемности (до 5 тыс. т), что составит дополнительно 1кВт/ч нагрузки. Кроме того, с увеличением мощности возрастет скорость движения судов и, следовательно, ВП работы флота.

Перечисленные меры должны позитивно сказаться на уровне производительности труда в сфере перевозок.

В данном контексте затронем еще одну важную тему – доставку грузов между разными получателями в рамках долгосрочного контракта. Ее отличительная особенность заключается в эксплуатации разнотипного флота на нескольких маршрутах, которые могут не иметь общих пунктов. При этом главной задачей является расчет нужного количества судов каждого вида и закрепление их за определенными (в процессе решения) схемами движения для исполнения плановых обязательств с максимальной эффективностью, то есть выявление необходимых ресурсов флота и их рациональное использование.

Например, возможно осуществить переброску груза с одной схемы на другую, чтобы более эффективно использовать грузоподъемность флота, тем самым обеспечить сокращение издержек.

С учетом упомянутого обстоятельства необходимо проводить округление результатов до целых чисел, означающих целое количество рейсов. Однако эта процедура, осуществляемая с целью достижения рационального использования материально-технических ресурсов (провозной способности флота), достаточно сложна.

Тем не менее для устранения указанного недостатка применим два типа переменных – целочисленные и непрерывные. Их сочетание позволяет избежать несовместимости при округлении. И предположим, что оптимальные схемы движения тоннажа уже известны.

Целочисленные переменные x_{ijk} – количество рейсов i-го типа судна с k-м грузом на j-й схеме.

Непрерывные переменные y_{ijk} характеризуют объем недоставленного k-го груза судном i-го типа на j-й схеме, а также период грузовой обработки.

Формализуем рассматриваемую задачу, введя ограничение по запасу времени для судна:

$$\forall i : \sum_j \sum_k t_{ij} x_{ijk} \leqslant T_i, \qquad (1)$$

где T_i – запас времени работы i-го типа судна; t_{ij} – продолжительность части рейса i-го типа судна на j-й схеме с k-м грузом.

Величину T_i можно заранее завысить, в частности, с учетом постановки под обработку по возможности сразу двух единиц флота. Лишние ресурсы можно определить по ходу решения.

$$\forall j: \sum_j \sum_k P_{ijk} x_{ijk} \leqslant Q_j + \sum_i \sum_k y_{ijk}, \qquad (2)$$

где Q_j – количество груза, которое должно быть перевезено по технологической схеме (линии).

Приведенное ограничение (2) означает, что по маршруту, пока его не закроют, можно доставлять такое количество груза, которое не в точности совпадает с запланированным значением.

$$\forall j: \sum_j \sum_k P_{ijk} x_{ijk} \leqslant Q_j + \sum_i \sum_k y_{ijk}, \qquad (3)$$

$$\forall k : \sum_i \sum_k P_{ijk} x_{ijk} \leqslant Q_k + \sum_i \sum_j y_{ijk}, \qquad (4)$$

где Q_k – количество заявленного к перевозке k-го груза.

Условие (3) предполагает возможность транспортировки k-го груза не в полном объеме (с малым отклонением), если по расчету окажется выгоднее не довезти груз, чем посылать в рейс недостаточно заполненное судно. А ограничение (4) не допускает подобной ситуации, то есть груз нужно обязательно доставить в намеченном объеме, и судно может быть недогруженным.

Выбор типа ограничения зависит от конкретной эксплуатационной ситуации.

$$\forall i, j, k : y_{ijk} \leqslant Q_{ijk}, \qquad (5)$$

где Q_{ijk} – возможная загрузка судна.

Условие (5) подразумевает, что количество недовезенного k-го груза судна i-го типа по j-й схеме не может быть больше, чем возможная загрузка.

$$i, j, k \in k_j : x_{ijk} - x_{ijk'} = 0 \ , \qquad (6)$$

где k_j – множество индексов грузов, закрепленных за j-й линией (на предварительном этапе оптимизации схем движения).

Ограничение (6) означает объединение в один рейс доставки разных грузов (например, в одном составе сразу и песок, и ОПГС, и ПГС) на данной линии.

Любое x_{ijk} соответствует количеству рейсов судна i-го типа на j-й линии.

$$Z = \sum_i \sum_j \sum_k \Pi_{ijk} x_{ijk} - \sum_i \sum_j \sum_k f_{ijk} y_{ijk} \to \max \ .$$

где Π_{ijk} – прибыль за рейс от перевозки k-го груза i-м типом судна по j-й схеме; f_{ijk} – удельная прибыль от перевозки 1 тонны k-го груза i-м типом судна по технологической схеме j.

Целевая функция носит условный характер, так как включает упущенную прибыль вследствие недозавоза груза. Однако сопоставимые показатели ее эффективности и ряд ограничений направляют алгоритм на максимально возможное заполнение судов, допуская перераспределение груза между получателями, вплоть до полного расформирования отдельных неэффективных схем.

Таким образом, при организации перевозки заданного грузопотока решение целесообразно осуществлять поэтапно, начиная с построения «отправных» маршрутов применительно к «усредненному» судну и далее, следуя «расстановочной» модели, позволяющей наилучшим образом использовать конкретные суда для получения максимальной прибыли от перевозок.

Особенностью предложенного авторами статьи метода является то, что по каждой линии (на всех ее участках) работает одно и то же количество тоннажа, но масса груза в тоннах может быть разной из-за различий в величине удельного погрузочного объема [4].

С учетом наблюдающихся колебаний экономических показателей, характерных для современных условий эксплуатации местного флота, на сохранение оптимальности однажды полученного решения в течение всего планового срока надеяться нельзя. Единственный способ преодоления этого препятствия – постоянное отслеживание складывающейся ситуации на управляемых объектах и выработка корректирующих воздействий.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА: **1.** Зюзин В.Л. Мостовой И.Ф. Федюшин В.М. Эксплуата-ционно-экономические обоснования на речном транспорте. Учебник. Изд. Ростовского Университета, 1994. – 192 с. **2.** Прокофьев В.А., Вепринская Т.А. Управление работой флота. М. 2007. – 121 с. **3.** Эглит Я.Я., Эглит К.Я., Прокофьев В.А. Управление транспортными системами. СПб: Феникс, 2004. – 424 с. **4.** Малышкин А.Г. Показатели оценки работы речного грузового флота. Нижний Новгород: ВГАВТ, 2012. – 40 с. **5.** Уртминцев Ю.Н. Эксплуатационные и экономические показатели использования транспортного флота. Н.Новгород: ВГАВТ, 2005. – 14с.

УЧРЕЖДЕНИЕ: Волжская государственная академия водного транспорта (ВГАВТ)

ТЕМА: Опыт разработки ледового паспорта танкера река–море плавания

АВТОР: В.А. ЛОБАНОВ, кандидат технических наук, доцент кафедры «Судовождение и безопасность судоходства»

В настоящее время под эгидой Международной морской организации (ИМО) разрабатывается Полярный кодекс. С его принятием будут узаконены общие нормы, требования, правила эксплуатации судов и обеспечения навигационной безопасности, а также охраны человеческой жизни и предотвращения загрязнения в северных акваториях, покрытых льдами.

Следует ожидать, что после утверждения документа начнется активная подготовка пакета национальных нормативов, регламентирующих ледовое плавание флота, в том числе в неарктических водах. Между тем первый шаг в этом направлении уже сделан: в декабре 2011 года Российский Морской Регистр Судоходства (РМРС) издал циркулярное письмо [7], в соответствии с которым поднадзорным ему отдельным категориям флота целесообразно иметь специальный документ – Свидетельство о допустимых условиях ледового плавания.

Рекомендательное наличие такой бумаги со временем может привести к ситуации с «добровольной обязательностью», когда отсутствие документа, вероятно, обернется неявно выраженными дискриминационными мерами при организации ледовых проводок. Поэтому уже сейчас заинтересованные и дальновидные судовладельцы подтверждают свои намерения обеспечить свидетельствами, по крайней мере, новые и имеющие ледовые категории единицы флота.

Стоит напомнить, что РМРС выдает рассматриваемый документ на основании заявки собственника после освидетельствования его судна. Данной процедуре должна предшествовать обязательная экспертная оценка ледовых качеств (ЛК), которую выполняет специальная уполномоченная структура. Кстати, в январе 2012 года ВГАВТ получила соответствующую аккредитацию. Результаты экспертизы, оформленные, например, в виде Ледового паспорта (ЛП) и согласованные главным управлением Классификационной организации, учитываются при составлении Свидетельства.

В идеальном случае экспертиза ЛК должна производиться на основе натурных испытаний флота, но, к сожалению, по целому ряду причин (как объективных, так и в большей степени субъективных) выполнение данного условия невозможно. Это объясняется нежеланием судовладельцев нести существенные дополнительные расходы, связанные, в том числе, с необходимостью планирования эксперимента и обеспечением требуемых ледовых условий, когда транспортное средство выводится из эксплуатации на определенный период и высока вероятность получения им в ходе исследования ледовых повреждений.

Другим источником сравнительно достоверной информации о ЛК судов принято считать модельный эксперимент, полномасштабную реализацию

которого могут обеспечить только НПО или КБ, оснащенные передовым оборудованием. Если учесть, что подобных учреждений совсем немного, то для большинства судовладельцев ситуация практически безвыходная. Таким образом, анализ ЛК чаще всего сводится к расчетам по фактическому состоянию флота, результаты которых признаются РМРС.

Как показал многолетний опыт работы ледовых экспертов ВГАВТ, известные полуаналитические или эмпирические методики имеют ограниченное применение.

Поэтому специалисты все более активно ставят численные эксперименты с помощью CAE-систем [1]. В общем случае получаемые таким образом решения являются оптимальными с точки зрения затрат судовладельца на проведение анализа ЛК флота и достоверности результатов.

В качестве примера следует напомнить о ЛП для построенного в 2011 году танкера пр. 19614, разработанном ВГАВТ, благодаря эффективному сочетанию указанных аналитических и численных методик. В настоящее время серия этих теплоходов, принадлежащих компании «ВФ Танкер», проходит процедуру получения Свидетельств на базе подготовленного волжскими учеными документа.

СТРУКТУРА ЛЕДОВОГО ПАСПОРТА И СВИДЕТЕЛЬСТВА

Опираясь на практику оценок ЛК судов, специалисты ВГАВТ разработали унифицированную форму ЛП. Приведенные ниже сведения, как правило, необходимы и достаточны для ледового штаба при планировании ледовых транспортных операций с участием конкретной единицы флота:

1. Технические характеристики судна.
2. Анализ ледовых условий, организации ледовых транспортных операций в районах плавания и обоснование расчетных режимов эксплуатации судна.
3. Достижимые режимы эксплуатации судна во льдах.
3.1. Ходкость.
3.2. Инерционные характеристики.
3.3. Поворотливость.
4. Допустимые режимы эксплуатации судна во льдах.
4.1. Допустимые скорости движения.
4.2. Допустимые условия самостоятельного плавания.
4.3. Безопасные дистанции при движении в караване.
4.4. Оценка надежности движительно-рулевого комплекса.
5. Выводы и общие рекомендации.
6. Термины и определения.

Свидетельство, вид которого (табл. 1) утвержден циркуляром РМРС [7], регламентирует только безопасные режимы, при этом акцент делается на условия самостоятельного ледового плавания и под проводкой ледокола. Однако достижимые режимы определяют также условия безопасной ледовой эксплуатации флота. С учетом данного обстоятельства эксперты ВГАВТ рекомендуют оперировать информацией из ЛК так, как показано в таблице, то есть использовать документ в качестве приложения к Свидетельству.

Форма свидетельства о допустимых условиях ледового плавания судна Таблица 1

СВИДЕТЕЛЬСТВО О ДОПУСТИМЫХ УСЛОВИЯХ ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ СУДНА ICE NAVIGATION SHIP CERTIFICATE			
Название судна / *Name of Ship*	**«Механик Антонов»** / *«Mekhanik Antonov»*	ИМО № / *IMO №*	**9598359**
Флаг / *Flag*	**Российская Федерация** / *Russian Federation*	Класс / *Class*	
Порт приписки / *Port of registry*	**Санкт-Петербург** / *Sankt-Petersburg*	Рег. № класса / *Class Id. №*	**100425**
Символ класса / *Class rotation*	**KM(*) Ice1 R2-RSN AUT3 VCS oil tanker (ESP)**		
Настоящим подтверждается, что: / *This is to certify that:* 1. Указанное выше судно может совершать самостоятельное плавание во льдах со следующими характеристиками и при выполнении указанных ниже мер: В сплоченных (сильносплоченных) льдах в соответствии с ограничениями, приведенными в п. 4.2. Ледового паспорта; в разреженных мелкобитых льдах в соответствии с ограничениями, приведенными в п. 4.1. Ледового паспорта / *Ship mentioned above may navigate in the following ice condition subject for compliance with the additional measures described: In close pack ice (very close pack ice) in accordance with the limitations driven to p. 4.2. Ice passport;In open pack ice cake in accordance with the limitations driven to p. 4.1. Ice passport*			
2. Указанное выше судно может совершать плавание под проводкой ледокола во льдах со следующими характеристиками и при выполнении указанных ниже мер: При обеспечении достижимой скорости не менее 1,0 м/с в соответствии с п. 3.1. и при ограничениях, приведенных в п. 4.1., 4.3. Ледового паспорта / *At ensuring of attainable speed no less than a 1,0 m/s in accordance with p. 3.1. and at the limitations driven to p. 4.1., 4.3. Ice passport*			
3. Корпус, главные двигатели, движители и рулевое устройство судна освидетельствованы и найдены в состоянии, учтенном в расчетах его ледовых характеристик (качеств) / *Hull, main Engines, Propellers and steering Gear of the Ship have been surveyed and found in condition accounted in the calculation of her ice characteristics (performances)*			
Настоящее свидетельство действительно до / *This Certificate is valid until*			
Выдано в / *Issued at*			
	Место выдачи Свидетельства / Place of issue of Certificate		Дата выдачи / Date of issue
Российский Морской Регистр Судоходства / Russian maritime Register of Shipping			
		Подпись / Signature	ФИО / Name
МП / LS	№		

ДОСТИЖИМЫЕ РЕЖИМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Танкер пр. 19614 относится к ледовой категории «Ice-1» РМРС, которая позволяет ему самостоятельное плавание в дрейфующих мелкобитых льдах или в канале, проложенном в сплошном льду, при наличии ледокольного сопровождения.

Хотя теплоход эксплуатируется на внутренних водных путях России и в прибрежном плавании уже более 10 лет, до сих пор отсутствует какая-либо информация о его ЛК, полученная в натурных условиях. Разумеется, за прототип можно принять судно пр. 630 типа «Волгонефть», однако имеющиеся у экспертов сведения, к сожалению, нерепрезентативны.

Согласно требованиям ЛП анализ достижимых режимов работы в разрешенных льдах заключается в оценках ходкости, поворотливости и инерционных характеристик флота. Первоначальные расчеты по нормативным методикам [3] ледовой ходкости в канале показали явно заниженный результат. По мнению экспертов, мощность главных двигателей и характеристики движителей должны были бы обеспечить большую ледопроходимость танкера в мелкобитых льдах канала. Чтобы устранить разногласия, специалисты создали конечно-элементную модель и рассчитали несколько контрольных вариантов прохождения судна по акватории (рис. 1).

Исходные условия движения назначались произвольно. По результатам численного эксперимента для каждого варианта строилась временная кривая скорости хода танкера. Вычисление прекращалось с наступлением ее относительной стабилизации. На рис. 2 проиллюстрирован вариант моделирования прохождения единицы флота в канале, заполненном сильносплоченными (9-10 баллов) мелкобитыми льдами толщиной 0,5 м.

Как видно из рис. 2, в анализируемых ледовых условиях танкер тяготеет к прямолинейному движению при скорости около 0,5 м/с (кривая 2), при этом источник [3] прогнозирует его «заклинивание» уже в 40-сантиметровом льду с аналогичными морфометрическими характеристиками.

Следовательно, численный эксперимент подтвердил предположения экспертов. Корректировка расчетных зависимостей методики [3] на основе конечно-элементного моделирования позволила получить кривые ледовой ходкости, включенные в состав ЛП судна.

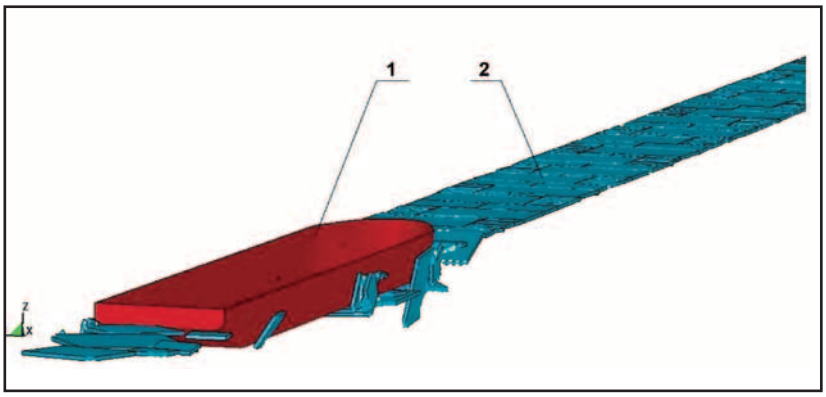


Рис. 1. Пример модели, реализующей численный эксперимент по оценке ледовой ходкости танкера пр. 19614: 1 – судно; 2 – ледовый канал

В качестве примера на рис. 3 приведена серия таких кривых для канала, заполненного зимними льдами.

Стоит отметить, что на данный момент поворотливость флота в мелкобитых льдах изучена недостаточно. Существующие полуаналитические принципы ее оценки, основанные на интегральных методах определения корпусных ледовых нагрузок, в отношении танкера пр. 19614 дали неприемлемый результат [8].

Это можно попытаться объяснить только наличием у рассматриваемого теплохода довольно протяженной цилиндрической вставки, занимающей более 70% его расчетной длины.

Применение численных экспериментов в процессе уточнения поворотливости затруднено слишком большой ресурсоемкостью поставленной задачи. Поэтому требуется моделирование сравнительно масштабных по площади акваторий (рис. 4), что многократно увеличивает сроки проработки варианта и формулирование адекватных выводов.

В таблице 2 приведены ориентировочные оценки поворотливости танкера во льдах, полученные автором статьи и коллегами с помощью вычислительной системы ВГАВТ.

Располагать данными об инерционных характеристиках танкера очень важно, когда необходимо обеспечить его безопасность плавания в составе ледового каравана.

К наиболее ценным сведениям, включаемым в ЛП, следует отнести величины разгона и торможения судна. Эти параметры можно определить посредством численного решения

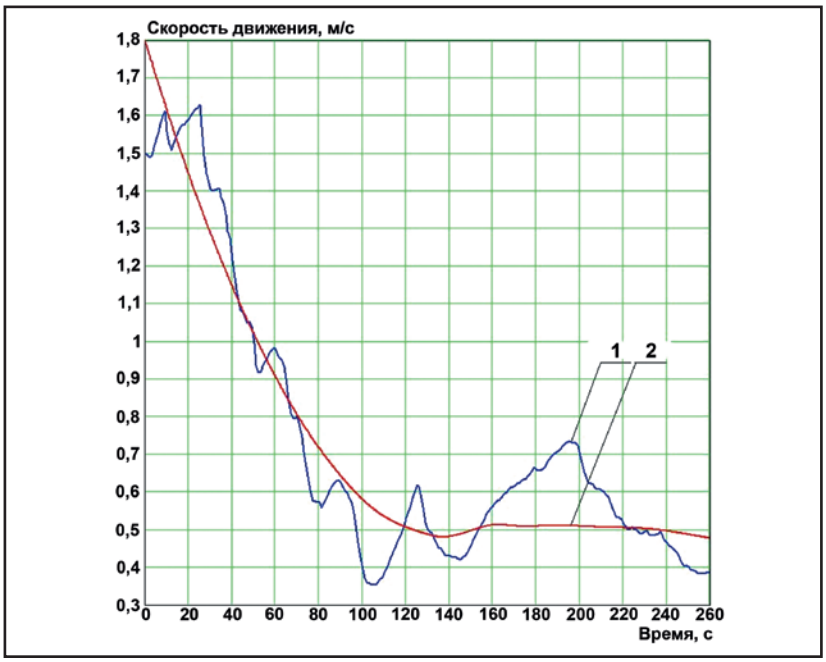


Рис. 2. Временная кривая скорости хода танкера пр. 19614 в ледовом канале: 1 – расчетная кривая скорости; 2 – сглаженные значения скорости

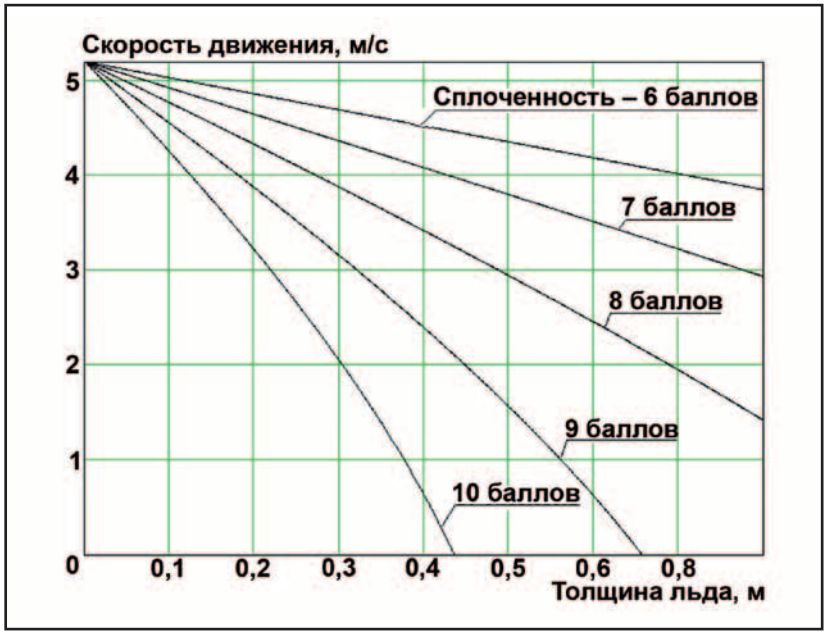


Рис. 3. Достижимая скорость движения танкера пр. 19614 в канале, заполненном мелкобитыми неразрушенными зимними льдами

дифференциального уравнения преодоления теплоходом битых льдов:

$$M_s \frac{d_2 S(t)}{dt^2} = \pm T_p \left(\frac{dS(t)}{dt} \right) - R_w \left(\frac{dS(t)}{dt} \right) - R_i \left(\frac{dS(t)}{dt} \right), \quad (1)$$

где M_s – масса судна с присоединенными массами воды (с учетом влияния льдов);

S(t) – путь, пройденный судном, как функция времени;

T_p – тяга движителей как функция скорости (упор на швартовах заднего хода);

K_w – гидродинамическое сопротивление судна как функция скорости;

R_i – чистое ледовое сопротивление судна как функция скорости.

Тяговые и гидродинамические характеристики, входящие в зависимость (1), определялись по известным формулам [8], а кривые ледового сопротивления были получены на основе источника [3] и откорректированы по результатам численного моделирования.

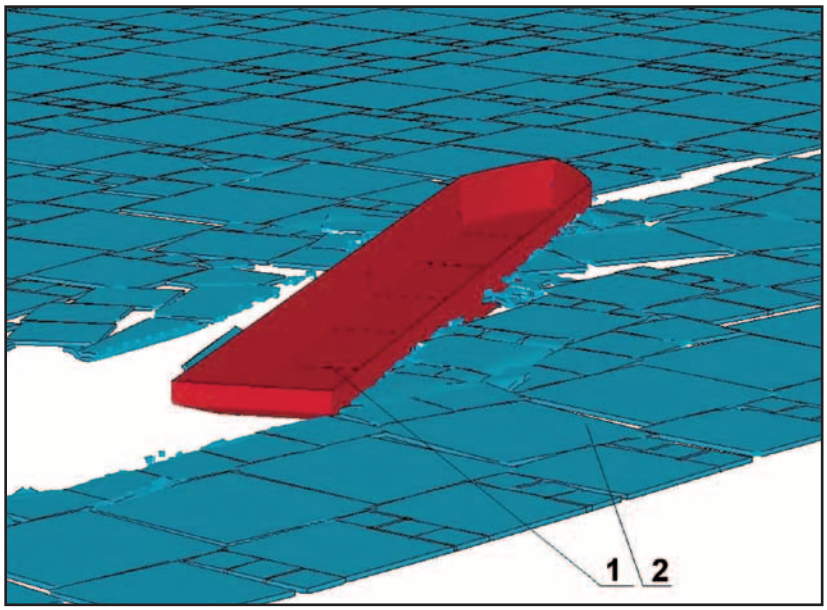


Рис. 4. Пример модели, реализующей численный эксперимент по оценке ледовой поворотливости танкера пр. 19614: 1 – судно; 2 – ледяное поле

В таблицах 3 и 4 показаны примеры расчетных инерционных характеристик судна для некоторых условий.

ДОПУСТИМЫЕ РЕЖИМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Именно они определяют факторы эффективной работы судна во льдах. Главными из них являются: разрешенные условия самостоятельного плавания, безопасные величины скорости движения и дистанции в составе каравана.

Попытки реализовать конечно-элементную модель удара исследуемой единицы флота о лед оказались безуспешными из-за того, что адекватность модели в принципе может быть достигнута только при высокой степени детализации и дискретизации большого количества корпусных конструкций (в идеальном случае – всего корпуса). И, к сожалению, на данном этапе экспертам ВГАВТ (с учетом возможностей вычислительной системы) пока не удалось приблизиться к решению поставленной задачи.

Таким образом, автор статьи с коллегами в качестве базовых методик при нормировании безопасных скоростей движения в ЛП использовали источники [3, 6] и сопоставляли результаты с имеющимися данными натурных ледовых испытаний судов [6, 9]. В частности, для обеспечения безопасности плавания танкера в канале можно рекомендовать соблюдение режимов движения, показанных на рис. 5.

Определение безопасных границ самостоятельного плавания сводится к вычислению допустимых ледовых сжатий. Для этого ученые смоделировали одно бортовое перекрытие цилиндрической вставки судна с жестко закрепленными узлами по периметру конструкции (рис. 6), затем с некоторым шагом по толщине проанализировали воздействие льдов в пределах установленной ледовой категории для нескольких значений прочности льда.

Расчетные деформации сравнивались с их нормативными величинами по правилам РМРС [5]. В итоге сформировалась серия сочетаний «толщина – прочность льда», которые находятся вблизи границы допустимых условий самостоятельного плавания. Статистическая обработка этого набора точек позволила построить кривую, принятую за границу допустимых сочетаний толщины и прочности льда (рис. 7).

В качестве безопасной дистанции до впереди идущего судна в караване эксперты ВГАВТ рекомендуют принимать цифру, равную 1,5-кратной

Таблица 2

Характеристики поворотливости танкера пр. 19614 в неразрушенных зимних сильносплоченных мелкобитых льдах

Толщина льда, м	Угол перекладки руля, град.	Диаметр циркуляции по ЦТ (размер акватории), м	Линейная скорость по ЦТ, м/с	Угловая скорость, $с^{-1}$	Угол дрейфа по ЦТ, град.	Время разворота на обратный курс, мин.
«Циркуляция»						
0,20	25	440	2,1	0,0095	15,0	5,5
0,35	25	700	1,0	0,0029	11,0	18,1
0,50	25	860	0,52	0,0012	8,0	43,3
Разворот способом «Звезда»						
0,20	0 – 25	300				10,0
0,35	0 – 25	300				25,0
0,50	0 – 25	300				36,0

Таблица 3

Характеристики разгона танкера пр. 19614 до достижимой скорости в канале, заполненном мелкобитыми неразрушенными зимними льдами, при начальной скорости движения 1,3 м/с («Самый малый ход»)

Толщина льда, м	Путь, м / время, мин., разгона при сплоченности льда, баллы				
	6	7	8	9	10
0,1	1541/6,55	1456/6,34	1335/6,03	1171/5,58	958/4,96
0,2	1419/6,25	1258/5,83	1034/5,19	743/4,27	394/2,9
0,3	1303/5,95	1073/5,32	764/4,35	388/2,88	<
0,4	1192/5,66	901/4,8	528/3,49	111/1,22	–
0,5	1086/5,36	743/4,29	324/2,58	<	–
0,6	985/5,07	598/3,77	154/1,56	–	–
0,7	889/4,78	466/3,25	<	–	–
0,8	798/4,49	348/2,71	<	–	–

Таблица 4

Тормозные характеристики танкера пр. 19614 в канале, заполненном мелкобитыми неразрушенными зимними льдами, при начальной скорости движения 3,9 м/с («Средний ход»)

Толщина льда, м	Путь, м / время, мин., разгона при сплоченности льда, баллы				
	6	7	8	9	10
0,1	295/2,74	291/2,72	285/2,68	276/2,62	260/2,53
0,2	290/2,71	282/2,66	267/2,57	241/2,4	189/2,06
0,3	285/2,68	270/2,59	243/2,43	188/2,05	59/0,99
0,4	279/2,65	257/2,52	213/2,23	111/1,47	–
0,5	272/2,61	242/2,42	175/1,97	14/0,43	–
0,6	265/2,57	225/2,31	127/1,61	–	–
0,7	258/2,53	205/2,18	69/1,11	–	–
0,8	250/2,48	181/2,02	13/0,4	–	–

Примечание. Символ «–» означает невозможность самостоятельного движения судна в данных ледовых условиях. Символ «<» подразумевает, что заданная начальная скорость теплохода превосходит расчетное достижимое значение. Вычисленные параметры разгона получены из условия наступления момента времени 98% уровня достижимой скорости.

протяженности тормозного пути для конкретных ледовых условий и режима движения танкера, превышающую его габаритную длину. Графическое представление одного из вариантов расчета показано на рис. 8. В любом случае, если капитан ледокола, обеспечивающего проводку, сочтет обоснованно необходимым изменить дистанции между судами в караване, следует руководствоваться его указаниями.

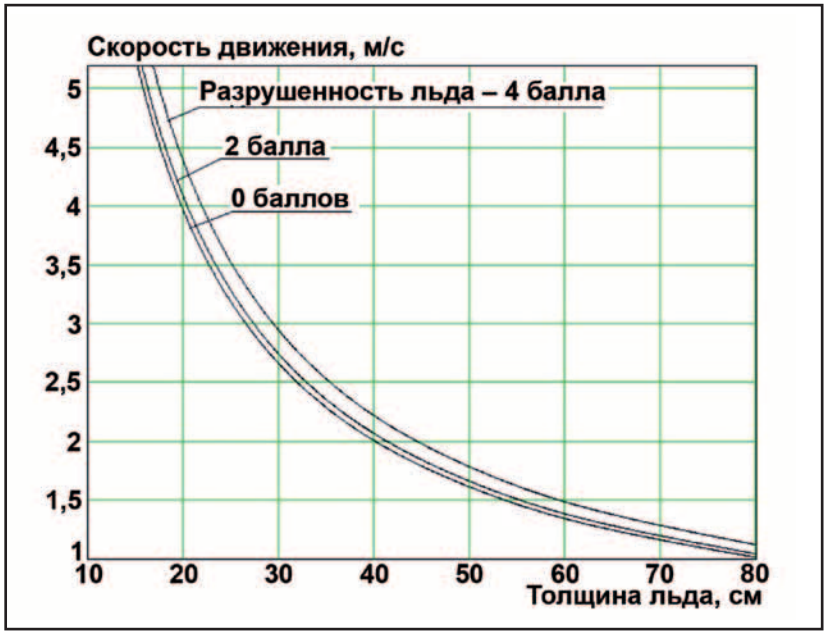


Рис. 5. Допустимая скорость движения танкера пр. 19614 при плавании в канале

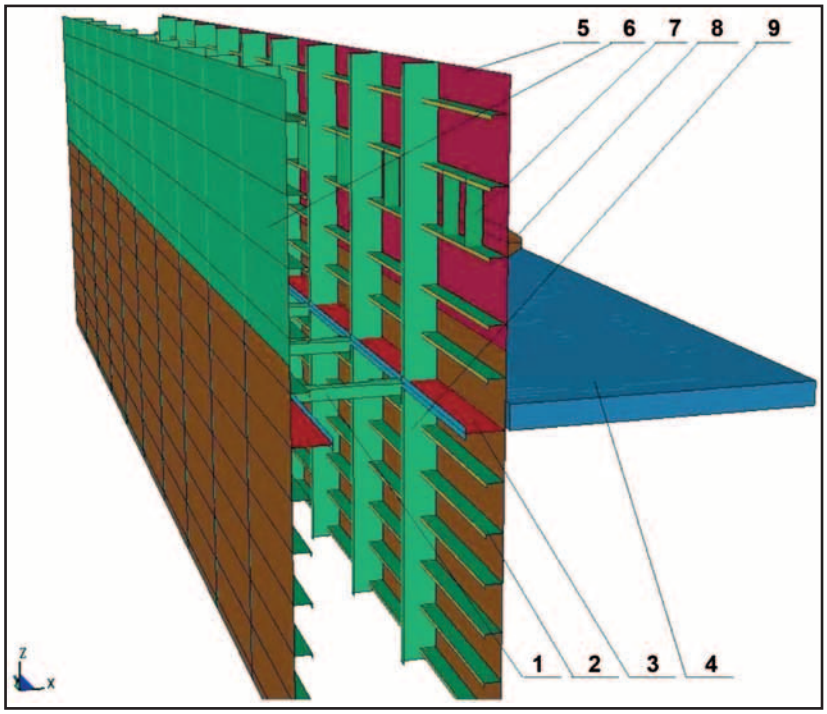


Рис. 6. Модель бортового перекрытия цилиндрической вставки танкера пр. 19614: 1 – междубортная распорка; 2 – продольное ребро жесткости; 3 – бортовой стрингер; 4 – ледяное поле; 5 – обшивка наружного борта; 6 – обшивка внутреннего борта; 7 – дополнительное ребро жесткости; 8 – привальный брус; 9 – рамный шпангоут

По результатам оценки ледовой прочности основных элементов движительно-рулевого комплекса (лопасти гребного винта, валопровод и перо руля) специалисты выполнили проверку его надежности. Расчеты [2] показали, что для режима «фрезерования» льда в границах установленной ледовой категории судна винт обладает большим запасом прочности. Численное моделирование подтвердило безопасность его эксплуатации в данном режиме даже в предельных льдах рассмотренных районов плавания и экстремальных условиях работы.

Иллюстрация примера реализации одного из вариантов подобного исследования приведена на рис. 9. При этом моделировался начальный этап экстренного торможения судна (ППХ – ЗПХ) при условии попадания в винт прочного зимнего льда толщиной 1 м.

Как видно, повреждения вряд ли можно признать значимыми. Количественный график напряжений в лопастях подтверждает такой вывод (рис. 10).

Анализ кривых показывает, что на наиболее нагруженном участке контактной кромки лопасти напряжения не превосходят даже статического предела текучести материала винта (510 МПа).

По результатам численного моделирования опасность для винта представляет другой режим – «вдавливание» плоскости лопасти в лед. Вероятность подобной ситуации довольно высока. Она может возникнуть, например, при навале кормы судна на кромку канала при застопоренном винте. Этот случай рассмотрен на рис. 11.

На основе данных рис. 11 можно сделать вывод, что в реальном диапазоне рабочих толщин зимнего неразрушенного льда при навале неработающего винта на припайный лед его лопасти получат разрушения кромок, несовместимые с дальнейшей эксплуатацией движителя. Абсолютную безопасность винта конечно-элементное моделирование прогнозирует только для сильно разрушенных льдов (4-5 баллов) толщиной не более 0,2 м.

Приложение методики [2] в отношении валопровода выявило факт занижения диаметра кормовой оконечности гребного вала. Кстати, правила РМРС [4] специально не регламентируют эту величину для судов ледовой категории «Ice-1». Тем не менее, применительно к ледовым условиям районов эксплуатации танкера альтернативные требования следует признать корректными.

Оценки по методике [3] прочности пера руля показали ее существенный запас, превышающий уровень, установленный для ледовой категории «Ice-2».

Вместе с тем в графических и табличных данных, а также рекомендациях, включенных в состав ЛП, прочность льда рассматривается в качестве одного из важнейших факторов.

В данном контексте необходимо сделать следующее принципиальное замечание.

Согласно принятой классификации характеристик ледяного покрова, его прочность по стадиям таяния описывается разрушенностью (относительной прочностью). Однако такой параметр в большей степени является качественным ледовым аргументом, нежели количественным.

Его оценки производятся визуально по внешним признакам состояния льда (определяющую роль здесь играет опыт исполнителя). По этой причине разрушенность нельзя признать объективной мерой прочности льда. Следовательно, принимать окончательное решение о выборе допустимого режима эксплуатации (и особенно – о самостоятельном плавании во льдах) с учетом кривых безопасных условий необходимо только на основе достоверной информации. А при ее отсутствии фактический лед следует считать «зимним» (с нулевой разрушенностью).

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

По результатам разработки ЛП судна пр. 19614 экспертами ВГАВТ можно сделать следующие общие выводы и дать некоторые рекомендации:

1. Расчетные ледовые качества танкера подтверждают, что в рамках установленной ледовой категории с достаточным запасом обеспечено выполнение действующих требований.

2. «Предельными» по ледопроходимости для флота являются мелкобитые сильносплоченные льды толщиной 0,5 м. При этом его расчетная ледовая категория близка к уровню «Ice-2».

3. Ледовые условия районов эксплуатации теплохода (Балтийское, Азовское и Каспийское моря) не допускают его плавания без ледокольного сопровождения или контроля на протяжении значительного периода времени.

4. В мелкобитых льдах толщиной до 0,5 м танкер допустимо использовать в качестве «судна-лидера» в составе каравана.

5. При вероятности подвижек сплоченных и сильносплоченных льдов не рекомендуется самостоятельное преодоление судном морских участков с толщиной льда более 0,25 м.

6. Поворотливость флота в предельных льдах стоит признать неудовлетворительной.

7. В предельных льдах не рекомендуется осуществлять разворот или крутой поворот судна (на угол более 45^0). При необходимости такого маневра его следует выполнять способом «Звезда», минимизируя количество заходов кормой в лед.

8. Во избежание заклиниваний теплохода, а также с целью уменьшения ледовых нагрузок, провоцирующих образование гофрировок на оконечностях корпуса, в предельных льдах следует избегать продолжительных перекладок рулей на угол больше 25^0.

9. Эффективность экстренного торможения танкера во льдах может быть повышена с помощью перекладки рулей «на борт».

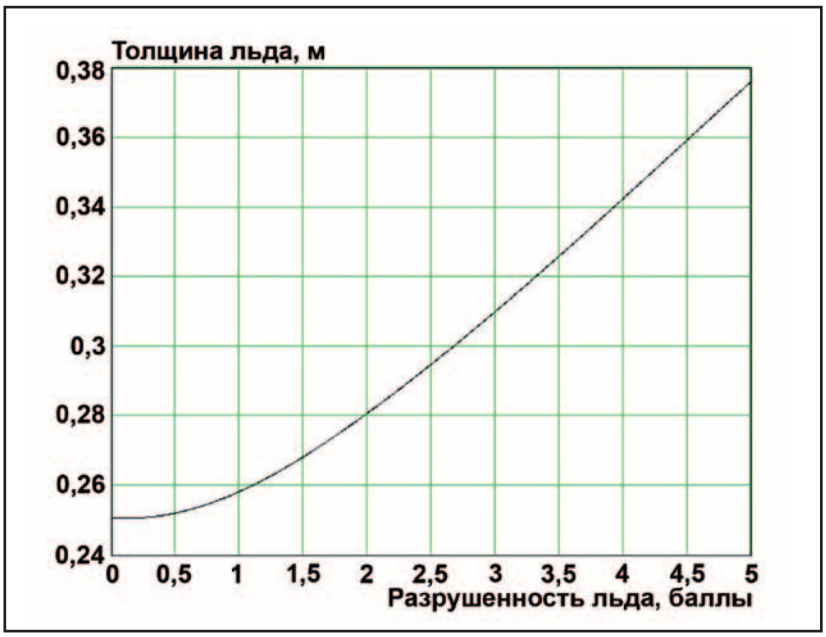


Рис. 7. Безопасная толщина льда для танкера пр. 19614 при возможных ледовых сжатиях

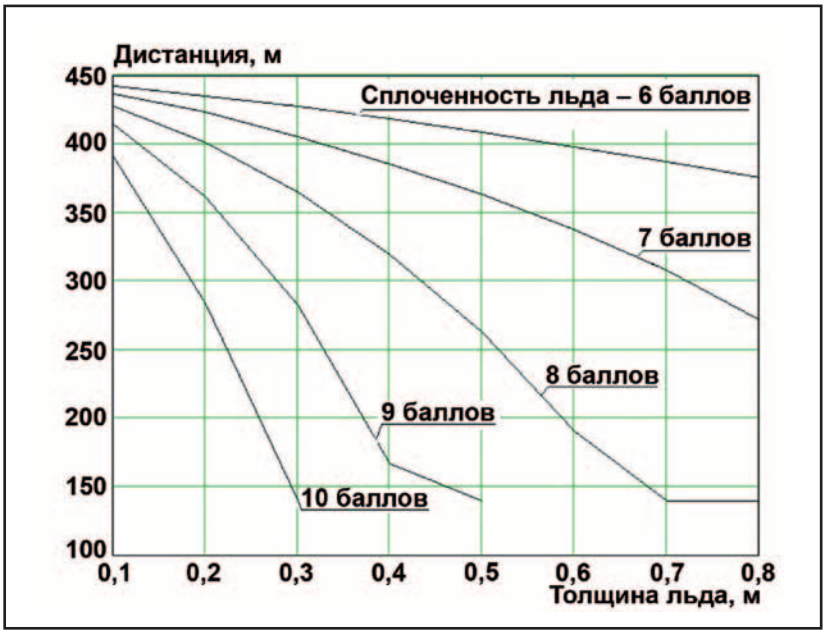


Рис. 8. Безопасная дистанция до впереди идущего судна в канале, заполненном мелкобитыми неразрушенными льдами, при скорости движения танкера пр. 19614 3,9 м/с («Средний ход»)

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:
1. Hallquist J.O. LS-DYNA 950. Theoretical Manual. Livermore Software Technology Corporation. LSTC Report 1018. Rev. 2. USA, 2001. – p 498. **2.** Инструкция. Требования к расчету и проектированию открытых гребных винтов и валопроводов судов ледового плавания. РД 212.0147-87. Руководящий документ по стандартизации, группа Т50. Утвержден и введен в действие МРФ РСФСР 27.11.1987 г. – Л.: Транспорт, 1989. – 52 с. **3.** Инструкция. Требования к транспортным судам, предназначенным для эксплуатации в ледовых условиях и при отрицательных температурах воздуха. РД 212.0148-87. Руководящий документ по стандартизации, группа Т50. Утвержден и введен в действие МРФ РСФСР 27.11.1987 г. – Л.: Транспорт, 1989. – 20 с. **4.** Правила классификации и постройки морских судов. Т. 2. – СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2008. – 690 с. **5.** Правила классификационных освиде-

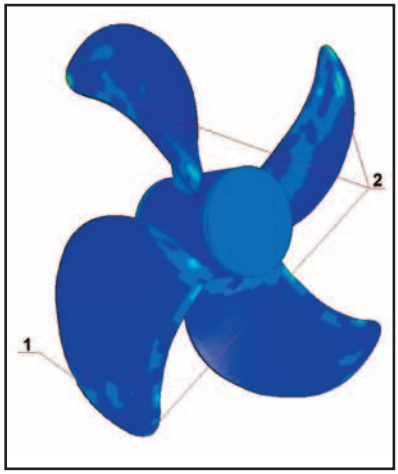


Рис. 9. Качественная картина повреждений винта танкера пр. 19614, полученных в результате «фрезерования» зимнего неразрушенного льда толщиной 1 м: 1 – эрозия кромки лопасти; 2 – смятие кромки лопасти

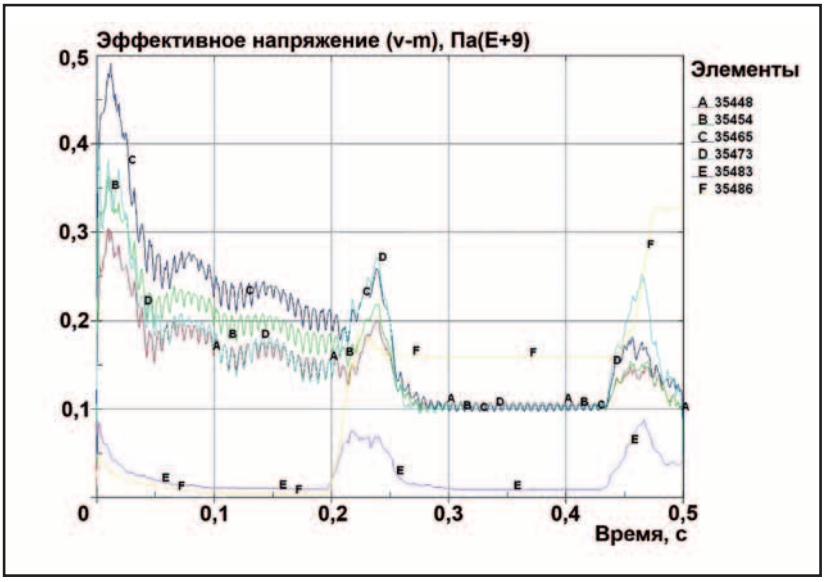


Рис. 10. Временная зависимость напряжений в элементах контактной кромки лопасти винта танкера пр. 19614 при «фрезеровании» зимнего неразрушенного льда толщиной 1 м

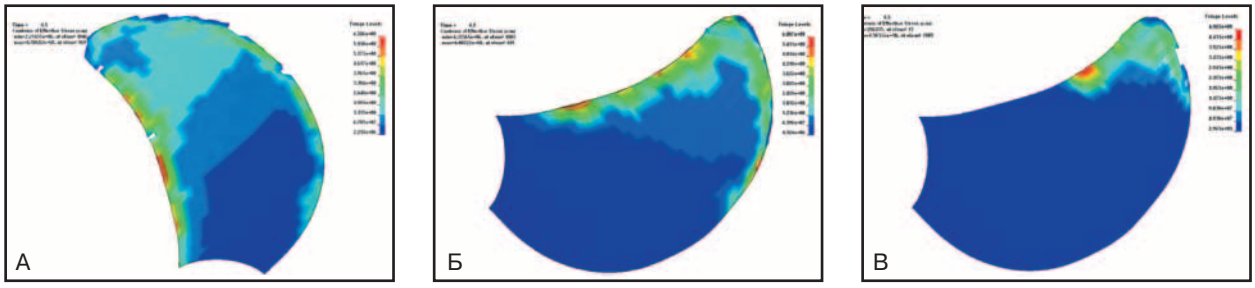


Рис. 11. Качественная картина повреждений лопасти винта танкера пр. 19614, полученных в результате ее «вдавливания» в зимний неразрушенный лед: А – толщина льда 1 м; Б – толщина льда 0,4 м; В – толщина льда 0,2 м

тельствований судов в эксплуатации. НД № 2-020101-012. – СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2012. – 343 с. **6.** Разработать требования к транспортным судам для обеспечения их работы в ледовых условиях и при устойчивых отрицательных температурах воздуха. (Дополнение к заключительному отчету). Отчет о научно-исследовательской работе по теме №XV-2.2 (XII-5.6)/77-396. Научный рук. – Малый П.А. – Л.: ЛИВТ, 1982. – 94 с. **7.** Свидетельство о допустимых условиях ледового плавания. Циркулярное письмо главного управления Российского Морского Регистра Судоходства от 19 декабря 2011 г. № 314-2.2-547ц. **8.** Тронин В.А. Повышение безопасности и эффективности ледового плавания судов на внутренних водных путях: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: специальность 05.22.16 – Судовождение / Горький, 1990. – 414 с. **9.** Эксплуатационно-технические испытания транспортных и ледокольных судов в ледовых условиях с разработкой предложений, обеспечивающих их круглогодовую эксплуатацию. Отчет о научно-исследовательской работе по теме №XV-3.2/794147. Научные рук. – Тронин В.А., Богданов Б.В. – Горький.: ГИИВТ, 1981. – 262 с.

УЧРЕЖДЕНИЕ: **Одесский национальный морской университет (ОНМУ)**

ТЕМА: **Оценка живучести судовых технических систем в процессе их эксплуатации**

АВТОРЫ: **В.В. ВЫЧУЖАНИН, доктор технических наук, профессор; В.Д. БОЙКО, старший преподаватель**

Весь спектр существующих в настоящее время судовых технических систем (СТС) можно классифицировать [1, 2] по относительному разнообразию используемого оборудования (в зависимости от типа флота); анализируемых показателей живучести; степени износа элементов, работающих в составе одного комплекса; динамического характера изменения компонентов и их характеристик при оценке живучести (ОЖ).

Живучесть СТС так или иначе будет обеспечена [3, 4], если еще на стадии проектирования реализовывать определенные конструктивные решения, а в процессе эксплуатации – организационно-технические мероприятия. При этом достаточным условием получения положительного результата отнюдь не является только соблюдение нормативных требований при проектировании и строительстве флота.

Главное, что необходимо сделать в соответствии с методикой ОЖ СТС для их эффективной эксплуатации, прогнозирования и борьбы с аварийными ситуациями, – определить, как каждый элемент в отдельности влияет на уязвимости и риски систем в целом, выделив его структурные и функциональные аспекты.

Анализ литературных источников [5, 6] показал, что динамизм технической системы обусловливает разработку методики на основе модульного характера модели ОЖ, которая учитывает изменения в реальной структуре СТС.

Между тем авторы статьи особое внимание уделяют принципу ОЖ систем, с точки зрения порядка ее построения, и достоверно определяют нужные параметры.

В ходе исследований [7-9] были рассмотрены подходы к оценке и управлению свойством живучести систем, основанные на формировании соответствующих логико-вероятностных моделей с использованием вероятностных и детерминированных показателей. В частности, в работе [9] предложены подходы, применимые для ассоциативных, ассоциативно-структурных и структурных систем в зависимости от их связности. Однако в них не придается должного значения весомости существующих взаимодействий. А в труде [8] указанный пробел устранен, хотя методика и не подразумевает оценку степени способности системы в целом функционировать после повреждающих воздействий на ее элементы.

Принцип, описанный в [7] и направленный на ОЖ систем в аспекте ее функциональности и учета иерархических взаимосвязей, тоже не лишен недостатков: структурный фактор живучести представлен только одним видом взаимодействия, не учитывающим его значимость.

Напрашивается вывод: в теории живучести СТС не обозначен устоявшийся методологический подход, позволяющий решать задачи по разработке моделей ОЖ подобных систем с точки зрения их структурной уязвимости и функциональности, с учетом значимости существующих в системе взаимосвязей.

Поэтому авторы статьи решили разработать методику ОЖ СТС при их эксплуатации. В ее основе лежит построение модели системы в виде ориентированного модульного графа, где каждый элемент (деталь, узел, механизм, устройство, комплекс) принимается за отдельный узел.

Принцип взаимодействия элементов системы оценки и обеспечения живучести представляет собой графоаналитическую, модульно-ориентированную базу данных, где составные части объединены функционально-структурными связями.

В рамках рассматриваемого подхода все уровни отдельных, относительно автономных системных единиц-сущностей выступают в качестве модулей. В зависимости от уровня точности имитационного моделирования один из них может быть как отдельным элементом, так и целой системой, явно или неявно объединяющей компоненты. Структурные параметры модуля характеризуют и связь, и аспекты его взаимодействия с другими модулями в иерархии системы, его воздействие на СТС в целом.

Для каждого элемента свойственны следующие структурные особенности:

– вектор исходящих связей;

– вектор входящих связей;

– место в иерархии системы;

– критичность.

Вектор исходящих (входящих) связей является ассоциативным массивом, содержащим дескрипторы элементов, связанных с оперируемым элементом исходящими (входящими) связями, и соответствующие им веса.

Место элемента в иерархии представлено числовым значением, отображающим его положение на одном из уровней.

Критичность элемента (K) – числовая величина, показывающая его значимость для СТС. Данный параметр изменяется в диапазоне от 0 до 1 и определяется с помощью экспертной оценки либо на основе статистических данных. Он отражает вероятность влияния неисправности рассматриваемого модуля на выход из строя всей системы. Для i-го объекта K оценивается как вероятность перехода системы в неисправное состояние при условии, что элемент i вышел из строя. Состояние элемента относится к функциональным характеристикам модуля.

Индивидуальные характеристики элемента:

– дескриптор D, идентифицирующий в рамках системы;

– состояние S, представленное в виде вектора состояний $S_0, \ldots, S_n$;

– оценка вероятности смены состояния в ближайший интервал времени $\Delta t(P_0, \ldots, P_1)$;

– срок эксплуатации T;

– время последнего тестирования на работоспособность T_l;

– оценка работоспособности $F_0, \ldots, F_n$ для каждого из состояний $S_0, \ldots, S_n$ соответственно;

– вектор оценки ресурса восстановления C из текущего состояния до исправного.

Основными функциональными параметрами модуля являются его вектор состояний и работоспособность. Первая величина отражает общее состояние модуля, вторая – степень готовности к выполнению задачи.

Вектор состояний элемента $S_0, \ldots, S_n$ характеризует элемент n состояниями, каждое из которых отражает эволюцию его исправности. За S_0 (n=0) принимается абсолютно исправное состояние элемента, S_n (n=1) – состояние неисправности элемента. Набор состояний S_i для i 1, … n отражает переход элемента к менее исправным состояниям.

Функциональная угроза системы тесно связана с работоспособностью, оценка которой является качественной характеристикой. В общем случае для всей системы (F) она показывает вероятность выполнения ею поставленной задачи за требуемое время Δt:

$$F_i = \frac{P_1^t}{P_0^t} = \frac{P(S_i \mid \Delta t)}{P(S_0 \mid \Delta t)} .$$

Оценка работоспособности отражает функциональный аспект живучести системы и поэтому, как правило, совпадает с ее ОЖ:

– >0,67 – удовлетворительная работоспособность системы с относительно большой вероятностью справиться с поставленной задачей;

– 0,67-0,33 – система ограниченно работоспособна и способна решать поставленные задачи, однако с пропорционально меньшей вероятностью успеха;

– <0,33 система неработоспособна и не может решить поставленные задачи.

Оценка работоспособности элемента F для n возможных его состояний в общем случае выражает вероятность выполнения им поставленной задачи за требуемое время Δt:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_1 = \dfrac{P_1^t}{P_0^t} = \dfrac{P(S_1 \mid \Delta t)}{P(S_0 \mid \Delta t)} \\ F_2 = \dfrac{P_2^t}{P_0^t} = \dfrac{P(S_2 \mid \Delta t)}{P(S_0 \mid \Delta t)} \\ \quad \ldots \\ F_n = \dfrac{P_n^t}{P_0^t} = \dfrac{P(S_n \mid \Delta t)}{P(S_0 \mid \Delta t)} \end{array} \right\} .$$

Оценка работоспособности элемента системы также может быть получена на основе экспертного заключения,

отражающего отношение вероятности выполнения целевой работы в состоянии S_0 к вероятности выполнения работы в S_i.

Ожидаемая работоспособность за время Δt оценивается математическим ожиданием работоспособности элемента и вычисляется по формуле:

$$F_{\Sigma} = \sum_{i=0}^{n} f_i P_i \quad ,$$

где f_i – работоспособность элемента в состоянии i;

P_i – оценка вероятности перехода элемента в состояние i.

Оценка вероятности смены состояния элемента P_i – вероятность его перехода в состояние S_i на интервале времени Δt – для текущего состояния системы S_c определяется:

$$\left\{ \begin{array}{c} P_0 = P(S_c \to S_0) \\ P_1 = P(S_c \to S_1) \\ \dots \\ P_n = P(S_c \to S_n) \end{array} \right\} .$$

Вектор состояний $P_0, \dots, P_n$ может быть использован для описания и прогнозирования поведения элемента на интервале времени Δt.

Срок эксплуатации T и время последнего тестирования на работоспособность T_l применяется в расчете степени амортизации элемента.

Оценка ресурса восстановления элемента C_i является оценкой затрат на восстановление элемента из текущего состояния до исправного:

$$C_i = W(C_i \to C_0) \quad .$$

Для полностью исправного элемента оценка ресурса составляет:

$$C_0 = W(C_0 \to C_0) = 0 \quad .$$

Общая оценка ресурса восстановления элемента является математическим ожиданием затрат ресурсов на его восстановление.

Уровень оценки рисков, критичности и пространственной компоновки в сценариях «экстремальной аварийной ситуации» (ЭАС) дополняет оценку функциональных угроз, уточняя информацию о надежности элементов СТС. При этом появляется новая интегральная характеристика оценки состояния элементов, совмещающая в себе оценку угрозы и оценку надежности – риск.

В рамках разработанной авторами статьи модели используются два типа рисков: структурные и функциональные. Первый из них определяется как математическое ожидание функциональной угрозы в зависимости от изменения работоспособности элемента во времени:

$$r_i^{\theta} = \Theta b(i)\, p_i(t) \quad ,$$

где $\Theta b(i)$ – функциональная угроза для элемента i;

$p_i(t)$ – вероятность смены состояния элемента.

Общий функциональный риск системы может быть получен на основе свертки:

$$r^{\theta} = \sum_{i}^{N} r_i^{\theta}\, p_i(t) \quad .$$

Структурные и функциональные риски для элемента с учетом критичности выражаются через свертку параметров:

$$r_i^{ks} = K_i r_i^{s} = K_i k_s(V_i)\, p_i(t) \quad ,$$

где r_i^{ks} – риск для i-го элемента с учетом критичности;

r_i^{s} – структурный риск элемента i;

$k_s(V_i)$ – структурная угроза для элемента i.

Интегральный структурный риск для системы рассчитывается так:

$$r^{ks} = \sum_{i}^{N} r_i^{ks} p_i(t) = \sum_{i}^{N} K_i r_i^{s} p_i(t) = \sum_{i}^{N} K_i\, k_s(V_i)\, p_i^2(t) \quad ,$$

при критерии оптимизации системы по минимальному структурному риску:

$$\lim r^{ks} \to min \quad .$$

Неблагоприятные воздействия и поражающие факторы (НВ и ПФ) – пожары, взрывы, затопления, разгерметизация систем с высокой энергией и другие форс-мажорные обстоятельства, в которых судно может оказаться в момент чрезвычайного происшествия, целесообразно смоделировать для ЭАС.

При ЭАС момент воздействия НВ и ПФ на судно характеризуется поражением всех его элементов, ограниченных объемом отсека или любого другого внутреннего помещения – пространственной единицы компоновки (ПК).

Диаграмма когнитивной модели живучести СТС, например из 17 элементов и n ПК-элементов при ЭАС с поражающими факторами, одинаково выводящими из строя все элементы СТС в ПК, имеет вид, представленный на рис. 1.

При моделировании ЭАС, поражающей одну или несколько ПК, в модель необходимо вводить дополнительный уровень элементов, соответствующий единицам ПК судна. Каждая из них соединяется направленными дугами с проводимостью, равной 1, для случаев ЭАС, либо в диапазоне от 0 до 1 для случая пространственного поражения различных ПК.

При поражении в случае ЭАС элемента ПК-2 (выхода из строя отсека 2) процесс моделирования отражается орграфом рис. 2.

Как следует из результатов моделирования ЭАС, поражающей элемент ПК-2 (см рис. 2), на первом этапе поражения происходит выход из строя элементов 6 и 10 СТС.

Дальнейшее развитие ЭАС приводит к поражению подчиненной этим элементам области СТС в соответствии с диаграммой рис. 3.

Таким образом, структурные и функциональные риски системы, рассчитываемые по предлагаемой методике для ЭАС, позволяют получить интегральную ОЖ, включающую понятия и угрозы, и надежности. Кроме того, они позволяют прогнозировать тенденцию изменения живучести СТС во времени (в зависимости от изменения работоспособности и надежности отдельных ее элементов с учетом разной скорости изменения этих параметров).

Описанная методика ОЖ СТС позволяет определять значимость действующих в системе взаимосвязей; моделировать область распространения различных «уровней тяжести» неблагоприятных внешних воздействий и поражающих факторов по структуре системы.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:
1. Калявин В. Организация систем диагностирования судового оборудования [Текст] / В. Калявин, А.Малышев, А.Мозгалевский. – Л.: Судостроение, 1991. – 168 с. **2.** Стекольников Ю.И. Живучесть систем [Текст] / Ю.И. Стекольников – СПб: Политехника, 2002. – 155 с. **3.** BSI. BS EN ISO 9001:2008 [Text] / Quality management systems – Requirements, 2008. **4.** ISO. 31000:2009 Риск Менеджмент – Принципы и руководства [Text] / Geneva: International Organization for Standardization, 2009. **5.** Шумилов Р.М. Система технического состояния судна – основа управления технической эксплуатацией морского флота [Текст] / Р.М. Шумилов. – В/о «Мортехинформреклама», 1987. **6.** Wang, J. Technology and Safety of Marine Systems (Ocean Engineering Series) [Text] / J.Wang // Elsevier Science, 2003. – V. 1. **7.** Казаков В. И. Основы теории топогеодезического обеспечения боевых действий войск [Текст] / В. И. Казаков Раздел 1. – М.: ВИА, 1977. **8.** Кочкаров А.А. Обеспечение стойкости сложных систем. Структурные аспекты [Текст] / А.А. Кочкаров – М.: ИПМ им. М.В.Келдыша РАН, 2005. **9.** Рябинин И.А. Логико-вероятностные методы исследования надежности структурно-сложных систем [Текст] / И.А. Рябинин, Г.Н. Черкесов – : Москва, «Радио и связь», 1981. – 264 с.

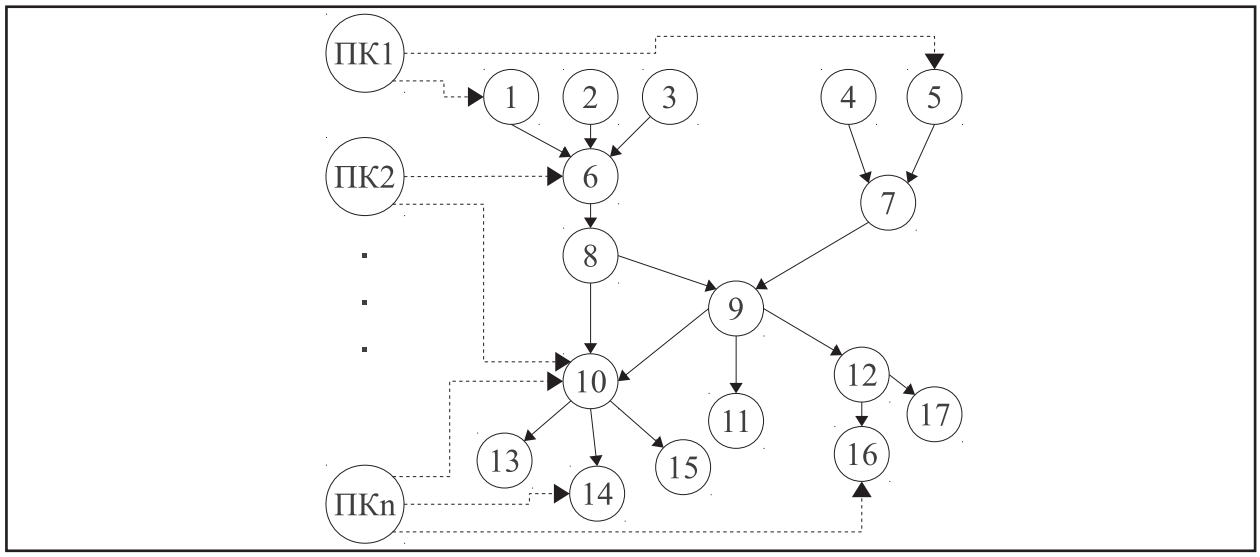


Рис. 1. Диаграмма когнитивной модели живучести судовых технических систем

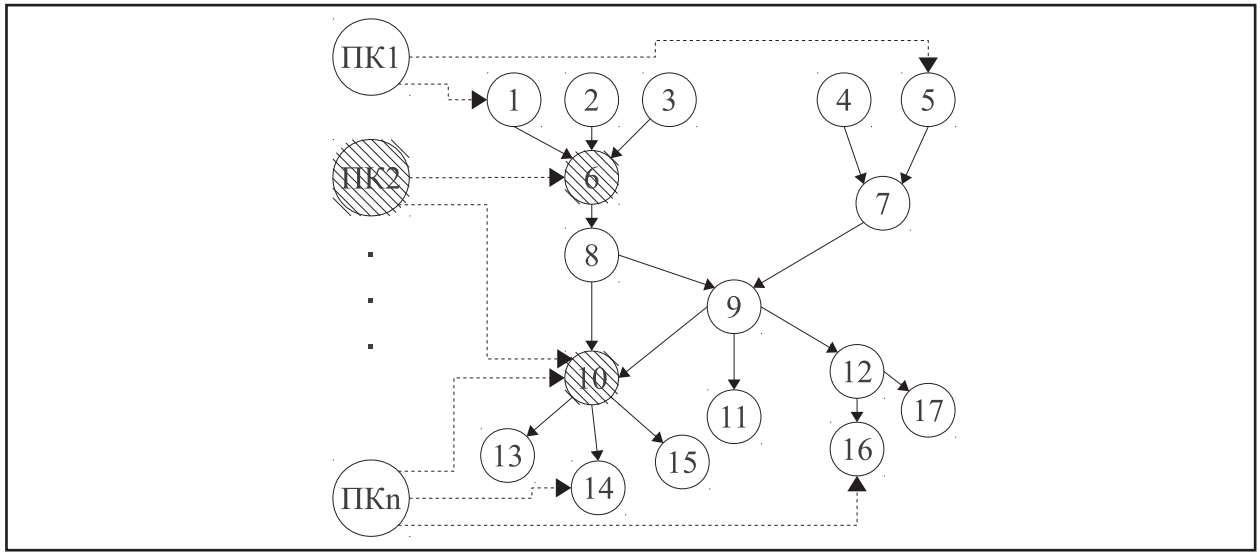


Рис. 2. Результаты моделирования первой фазы «экстремальной аварийной ситуации»

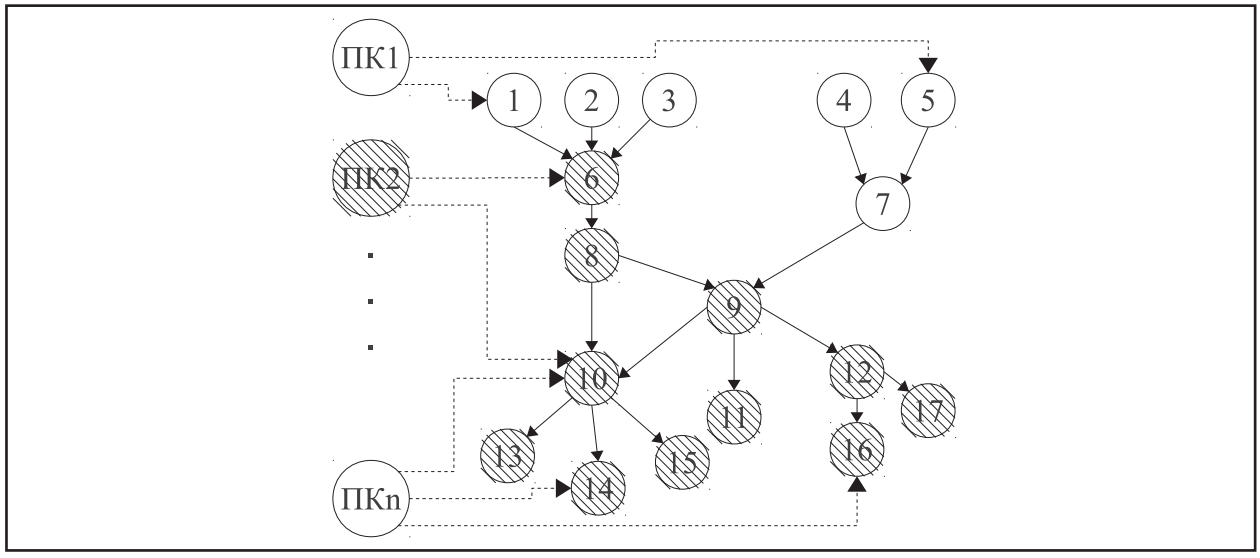


Рис. 3. Результаты моделирования второй фазы «экстремальной аварийной ситуации»

АННОТАЦИИ

Применение частотного регулирования для автоматического выравнивания скоростей подъема груза при спаренной работе кранов / Терехов А.М., Раскатов А.В. // Речной транспорт (XXI век). 2013. – № 2 (61). – с. 58.

Приведена зависимость для определения частоты напряжения, которую необходимо подать на электродвигатель соответствующего механизма подъема одной из машин при спаренной работе двух кранов, чтобы достигнуть выравнивания скоростей подъема груза. Предложена принципиальная схема устройства, позволяющего автоматизировать этот процесс.

Ключевые слова: спаренная работа кранов, выравнивание нагрузок; подъем, сохранение горизонтальности тяжеловесных грузов, обеспечение вертикальности грузовых канатов.

Контактная информация: DCL1704@yandex.ru

Моделирование электромеханической системы вагоноопрокидывателя в речном порту Усть-Луга / Саушев А.В., Троян Д.И.// Речной транспорт (XXI век). 2013. – № 2 (61). – с. 61.

Приведен обзор вагоноопрокидывателей различных видов. Определены возможные способы их модернизации. Представлены математические модели, позволяющие с общих позиций описать составные части электромеханической системы.

Ключевые слова: вагоноопрокидыватель, математическая модель, метод электрической аналогии.

Контактная информация: saushev@bk.ru

Приложение задачи Гольдштика к расчету гидродинамических нагрузок на гидрозатворы обводных галерей / Васин А.В. // Речной транспорт (XXI век). 2013. – № 2 (61). – с. 69.

Рассматриваются линейные аппроксимации нелинейной задачи Гольдштика о вихревых течениях идеальной жидкости. Предлагается ее численное решение в приложении к расчету плоских гидрозатворов в обводных галереях шлюзовых камер.

Ключевые слова: вихревое течение жидкости, течение с постоянной завихренностью, гармонические функции, задача Дирихле.

Контактная информация: andrejvasin@gmail.com

Методы определения оптимального уровня основных параметров эксплуатационной работы местного флота / Дрожжев В.Д., Горохова И.А.// Речной транспорт (XXI век). 2013. – № 2 (61). – с. 73.

Рассмотрены методы определения основных параметров работы флота. Описаны принципы расчета его резерва, а также устойчивости транспортных систем в целом. Затронуты вопросы перевозки грузов между получателями в рамках долгосрочного контракта.

Ключевые слова: система массового обслуживания, резерв флота, валовая производительность, экономия энергоресурсов, оптимальное управление, интенсивность поступления судов, устойчивость системы.

Контактная информация: nnport@kis.ru; paleya@mail.ru

Опыт разработки ледового паспорта танкера река–море плавания / Лобанов В.А.// Речной транспорт (XXI век). 2013. – № 2 (61). – с. 77.

Приведены некоторые оценки ледовых качеств танкера пр. 19614, полученные в процессе разработки ледового паспорта судна. Рассмотрен пример его использования при формировании нормативных документов, регламентирующих ледовое плавание флота. Отмечено, что при отсутствии репрезентативных натурных данных по ледовой прочности, ходкости и управляемости судна допустима постановка численного эксперимента, реализуемого с помощью CAE-систем.

Ключевые слова: судно, ледовые качества, конечноэлементный, CAE-системы.

Контактная информация: lobbas@mail.ru

Оценка живучести судовых технических систем в процессе их эксплуатации / Вычужанин В.В., Бойко В.Д.// Речной транспорт (XXI век). 2013. – № 2 (61). – с. 84.

Описана авторская методика оценки живучести судовых технических систем, учитывающая их функциональность и конструктивные уязвимости. Приведены результаты ее практического применения в аварийной ситуации.

Ключевые слова: живучесть, судовая техническая система, когнитивная модель.

Контактная информация: vint532@yandex.ru