

ISSN 2077-3617

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»

НАУКОВИЙ ВІСНИК

ХЕРСОНСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО МОРСЬКОГО ІНСТИТУТУ

Науковий журнал

№ 1 (4)

Херсон
2011

Науковий вісник ХДМІ : Науковий журнал. – Херсон : Видавництво ХДМІ, 2011. – № 1 (4). – 312 с.

Засновник і видавець – ВНЗ «Херсонський державний морський інститут».

Рекомендовано до друку на засіданні Вченої Ради ВНЗ «Херсонський державний морський інститут» 21.06.2011 р., протокол № 10.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

ХОДАКОВСЬКИЙ Володимир Федорович, к.і.н., професор, головний редактор;

БАРДАЧОВ Юрій Миколайович, д.т.н., професор, заступник головного редактора;

КУЛІКОВА Лілія Борисівна, д.пед.н., професор, заступник головного редактора;

БЕНЬ Андрій Павлович, к.т.н., доцент, заступник головного редактора;

Члени редакційної колегії:

БУКЕТОВ Андрій Вікторович, д.т.н., професор;

ГОЛОБОРОДЬКО Євдокія Петрівна, д.пед.н., професор;

ЄВТУХ Микола Борисович, д.пед.н., професор;

ІСАЄВ Євгеній Олексійович, д.т.н., професор;

ЛЕОНОВ Валерій Євгенович, д.т.н., професор;

МАЛИГІН Борис Вадимович, д.т.н., професор;

МАРМУЛЬ Лариса Олександрівна, д.е.н., професор;

СОКОЛОВА Надія Андріївна, д.т.н., професор;

ХОДАКОВ Віктор Єгорович, д.т.н., професор.

Адреса редакційної колегії:

73000, м. Херсон, пр. Ушакова, 20, тел. (0552) 49-61-74

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації у Міністерстві юстиції України за №15256-3828 ПР від 30.04.2009 р.

Зареєстровано у Вищій атестаційній комісії України постановою президії ВАК України від 30 березня 2011 року №1-05/3 (бюлетень ВАК України №5, 2011)

ISSN 2077-3617

© ВНЗ «Херсонський державний морський інститут», 2011

МОРСЬКИЙ ТА РІЧКОВИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.5.01

**ОПТИМИЗАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ВЫБОРА СУДОВОЙ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ**

Богданов А.В.,

Херсонский филиал Европейского университета,

Свиридов В.И., Кобяков Н.Н.,

Вуз «Херсонский государственный морской институт»

В статье предложен алгоритм нахождения оптимальных значений технических параметров судовых энергетических установок для получения максимальных значений комплексного параметра качества. Правильность найденного выражения для K_0 в его локальном минимуме подтверждается приведённым примером расчёта. Приведённый алгоритм нахождения максимального значения K_0 может быть использован для практического выбора более экономичного дизеля.

Ключевые слова: комплексный параметр качества, оптимизационная модель, алгоритм.

Постановка проблемы и её связь с практическими задачами.

Стоимость судовой энергетической установки (СЭУ) составляет примерно половину стоимости всего судна. Выбор оптимальной для данного судна СЭУ позволяет экономить значительные средства, что обуславливает актуальность разработки оптимизационной модели выбора СЭУ.

Анализ последних публикаций и постановка задачи исследования.

При выборе наиболее экономичных дизелей СЭУ пользуются их комплексным параметром качества [1,2]:

$$K_0 = \alpha_1 \frac{p}{p_{\max}} + \alpha_2 \frac{m_{\min}}{m} + \alpha_3 \frac{b_{e\min}}{b_e} + \alpha_4 \frac{b_{m\min}}{b_m} + \alpha_5 \frac{r}{r_{\max}} + \alpha_6 J + \alpha_7 \frac{C_{\min}}{C}, \quad (1)$$

учитывающим 7 параметров:

1) удельную мощность дизеля – $p = \frac{D_e}{l \cdot s \cdot h}$ [кВт/м³],

где D_e – номинальная эффективная мощность дизеля;

$l \cdot s \cdot h$ – габаритные размеры СЭУ (длина, ширина и высота) [м];

2) удельную массу – $m = \frac{M}{P_e}$ [кг/кВт],

где M – масса дизеля;

3) удельный эффективный расход топлива дизеля – b_e [кг/кВт·ч];

4) удельный эффективный расход масла дизеля – b_m [кг/кВт·ч];

5) ресурс работы до капитального ремонта – r [тыс.ч.];

б) условный показатель рода топлива, используемого дизелем – J (для тяжелого топлива – $J = 1$, для дизельного – $J = 0$);

7) стоимость дизеля – C .

Комплексный параметр качества СЭУ K_0 , как видно из приведенной выше формулы, равен сумме произведений относительных значений соответствующих параметров (кроме шестого слагаемого, в котором $J = 1$, или $J = 0$), на их вероятности (коэффициенты весомости) α_i , где $i = 7$. Экспериментально установлены значения коэффициентов весомости:

$$\alpha_1 = 0,1; \alpha_2 = 0,12; \alpha_3 = 0,24; \alpha_4 = 0,14; \alpha_5 = 0,19; \alpha_6 = 0,14; \alpha_7 = 0,07.$$

Причём $\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 = 1$.

Стоимость дизеля (в условных единицах) рассчитывают по формуле:

$$C = \frac{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}}{b_e^{1,58} \cdot b_m^{0,23}} \text{ [условных единиц]}. \quad (2)$$

Комплексный параметр качества СЭУ K_0 , согласно (1), определяется экстремальными значениями параметров СЭУ, из имеющегося их списка: максимальной удельной мощностью – p_{\max} , минимальной удельной массой – m_{\min} , минимальным удельным эффективным расходом топлива – $b_{e\min}$, минимальным удельным эффективным расходом масла – $b_{m\min}$, максимальным ресурсом работы r_{\max} и минимальной стоимостью C_{\min} .

Несмотря на достаточно широкое использование для практических расчётов приведенного выражения комплексного параметра качества, его анализ и построение на его основе оптимизационной модели выбора СЭУ в литературе не приводится.

Формулирование целей статьи. Целью статьи является не только разработка оптимизационной модели выбора СЭУ для практических расчетов, но и представление её в виде, удобном для использования курсантами соответствующих специальностей морских институтов при их обучении.

Изложение материалов исследований. Исследуем зависимость комплексного параметра качества от параметров СЭУ (1). Комплексный параметр качества K_0 монотонно растет с увеличением относительного значения удельной мощности (p), с уменьшением габаритных размеров ($l \cdot s \cdot h$) и удельной массы ($m = \frac{M}{P_e}$) СЭУ, а также с использованием мазута в качестве топлива. Для заданной P_e СЭУ экстремальное (максимальное или минимальное) значение K_0 определяется функцией трех переменных:

$$K_0 = f(r, b_e, b_m). \quad (3)$$

Рассмотрим K_0 , как функцию двух переменных $K_0 = f(b_e, r)$. Для определения локального экстремума функции K_0 от значения b_e , перепишем уравнение (1) в виде:

$$K_0 = A_1 + \frac{\alpha_3 \cdot b_{e \min}}{b_e} + \frac{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}}{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}} b_e^{1,58}, \quad (1a)$$

где

$$A_1 = \alpha_1 \frac{p}{p_{\max}} + \alpha_2 \frac{m_{\min}}{m} + \alpha_4 \frac{b_{m \min}}{b_m} + \alpha_5 \frac{r}{r_{\max}} + \alpha_6 J,$$

определяется величинами, которые явно не зависят от b_e . Экстремальное значение K_0 находится из приравнивания первой производной K_0 к нулю, т.е.

$$\frac{\partial K_0}{\partial b_e} = -\frac{\alpha_3 \cdot b_{e \min}}{b_e^2} + \frac{1,58 \cdot \alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}}{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}} b_e^{0,58} = 0. \quad (4)$$

Для определения экстремального значения K_0 от ресурса до капитального ремонта r перепишем уравнение (1) в виде:

$$K_0 = A_2 + \alpha_5 \cdot \frac{r}{r_{\max}} + \frac{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58} \cdot b_m^{0,23}}{0,77 \cdot P_e^{0,87}} \cdot \frac{1}{r^{0,48}}. \quad (16)$$

где $A_2 = \alpha_1 \frac{p}{p_{\max}} + \alpha_2 \frac{m_{\min}}{m} + \alpha_3 \frac{b_{e \min}}{b_e} + \alpha_4 \frac{b_{m \min}}{b_m} + \alpha_6 J$

определяется величинами, которые явно не зависят от r .

Экстремальное значение K_0 находится при приравнивании первой производной K_0 к нулю, т.е.

$$\frac{\partial K_0}{\partial r} = \frac{\alpha_5}{r_{\max}} - \frac{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58} \cdot b_m^{0,23}}{0,77 \cdot P_e^{0,87}} \cdot \frac{0,48}{r^{1,48}} = 0. \quad (5)$$

Для определения вида экстремума (максимум или минимум) необходимо взять вторые производные, которые обозначим соответствующими коэффициентами A_0, B_0, C_0 :

$$\frac{\partial^2 K_0}{\partial b_e^2} = \frac{2 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e \min}}{b_e^3} + \frac{1,58 \cdot 0,58 \cdot \alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}}{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}} b_e^{-1,58} = A_0 \geq 0;$$

$$\frac{\partial^2 K_0}{\partial b_e \partial r} = -\frac{1,58 \cdot 0,48 \cdot \alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}}{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{1,48}} b_e^{0,58} = B_0 \leq 0;$$

$$\frac{\partial^2 K_0}{\partial r^2} = \frac{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58} \cdot b_m^{0,23}}{0,77 \cdot P_e^{0,87}} \cdot \frac{0,48 \cdot 1,48}{r^{2,48}} = C_0 \geq 0.$$

Экстремум функции $K_0 = f(b_e, r)$ существует при выполнении условия:

$$A_0 C_0 - B_0^2 = \left(\frac{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}}{r^{1,48} \cdot P_e^{0,87}} \right)^2 \cdot \left(\frac{1,845 \alpha_3 \cdot b_{e \min} \cdot r^{0,48} \cdot P_e^{0,87}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,42} \cdot b_m^{0,23}} + 0,0298 \right) > 0. \quad (6)$$

Отсюда, локальный экстремум функции $K_0 = f(b_e, r)$ существует. Положительные значения A_1 и C_1 означают, что локальный экстремум функции $K_0 = f(b_e, r)$ является минимумом.

Для определения локального экстремума функции K_0 от значения удельного эффективного расхода масла дизеля b_m , т.е. $K_0 = f(b_e, b_m)$, и $K_0 = f(b_m, r)$ перепишем уравнение (1) в виде:

$$K_0 = A_1 + \frac{\alpha_4 \cdot b_{m \min}}{b_m} + \frac{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58}}{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}} b_m^{0,23}, \quad (1B)$$

где через

$$A_1 = \alpha_1 \frac{p}{p_{\max}} + \alpha_2 \frac{m_{\min}}{m} + \alpha_3 \frac{b_{e \min}}{b_e} + \alpha_5 \frac{r}{r_{\max}} + \alpha_6 J,$$

обозначены величины, которые явно не зависят от b_m . Максимальное значение K_0 находится из приравнивания первой производной K_0 к нулю, т.е.

$$\frac{\partial K_0}{\partial b_m} = -\frac{\alpha_4 \cdot b_{m \min}}{b_m^2} + \frac{0,23 \cdot \alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58}}{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}} b_m^{-0,77} = 0. \quad (7)$$

Можно показать, что локальные экстремумы функции K_0 от b_m , т.е. $K_0 = f(b_e, b_m)$ и $K_0 = f(b_m, r)$, аналогично как и функция $K_0 = f(b_e, r)$, также существуют и соответствуют минимумам.

Отсюда, локальный экстремум функции $K_0 = f(r, b_e, b_m)$, существует и соответствует минимуму, что в нашем случае не подходит.

Максимальное значение K_0 можно найти в определённой, наперёд заданной области, так называемый глобальный экстремум. Нахождение глобального экстремума заключается в поиске максимальных и минимальных значений функции $K_0 = f(r, b_e, b_m)$ в области исключающей локальные экстремумы, т.е. в области, где данная функция будет гладкой.

Для рассмотрения глобальных экстремумов функций $K_0 = f(b_e, r)$, $K_0 = f(b_e, b_m)$ и $K_0 = f(b_m, r)$ необходимо убедиться, что минимумы данных функций не находятся в выделенных областях значений

$$\begin{cases} b_{e1} \leq b_e \leq b_{e2} \\ b_{m1} \leq b_m \leq b_{m2} \\ r_{m1} \leq r \leq r_{m2} \end{cases} \quad (8)$$

где $b_{e1}, b_{e2}, b_{m1}, b_{m2}, r_{m1}, r_{m2}$ – минимальные и максимальные значения соответствующих параметров в выделенной области.

Нахождение локального минимума означает нахождение координат минимума функции $K_0 = f(r, b_a, b_m)$, т.е. значений параметров b_a, b_m, r , при заданном значении P_e . Для нахождения значений b_a, b_m, r в минимумах функций $K_0 = f(b_a, r)$, $K_0 = f(b_e, b_m)$ и $K_0 = f(b_m, r)$ необходимо решить систему трёх уравнений с тремя неизвестными b_a, b_m, r .

$$\begin{cases} \frac{\partial K_0}{\partial b_e} = -\frac{\alpha_3 \cdot b_{e \min}}{b_e^2} + \frac{1,58 \cdot \alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}}{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}} b_e^{0,58} = 0 \\ \frac{\partial K_0}{\partial r} = \frac{\alpha_5}{r_{\max}} - \frac{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58} \cdot b_m^{0,23}}{0,77 \cdot P_e^{0,87}} \cdot \frac{0,48}{r^{1,48}} = 0 \\ \frac{\partial K_0}{\partial b_m} = -\frac{\alpha_4 \cdot b_{m \min}}{b_m^2} + \frac{0,23 \cdot \alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58}}{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}} b_m^{-0,77} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Из первых двух уравнений данной системы находим значения b_a и r при заданном значении P_e :

$$b_e^{2,58} = \frac{\alpha_3 \cdot b_{e \min} \cdot 0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}}{1,58 \cdot \alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}}.$$

или

$$b_e = \left(\frac{0,487 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e \min} \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}} \right)^{0,388}.$$

и ресурс до капитального ремонта

$$r = \left(\frac{0,623 \cdot \alpha_7 \cdot r_{\max} \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58} \cdot b_m^{0,23}}{\alpha_5 \cdot P_e^{0,87}} \right)^{0,676}.$$

Запишем данные уравнения как систему двух уравнений с двумя неизвестными b_a и r :

$$\begin{cases} b_e = \left(\frac{0,487 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e \min} \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}} \right)^{0,388} \\ r = \left(\frac{0,623 \cdot \alpha_7 \cdot r_{\max} \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58} \cdot b_m^{0,23}}{\alpha_5 \cdot P_e^{0,87}} \right)^{0,676}. \end{cases}$$

Подставив значение r со второго уравнения в первое, а значение b_a с первого уравнения во второе, получим:

$$\begin{cases} b_e = \left(\frac{0,487 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e \min} \cdot P_e^{0,87}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}} \right)^{0,388} \cdot \left(\frac{0,623 \cdot \alpha_7 \cdot r_{\max} \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58} \cdot b_m^{0,23}}{\alpha_5 \cdot P_e^{0,87}} \right)^{0,126} \\ r = \left(\frac{0,623 \cdot \alpha_7 \cdot r_{\max} \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}}{\alpha_5 \cdot P_e^{0,87}} \right)^{0,676} \cdot \left(\frac{0,487 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e \min} \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}} \right)^{0,414} \end{cases}$$

В данной системе уравнений $b_{\hat{a}}$, r входят как в левую, так и в правую часть уравнений. Найдём значения $b_{\hat{a}}$ и r , соответственно, в первом и во втором уравнениях системы:

$$\begin{cases} b_e = \left(\frac{0,487 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e \min} \cdot P_e^{0,87}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}} \right)^{0,484} \cdot \left(\frac{0,623 \cdot \alpha_7 \cdot b_m^{0,23} \cdot r_{\max} \cdot C_{\min}}{\alpha_5 \cdot P_e^{0,87}} \right)^{0,157} \\ r = \left(\frac{0,623 \cdot \alpha_7 \cdot b_m^{0,23} \cdot r_{\max} \cdot C_{\min}}{\alpha_5 \cdot P_e^{0,87}} \right)^{0,843} \cdot \left(\frac{0,487 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e \min} \cdot P_e^{0,87}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}} \right)^{0,516} \end{cases}$$

Вынося значение P_e за знак скобок и обозначая $b_{\hat{a}}$ и r в локальном минимуме K_0 через $b_{e\hat{e}\hat{i}\hat{e}}$ и $r_{\hat{e}\hat{i}\hat{e}}$, соответственно, перепишем систему уравнений в виде:

$$\begin{cases} b_{e\hat{e}\hat{i}\hat{e}} = \left(\frac{0,487 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e \min}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}} \right)^{0,483} \cdot \left(\frac{0,623 \cdot \alpha_7 \cdot b_m^{0,23} \cdot r_{\max} \cdot C_{\min}}{\alpha_5} \right)^{0,156} \cdot P_e^{0,284} \\ r_{\hat{e}\hat{i}\hat{e}} = \left(\frac{0,623 \cdot \alpha_7 \cdot b_m^{0,23} \cdot r_{\max} \cdot C_{\min}}{\alpha_5} \right)^{0,844} \cdot \left(\frac{0,487 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e \min}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_m^{0,23}} \right)^{0,517} \cdot P_e^{-0,284} \end{cases} \quad (10)$$

Из третьего уравнения системы (9) можно найти b_m при заданном P_e :

$$b_m^{1,23} = \frac{\alpha_4 \cdot b_{m \min} \cdot 0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}}{0,23 \cdot \alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_e^{1,58}}$$

или

$$b_m = \left(\frac{3,35 \cdot \alpha_4 \cdot b_{m \min} \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}}{\alpha_7 \cdot b_e^{1,58} \cdot C_{\min}} \right)^{0,813} \quad (11)$$

Для нахождения значения $b_{m\hat{e}\hat{i}\hat{e}}$, аналогично как в системе уравнений (10), примем значения $b_{\hat{a}}$, r в формуле (11) за $b_{e\hat{e}\hat{i}\hat{e}}$ и $r_{\hat{e}\hat{i}\hat{e}}$. Тогда формула (11) примет вид:

$$b_{m\hat{e}\hat{i}\hat{e}} = \frac{2,67 \cdot (\alpha_4 \cdot b_{m \min})^{0,813}}{(\alpha_7 \cdot C_{\min})^{0,813}} \cdot \frac{r_{\hat{e}\hat{i}\hat{e}}^{0,39}}{b_{\hat{a}\hat{e}\hat{i}\hat{e}}^{1,285}} \cdot P_e^{0,707}$$

Подставляя значения $b_{e\hat{e}\hat{i}\hat{e}}$ и $r_{\hat{e}\hat{i}\hat{e}}$ из системы уравнений (10) в данное уравнение, получим:

$$b_{m\ddot{e}\ddot{e}} = \frac{3,39 \cdot (\alpha_4 \cdot b_{m\min})^{0,813} \cdot b_{m\ddot{e}\ddot{e}}^{0,1265}}{(\alpha_7 \cdot C_{\min})^{0,265} \cdot (\alpha_3 \cdot b_{\dot{a}\min})^{0,419}} \cdot \left(\frac{r_{\max}}{\alpha_5}\right)^{0,129} \cdot P_e^{0,232}.$$

Т.к. $b_{m\ddot{e}\ddot{e}}$ входит в правую и левую часть уравнения, то вынося $b_{m\ddot{e}\ddot{e}}$ в левую часть уравнения получим:

$$b_{m\ddot{e}\ddot{e}} = \frac{4,05 \cdot (\alpha_4 \cdot b_{m\min})^{0,93}}{(\alpha_7 \cdot C_{\min})^{0,303} \cdot (\alpha_3 \cdot b_{\dot{a}\min})^{0,48}} \cdot \left(\frac{r_{\max}}{\alpha_5}\right)^{0,148} \cdot P_e^{0,266}. \quad (12)$$

Для нахождения $b_{\dot{a}}$, b_o , r в минимуме функций $K_0 = f(b_{\dot{a}}, r)$, $K_0 = f(b_e, b_m)$ и $K_0 = f(b_m, r)$ перепишем систему уравнений (9) в виде:

$$\begin{cases} b_{e\ddot{e}\ddot{e}} = (\hat{A})^{0,483} \cdot (\hat{A})^{0,156} \cdot P_e^{0,284} \\ r_{\ddot{e}\ddot{e}} = (\hat{A})^{0,844} \cdot (\hat{A})^{0,517} \cdot P_e^{-0,284} \\ b_{m\ddot{e}\ddot{e}} = \frac{4,05 \cdot (\alpha_4 \cdot b_{m\min})^{0,93}}{(\alpha_7 \cdot C_{\min})^{0,303} \cdot (\alpha_3 \cdot b_{\dot{a}\min})^{0,48}} \cdot \left(\frac{r_{\max}}{\alpha_5}\right)^{0,148} \cdot P_e^{0,266} \end{cases}. \quad (13)$$

где: $\hat{A} = \frac{0,487 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e\min}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_{m\ddot{e}\ddot{e}}^{0,23}}$; $\hat{A} = \frac{0,623 \cdot \alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_{m\ddot{e}\ddot{e}}^{0,23} \cdot r_{\max}}{\alpha_5}$ определяются

значением удельного эффективного значения расхода масла дизелем в локальном минимуме $b_{m\ddot{e}\ddot{e}}$.

Алгоритм нахождения глобального максимума значения K_0 по заданной D_e следующий:

1. Составляется таблица 1 параметров из списка дизелей, которыми может быть укомплектовано данное судно, включающих кроме марки дизеля и его производителя также:

- номинальную эффективную мощность двигателя – D_e [кВт];
- габаритные размеры – $l \cdot s \cdot h$ (длину, ширину и высоту) [м];
- M – массу [кг];
- удельный эффективный расход топлива дизеля – b_e [кг/кВт·ч];
- удельный эффективный расход масла дизеля – b_m [кг/кВт·ч];
- ресурс работы до капитального ремонта – r [тыс.ч.];
- условный показатель рода топлива, используемого дизелем – J (для тяжелого топлива – $J = 1$, для дизельного – $J = 0$);

2. Рассчитываются по известным формулам параметры каждого из имеющихся двигателей и заносятся в таблицу 2:

- удельная мощность (p) рассчитывается по формуле: $p = \frac{D_e}{l \cdot s \cdot h}$;
- удельная масса (m) рассчитывается по формуле: $m = \frac{M}{P_e}$;

- теоретическая стоимость (в условных единицах) рассчитывается по формуле:

$$\tilde{N} = \frac{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r^{0,48}}{b_e^{1,58} \cdot b_{\dot{a}}^{0,23}};$$

- из таблицы параметров и расчётной таблицы определяются максимальные и минимальные значения соответствующих параметров: p_{\max} ; m_{\min} ; $b_{e\min}$; $b_{m\min}$; r_{\max} ; C_{\min} ;

- по формуле:

$$K_0 = \alpha_1 \frac{p}{p_{\max}} + \alpha_2 \frac{m_{\min}}{m} + \alpha_3 \frac{b_{e\min}}{b_e} + \alpha_4 \frac{b_{m\min}}{b_m} + \alpha_5 \frac{r}{r_{\max}} + \alpha_6 J + \alpha_7 \frac{C_{\min}}{C}. \quad (1)$$

рассчитывается значение K_0 исходного двигателя.

3. Рассчитывается локальный минимум комплексного параметра качества K_0 :

- рассчитываются коэффициенты: $\frac{\alpha_1}{p_{\max}}$; $\alpha_2 \cdot m_{\min}$; $\alpha_3 \cdot b_{e\min}$; $\alpha_4 \cdot b_{m\min}$;

$\frac{r_{\max}}{\alpha_5}$; $\alpha_7 \cdot C_{\min}$, которые для выбранного списка двигателей являются

постоянными;

- значение $b_{m\ddot{e}\ddot{e}}$ для известного списка параметров дизелей полностью определяется постоянными коэффициентами и \dot{D}_e и находится из третьего уравнения системы уравнений (13):

$$b_{m\ddot{e}\ddot{e}} = \frac{4,05 \cdot (\alpha_4 \cdot b_{m\min})^{0,93}}{(\alpha_7 \cdot C_{\min})^{0,303} \cdot (\alpha_3 \cdot b_{\dot{a}\min})^{0,48}} \cdot \left(\frac{r_{\max}}{\alpha_5} \right)^{0,148} \cdot P_e^{0,266};$$

- подставляя найденное значение $b_{m\ddot{e}\ddot{e}}$ в первые два уравнения системы уравнений:

$$\begin{cases} b_{e\ddot{e}\ddot{e}} = (\dot{A})^{0,483} \cdot (\hat{A})^{0,156} \cdot P_e^{0,284} \\ r_{\ddot{e}\ddot{e}} = (\hat{A})^{0,844} \cdot (\dot{A})^{0,517} \cdot P_e^{-0,284} \\ b_{m\ddot{e}\ddot{e}} = \frac{4,05 \cdot (\alpha_4 \cdot b_{m\min})^{0,93}}{(\alpha_7 \cdot C_{\min})^{0,303} \cdot (\alpha_3 \cdot b_{\dot{a}\min})^{0,48}} \cdot \left(\frac{r_{\max}}{\alpha_5} \right)^{0,148} \cdot P_e^{0,266} \end{cases}, \quad (13)$$

где: $\dot{A} = \frac{0,487 \cdot \alpha_3 \cdot b_{e\min}}{\alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_{m\ddot{e}\ddot{e}}^{0,23}}$; $\hat{A} = \frac{0,623 \cdot \alpha_7 \cdot C_{\min} \cdot b_{m\ddot{e}\ddot{e}}^{0,23} \cdot r_{\max}}{\alpha_5}$,

находятся значения $b_{\dot{a}\ddot{e}\ddot{e}}$, $r_{\ddot{e}\ddot{e}}$;

- используя рассчитанные значения $b_{\dot{a}\ddot{e}\ddot{e}}$, $b_{\hat{a}\ddot{e}\ddot{e}}$, $r_{\ddot{e}\ddot{e}}$, при заданной \dot{D}_e по формуле:

$$\tilde{N}_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}} = \frac{0,77 \cdot P_e^{0,87} \cdot r_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}}^{0,48}}{b_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}}^{1,58} \cdot b_{\dot{o}\dot{e}\dot{i}\dot{e}}^{0,23}}. \quad (2a)$$

находится теоретическая стоимость двигателя $\tilde{N}_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}}$, обладающего параметрами, соответствующими локальному минимуму;

- рассчитывается значение $\hat{E}_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}}$ при полученных значениях, $b_{\dot{o}\dot{e}\dot{i}\dot{e}}$, $b_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}\dot{e}}$, $r_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}}$, $\tilde{N}_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}}$ и заданной номинальной эффективной мощности \dot{D}_e по формуле:

$$K_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}} = \alpha_1 \frac{P}{P_{\max}} + \alpha_2 \frac{m_{\min}}{m} + \alpha_3 \frac{b_{e\min}}{b_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}}} + \alpha_4 \frac{b_{m\min}}{b_{m\dot{e}\dot{i}\dot{e}}} + \alpha_5 \frac{r}{r_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}}} + \alpha_6 J + \alpha_7 \frac{C_{\min}}{C_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}}}. \quad (1g)$$

4. Из опытных данных следует, что K_0 , при заданной \dot{D}_e , увеличивается при уменьшении – b_e , b_m и увеличении – r , т.е. при увеличении стоимости двигателя. Нахождение K_0 , стоимости и других параметров производится следующим образом:

- выбирают область допустимых значений, учитывающей увеличение стоимости дизеля:

$$\begin{cases} b_{e1} \leq b_e \leq b_{e2} < b_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}} \\ b_{m1} \leq b_m \leq b_{m2} < b_{m\dot{e}\dot{i}\dot{e}} \\ r_{\dot{e}\dot{i}\dot{e}} < r_{m1} \leq r \leq r_{m2} \end{cases}. \quad (8a)$$

для каждого из выбранных значений b_{e1} , b_{e2} , b_{o1} , b_{o2} , r_{m1} , r_{m2} , по алгоритму п.2 рассчитывается теоретическая стоимость и K_0 ;

- из полученных результатов выбирают те параметры b_e , b_m , r , которым соответствует максимальный K_0 ;

- сравнивают полученные K_0 , стоимости и других параметров в существующей и оптимизированной модели и делаются выводы.

Предлагаемую оптимизацию выбора параметров СЭУ проведём на примере сухогрузного судна проекта № 507 Б, имеющего дизель марки 6NVD48A-U (Производитель SKL DDR) по приведённому выше алгоритму.

1. Составляем список параметров двадцати дизелей (таблица 1), необходимых для расчета оптимизационной модели с более высоким комплексным параметром качества.

2. Рассчитываем удельную мощность, удельную массу и теоретическую стоимость (в условных единицах) (табл. 2) и определяем максимальные и минимальные значения соответствующих параметров, рассчитываем коэффициенты формулы (1) (табл. 3).

Рассчитываем значение комплексного параметра качества K_0 для каждого двигателя и заносим полученные значения в таблицу 2.

МОРСЬКИЙ ТА РІЧКОВИЙ ТРАНСПОРТ

Таблица 1 – Исходные параметры ГСЭУ

№	Производитель	Заводская марка дизеля	Эффективная мощность P _e , кВт	Габаритные размеры, м: (длина) x (ширина) x (высота)	Масса, М, кг	Значение J (вид топлива)	Удельный расход топлива b _e , кг/(кВт·ч.)	Ресурс до капитального ремонта г, тыс. часов	Удельный расход масла, b _m , кг/(кВт·час.)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	SKL DDR	6NV D48- U	662	3,84x 1,6x 2,65	16200	0	0,217	36	0,0021
2	DDR- модель	6NV D48A -U	485	3,7x 2,59x 1,5	9400	0	0,160	10	0,00174
3	NVD	8NV D	412	4,44x 1,07x 2,46	10210	0	0,217	36	0,00158
4	Daiyatsu Diesel	6DL- 16	441	3,7x 1,8x 1,23	3000	0	0,203	30	0,0007
5	МАК	6M20	930	3,18x 1,42x 2,42	10500	0	0,186	32	0,00173
6	Дизель- пром	6V39 6TC4	330	1,75x 1,35x 1,52	2440	0	0,203	60	0,0007
7	SKL	8NV D48- 2U	853	6,12x 1,76x 2,84	23745	0	0,217	36	0,00171
8	SKL	6NV D48- U	540	3,84x 1,6x 2,65	16200	0	0,238	36	0,0021
9	Watsila NSD	4L20	665	2,43x 1,43x 2,09	6800	0	0,194	36	0,00185
10	Niigata	6MG DL-M	1029	4,25x 1,64x 2,36	12600	0	0,222	36	0,00176
11	Niigata	6NSD L-M	610	2,5x 1,1x 1,85	4400	0	0,198	36	0,00205
12	Yanmar	6LAH -STE	570	2,13x 1,01x 1,49	2600	0	0,202	32	0,00183

Продолжение табл. 1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
13	Yamar-DE	65185A-ET	650	2,49х 1,13х 2,11	5500	0	0,198	36	0,00205
14	Yamar Disel Engine CO LTD	6M220-UM	100 0	2,91х 1,16х 2,24	7300	0	0,211	36	0,00124
15	Yamar Disel Engine 16CO LTD	6S165-UT	450	2,21х 1,07х 1,58	2850	0	0,218	30	0,0008
16	M17AN B&W	9L16/24	900	3,85х 1х 2,22	9400	0	0,205	30	0,0021
17	MAN B&W	6L60MC	794 0	8,45х 3,23х 9,3	353000	1	0,185	12	<u>0,00045</u>
18	Wartsila NSD	6RTA48T	816 0	5,78х 3,17х 9,03	195000	1	0,19	15	0,00048
19	Mitsubishi HI	6UEC52LS	794 0	7,33х 3,22х 8,11	256000	1	0,186	12	0,00047
20	«Брянс- кий дизель» БМЗ	6ДКРН74/160- 3	853 0	9,965х 3,845х 7,86	4600000	1	0,192	10	0,00052

3. Согласно системе уравнений (13) и полученным значениям коэффициентов (табл. 3), находим параметры оптимизационной модели дизеля с номинальной эффективной мощностью $D_a = 662$ кВт в локальном минимуме $M(b_{m_{\dot{e}i\dot{e}}}, b_{\dot{a}i\dot{e}i\dot{e}}, r_{\dot{e}i\dot{e}})$: $b_{m_{\dot{e}i\dot{e}}} = 0,0029$ кг / кВт·час; $b_{\dot{a}i\dot{e}i\dot{e}} = 0,244$ кг / кВт час; $r_{\dot{e}i\dot{e}} = 15073$ часов. Подставляя данные значения в формулу для стоимости получаем: $\tilde{N}_{\dot{e}i\dot{e}} = 789500$ условных единиц. Подставляя полученные значения $b_{m_{\dot{e}i\dot{e}}}, b_{\dot{a}i\dot{e}i\dot{e}}, r_{\dot{e}i\dot{e}}, \tilde{N}_{\dot{e}i\dot{e}}$, в формулу (1г), получаем значение комплексного параметра качества в локальном минимуме функции $\hat{E}_0 = f(r, b_e, b_m) - K_{\dot{e}i\dot{e}} = 0,3675$.

Таблица 2 – Расчётные данные параметров ГСЭУ

№	Заводская марка дизеля	Эффективная мощность, P_e , кВт	Удельная масса, т кг/кВт	Удельная мощность p , кВт/м ³	Стоимость расчетная, $C \cdot 10^3$ (кВт·ч) ² /кг
1	6NVD48-U	662	24,47	40,66	1556
2	6NVD48A-U	485	39,2	58,8	1084
3	8NVD	412	24,28	35,29	1098
4	6DL-16	441	6,80	53,83	1432
5	6M20	930	11,29	83,18	2633
6	6V396TC4	330	7,27	91,8	1553
7	8NVD48-2U	853	23,75	32,70	2041
8	6NVD48-U	540	30,00	33,17	1520
9	4L20	665	10,23	91,69	1920
10	6MGDL-M	1029	12,24	62,91	2294
11	6NSDL-M	610	7,21	119,88	1684
12	6LAH-STE	570	4,56	177,51	1492
13	65185A-ET	650	8,46	109,27	1779
14	6M220-UM	1000	7,30	132,02	2628
15	6S165-UT	450	6,33	120,22	1262
16	9L16/24	900	10,44	105,68	2037
17	6L60MC	7940	44,46	31,31	14623
18	6RTA48T	8160	23,90	49,30	15813
19	6UEC52LS	7940	32,24	41,51	14355
20	6ДКРН74/160-3	8530	539,3	28,32	13003

Таблица 3 – Расчётные коэффициенты

$\alpha_1 = 0,1$	$\alpha_2 = 0,12$	$\alpha_3 = 0,24$	$\alpha_4 = 0,14$	$\alpha_5 = 0,19$	$\alpha_6 = 0,14$	$\alpha_7 = 0,07$
$p_{\max} = 177,5$ кВт/м ³	$m_{\min} = 4,56$ кг/кВт	$b_{e\min} = 0,160$ кг/кВт · ч	$b_{m\min} = 0,00045$ кг/кВт · ч	$r_{\max} = 60$ тыс. ч.	0	$C_{\min} = 1084000$ (усл.ед.)
$\frac{\alpha_1}{p_{\max}} = 0,000563$	$\alpha_2 \cdot m_{\min} = 0,547$	$\alpha_3 \cdot b_{e\min} = 0,0384$	$\alpha_4 \cdot b_{m\min} = 0,000063$	$\frac{r_{\max}}{\alpha_5} = 315789$	0	$\alpha_7 \cdot C_{\min} = 75880$

4. Согласно (8), выберем две области допустимых значений :

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,00045 \leq b_m \leq 0,0028 \\ 0,16 \leq b_e \leq 0,24 \\ 16000 \leq r \leq 60000 \end{array} \right. .$$

Таблица 4 – Расчётные параметры эталонного дизеля, дизеля в локальном минимуме K_0 и на границах области допустимых значений параметров

Параметр	Эталон	Локальный минимум	Границы области допустимых значений параметров							
			0,00045				0,0028			
b_m	0,0021	0,0029	0,16				0,24			
b_e	0,217	0,244	0,16		0,24		0,16		0,24	
$r, 10^3$	36	15,073	16	60	16	60	16	60	16	60
$C, 10^3$	1556	789,5	2428	4581	1280	2415	1594	3007	840	1585
K_0	0,4148	0,3675	0,5070	0,6316	0,4550	0,5664	0,4058	0,5227	0,3682	0,4654

Как видно из таблицы, комплексный параметр качества в локальном минимуме действительно минимален ($K_{лок} = 0,3675$), что подтверждает правильность проведённых расчётов. Комплексный параметр качества K_0 эталонного дизеля уступает большинству параметров дизеля в граничных областях (кроме двух) и находится близко к локальному минимуму. Наблюдается тенденция к увеличению K_0 , с возрастанием стоимости двигателя.

Выводы. Из общего уравнения для комплексного параметра качества K_0 получено значение для его минимального значения и найдены области значений параметров при которых K_0 максимально. Правильность найденного выражения для K_0 в его локальном минимуме подтверждается приведённым примером расчёта. Разработанный алгоритм нахождения максимального значения K_0 может быть использован для практического выбора более экономичного дизеля.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волков В. В. Определение экономической эффективности проектированных СЭУ: Методические указания / В. В. Волков, А. В. Ломоносов. – Херсон : ОТД ХСЗ, 1998. – 42 с.
2. Корнилов Э. В. Технические характеристики современных дизелей : Справочник / Э. В. Корнилов, П. В. Бойко, Э. И. Голофастов. – Одесса : Негоциант, 2008. – 512 с.

Богданов О.В., Свиридов В.І., Кобяков М.М. ОПТИМІЗАЦІЙНА МОДЕЛЬ ВИБОРУ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

В статті запропонований алгоритм знаходження оптимальних значень технічних параметрів судових енергетичних установок для отримання максимальних значень комплексного параметру якості. Правильність знайденого виразу для K_0 в його локальному мінімумі підтверджується наведеним прикладом розрахунку. Наведений алгоритм знаходження максимального значення K_0 може бути використаний для практичного вибору більш економічного дизеля.

Ключові слова: комплексний параметр якості, оптимізаційна модель, алгоритм.

Bogdanov A.V., Sviridov V.I., Kobayakov N.N. OPTIMIZATION MODEL OF A SHIP'S POWER PLANT

This paper proposes an algorithm for finding the optimal values of technical parameters of marine power plants for maximum values of the complex quality setting (K_0). The found expression for K_0 in its local minimum confirmed by the example of calculation. The algorithm for finding the maximum value K_0 can be used for the practical selection of more economical diesel engine.

Key words: comprehensive quality setting, the optimization model, an algorithm.

КОМПЛЕКСНАЯ ИНФОРМАЦИОННО-АНАЛИТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ СУДОВ

*Вильский Г.Б., Пилюгин С.В., Надич М.М.
Николаевский политехнический институт*

В работе приведены результаты исследования связанные с созданием комплексной информационно-аналитической системы управления судном.

Рассмотрены потоки информации, сопровождающие процесс управления судном в стесненных условиях канала, их источники и виды информации. Предложен общий алгоритм функционирования системы предоставления услуг информационной поддержки, и рассмотрены его составляющие частные алгоритмы. Раскрыта компонента системной реализации услуг судовождению с учетом угроз безопасному плаванию и предпосылок их возникновения.

Ключевые слова: информационный поток, источник информации, информационная безопасность, комплексная информационно-аналитическая система, алгоритм информационной безопасности, кластер, информационное пространство, приоритетность.

Постановка проблемы, актуальность, связь с государственными программами. Плавание судов в открытом море и в прибрежных водах невозможно без надлежащим образом организованной и эффективно функционирующей системы оказания услуг по безопасному движению. Анализ аварийности судов свидетельствует о недостаточности информационного обеспечения для безопасного судовождения. В большинстве случаев отсутствие качественной информации приводит к ошибочной оценке ситуации, создает угрозу и возникновение аварии. Известны системы, предоставляющие информационные услуги по организации безопасного движения на водных путях с учетом постов регулирования движения судов. Они содержат центр управления судоходством, обеспечены средствами радиосвязи, обработки и преобразования информации, имеют электронно-вычислительные машины и посты регулирования движения судов. Технические средства систем передают на суда фрагментарную информацию, не учитывающую факторы угроз безопасности по местоположению на маршруте и ситуаций приближения и расхождения судов. Оказание помощи судам в принятии решений по обеспечению навигационной и мореходной безопасности выполняется без предоставления данных угроз информационной безопасности. Совершенствование услуг безопасного движения судов связано с созданием информационно-аналитических систем с компонентой безопасности информационного пространства водного пути.

Морским сегментом Государственной Интегрированной Информационной Системы обеспечения управления подвижными объектами (связь, навигация, наблюдение) предусмотрено создание системы наблюдения за надводной обстановкой вдоль морского побережья Украины. Одной из составных частей этой системы является информационно-

аналитическая система обеспечения регулирования движения судов на Бугско-Днепровско-Лиманском и Херсонском морских каналах (БДЛК и ХМК). Острота проблемы и необходимость её решения отражены в совместном приказе Министерства образования и науки и Национальной академии наук Украины от 26.11.2009 № 1066 «Об утверждении основных научных направлений и важнейших проблем фундаментальных исследований в области природных, технических и гуманитарных наук на 2009-2013 годы» (пункт 1.2.8.6. Разработка базовых компонентов и комплексов управления сложными системами).

Анализ последних публикаций и постановка задачи исследования.

Система оказания информационно-аналитических услуг по организации безопасного движения на водных путях с постов регулирования движения судов описана в работе [1]. Она содержит центр управления судоходством, обеспечена средствами радиосвязи, обработки и преобразования информации. Электронно-вычислительные машины системы и постов регулирования движения судов связаны со средствами радиолокации, радиосвязи между судами и ПРДС. Несмотря на направленность системы на безопасное регулирование движения судов, технические средства центра управления судоходством не предусматривают анализа опасности ситуаций движения на узких участках, сближения и расхождения судов. В работе [2] рассматривается система оказания информационных услуг, в которой, благодаря многоканальному диспетчерскому пункту с сервером получения, обработки и предоставления информационных услуг, при помощи сети передаётся только текущая информация на маршруте. Она не предусматривает проведение анализа сближения судов, выявление и оценку в информационном пространстве факторов, несущих угрозу безопасному движению судна. Все это существенно снижает качество информационных услуг судам – потребителям. Предлагаемая в работе [3] система управления движением судов содержит центральную станцию управления с устройством для предупреждения об опасности столкновения судов и приемником сигналов автоматической информационной системы. Отсутствие способности анализировать опасности искажения информационного пространства на участках водного пути не позволяют характеризовать систему, как гарантирующую безопасность судоходства. Методологические особенности построения и функционирования современных систем информационной поддержки служб регулирования движения судов рассматриваются в работах [4, 5].

Комплексность и практическая значимость известных и предлагаемых технических решений по созданию компьютеризированных информационно - аналитических систем мониторинга и управления движением судов выгодно отличает их в части аппаратного обеспечения, однако они не решают вопросов прогнозирования и влияния информационной безопасности водных путей.

Формулирование целей статьи. Целью статьи является обоснование научного положения и разработка технических решений информационно-

аналитической системы контроля и регулирования движения судов на водном пути БДЛК и ХМК за счет повышения информационной безопасности мореплавания.

Изложение материалов исследования. Движение судов морскими каналами БДЛК и ХМК достаточно интенсивное и составляет до 15000 проходов в год. С учетом средней продолжительности одного прохода около 8 часов, среднее количество одновременно сопровождаемых судов составляет около 15. При этом следует учесть, что количество одновременно сопровождаемых судов колеблется как по времени суток (ночью количество судов уменьшается), так и в зависимости от времени года – увеличивается в конце лета - начале осени после сбора урожая, и уменьшается в конце осени-зимой из-за ухудшения погодных условий, особенно во время ледовой кампании. Поэтому в период интенсивных перевозок среднее количество одновременно сопровождаемых судов увеличивается примерно в два раза и может достигать до 30, а в моменты пиковых нагрузок превышает 40 судов.

Информационные потоки, циркулирующие в акваториях каналов, позволяют выделить основные источники и потребители информации в системе управления движением судов [1]. При этом потоки информации могут исходить от следующих источников:

- *центры и посты регулирования движения судов*, где основными потребителями информации являются лоцманы-операторы, а также автоматические радиолокационные посты (далее соответственно ЦРДС, ПРДС и АРЛП);

- *оперативно-координационный центр* службы регулирования движения судов (далее – ОКЦ), в котором происходит прием заявок на движение судов (диспетчер лоцманской службы) и координирование движения судов во всем регионе БДЛК И ХМК (координатор движения судов);

- *организации, агентирующие суда* (далее – агенты);

- *суда*, планирующие или совершающие движение на БДЛК и ХМК.

Кроме того, к источникам информации следует отнести также разнообразные справочники (справочник судов, например Ллойда; справочник типов грузов; справочник флагов стран мира, другие).

Источником информации служит также собственная база данных системы, например, для судов, которые уже совершали плавание в данном районе или уже зашли в один из портов БДЛК или ХМК.

Информационные потоки в системе поддержки принятия решений по управлению судном на БДЛК и ХМК могут быть описаны следующим образом. Здесь и далее опускаются детали, относящиеся к периоду ледовой кампании, имеющей некоторые особенности и не влияющие на общность изложения. На этапе планирования судопроходов в систему поступают заявки на проводки судов. Заявка может поступать от нескольких источников:

- от агента – заявка на лоцманскую проводку или безлоцманский проход судна;

- от судна – по радио или телефонной связи;
- от ЦРДС (ПРДС) – по факту появления судна в зоне.

Информация заявки должна соответствовать документу «Правила плавания и лоцманской проводки судов в северо-западной части Черного моря, Бугско-Днепровско-Лиманском и Херсонском морских каналах» и, соответственно, должна включать в себя:

- тип и название судна;
- радиопозывной;
- номер ИМО;
- порт назначения;
- время подхода к зоне действия ЦРРС / ПРРС;
- название морского агента судна;
- флаг судна и название судовладельца;
- брутто-регистрационный тоннаж и дедвейт;
- максимальную длину, ширину и высоту борта;
- фактическую осадку носом и кормой;
- название и количество груза;
- ограничения в управлении судном и неисправности, которые могут мешать безопасности судоходства.

Заявки на проводки поступают на ОКЦ в виде бумажных документов, телефонограмм, радиограмм либо уже в цифровом виде – с использованием Internet технологий. ОКЦ на основании анализа заявок с использованием специального программно-математического обеспечения (ПМО ОКЦ) производит составление плана движения судов, который затем доводится до ЦРДС (ПРДС). На этапе собственно прохода в систему поступает информация о координатах каждого судна. Источниками координатной информации являются как ЦРДС (ПРДС, АРЛП), оснащенные радиолокационными станциями, так и сами суда, имеющие на борту аппаратуру автоматической идентификационной системы (АИС). Координатная информация поступает на ОКЦ по региональной вычислительной сети, где происходит проверка координат судов на соответствие плану движения. В процессе судопрохода происходит обмен разнообразной информацией между судном и лоцманом-оператором ЦРДС (ПРДС) – передача метеорологической информации, информации о судоходной обстановке в регионе, выдача рекомендаций о движении судна, ведётся запись координатной информации и переговоров. После завершения каждого прохода информация архивируется и может быть впоследствии использована для анализа – как в случае аварийных ситуаций, так и в целях планирования.

Таким образом, с учетом вышесказанного, всю информацию системы информационной поддержки на БДЛК и ХМК можно классифицировать по нескольким признакам:

- по времени поступления – предварительная информация либо информация прохода;
- по источнику информации – одному из вышеуказанных;

- по способу поступления – в бумажном виде, телефон, радио, региональная вычислительная сеть, Internet;
- по виду представления: цифровая, звуковая, видеоинформация;
- по темпу поступления – одноразово (заявки), несколько раз в сутки (планы движения) либо периодически (координатная информация – раз в несколько минут от АИС, несколько секунд – от РЛС).

Наиболее существенной представляется следующая структура информации для одного прохода:

- *постоянная информация судна* определяется номером ИМО судна, по которому можно определить название судна, тип, позывной, брутто-регистрационный тоннаж, дедвейт, максимальную длину, ширину и высоту борта;
- *переменная информация судна* – флаг судна, название судовладельца, агента (которые могут меняться); ограничения в управлении судном и неисправности, которые могут мешать безопасности судоходства;
- *постоянная информация прохода* – порт отправления и порт назначения, фактическая осадка, название и количество груза;
- *переменная информация прохода* – координатная информация с метками времени.

Предоставление информационных услуг на БДЛК и ХМК осуществляется по общему алгоритму, состоящему из нескольких взаимосвязанных алгоритмов:

- алгоритм планирования движения судов;
- алгоритм контроля за движением судов;
- алгоритм анализа и статистики;
- алгоритм гражданской обороны и чрезвычайных ситуаций;
- алгоритм информационной безопасности.

Алгоритм планирования движения судов функционирует на основании информации заявок на движение. В начале каждого дня по команде координатора движения судов алгоритм вырабатывает план движения судов на текущий день. План движения представляет собой совокупность планов для отдельных судов; план движения отдельного судна представляет собой, по крайней мере, одну пару точек (начальная точка движения – конечная точка движения) с временами их прохождения (время начала движения – время конца движения). При движении по БДЛК или ХМК в плане указывается начало и конец движения по каждому колену, а в случае планирования остановок судна происходит дополнительное разбиение плана движения на соответствующем колене. Затем план движения передается на все ПРДС для исполнения судами по командам лоцманов-операторов. В процессе движения судов алгоритм планирования получает данные о координатах судов от алгоритма контроля движением судов и при обнаружении существенных рассогласований информирует об этом координатора движения судов. При наступлении рассогласования движения судов с планом движения, а также при поступлении новых заявок

выполняется процедура корректировки плана, который затем вновь доводится до ПРДС.

Алгоритм контроля за движением судов занимается определением координат судов на основе радиолокационной информации и информации оборудования АИС. Информация каждой радиолокационной станции на каждом обороте антенны проходит несколько этапов обработки:

– *первичная обработка*, при которой с выхода каждой радиолокационной станции на каждом обороте антенны, как правило, это 3-4 секунды, в систему поступает несколько мегабайт «сырого» сигнала. Сигнал фильтруется и упаковывается в несколько десятков килобайт отметок от объектов, отображаемых на экране лоцмана-оператора или, в случае АРЛП, передаваемых по региональной вычислительной сети на соответствующий ЦРДС (ПРДС);

– *вторичная (траекторная) обработка*, при которой извлекается координатная информация судов, других движущихся объектов, средств навигационного оснащения и возможно помеховая информация. Траекторная обработка позволяет уточнить координаты судов и определить параметры их движения;

– *идентификация траекторий*, при которых каждая отметка идентифицируется как некоторое конкретное судно.

Координатная информация от судов, оснащенных АИС, поступает с темпом в несколько минут и содержит только координаты конкретного судна и минимум дополнительной информации. Алгоритм контроля за движением судов обеспечивает объединение обоих видов координатной информации в единый массив данных о судах.

Алгоритм анализа и статистики включает в себя несколько различных процедур, позволяющих выполнять:

– воспроизведение определенных фрагментов судоходной обстановки с целью анализа нештатных и аварийных ситуаций;

– анализ состояния движения судов за те или иные промежутки времени в интересах планирования на будущие периоды.

Алгоритм гражданской обороны и чрезвычайных ситуаций включает в себя процедуры совместной отработки планов ликвидации и локализации чрезвычайных ситуаций в соответствии с планами систем более высокого уровня.

Обобщенный алгоритм информационной безопасности состоит из четырёх частных алгоритмов, выполнение которых обеспечивает судоводителя информацией о возможных предпосылках и опасностях на маршруте следования, устанавливает приоритетность подачи информации в зависимости от степени ее важности, последовательности использования [6]. С помощью частных алгоритмов решаются задачи:

- анализ энтропии, избыточности и количества информационных потоков;

- кластеризация потоков информации;

- анализ ситуации движения, сближения и расхождения судов;

- построение компьютерной модели информационного пространства судовождения с выделением угроз высокой и низкой степени реализации.

Взаимодействие алгоритмов обеспечивается наличием региональной сети обмена данными.

В качестве примера рассмотрим информационную безопасность водного пути БДЛК и судна, как объекта информационной безопасности, при движении в стесненных условиях плавания. С учетом алгоритма информационной безопасности и в рамках реализации всех вышеперечисленных алгоритмов, предлагается (рис.1) комплексная информационно-аналитическая система управления движением судов.

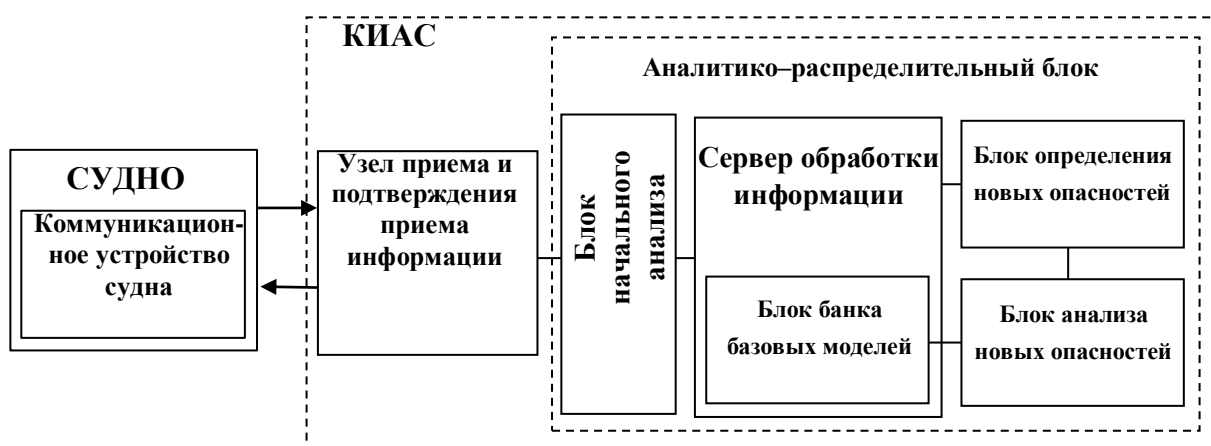


Рисунок 1 – Блок-схема комплексной информационно-аналитической системы управления движением судов

Компьютерная информационно-аналитическая система (КИАС) оказания услуг судам располагается на постах регулирования движения судов. Она содержит узел приёма и подтверждения приёма информации между аналогичными постами и от береговых РЛС и имеет связь с коммуникационным устройством на судах с помощью устройств и сети передачи данных. Аналитико-распределительный блок КИАС включает блок начального анализа, сервер обработки информации с вмонтированным блоком банка базовых моделей, а также блок выявления новых опасностей и блок анализа новых опасностей. В качестве сервера обработки информации возможно использовать любой достаточно мощный компьютер, предназначенный для решения графических и расчетных задач. В качестве примера предложен компьютер марки SuperServer 7046GT-TRF, который имеет такие характеристики: серверный корпус CSE-747TQ-R1400B, процессор Intel®Xeon®Processor 5600 Series (Westmere), материнская плата X8DTG-QF, оперативная память 1333 / 1066 / 800MHz ECC Registered / ECC or Non ECC Unbuffered DDR3 SDRAM 72-bit, 240-pin gold-plated DIMMs до 16 Гб, графический чипсет Matrox G200eW, реализованный на видеокарте NVIDIA Tesla C1060. Сервер рассчитан на подключение до шести жёстких дисков. Данный сервер обеспечивает максимальную продуктивность работы за счёт использования четырёх вычислительных процессоров GPU NVIDIA Tesla M1060/C1060, каждый с которых содержит 240-ядерный процессор,

работающий на частоте 1,3 ГГц с памятью 4 гигабайта. В качестве блока банка базовых моделей используется портативный внешний высокоскоростной жёсткий диск типа ST310005FDD2E1-RK. Для реализации сети передачи данных используются возможности любого мобильного оператора.

При функционировании КИАС на узел приема и подтверждения приема информации передаются сообщения с коммуникационных устройств судов – потребителей услуг и от береговых навигационных систем. Полученная информация передается на блок изначального анализа аналитико-распределительного блока, а с него на сервер обработки для дальнейшей глубокой проверки, который согласно обобщённым и частным алгоритмам работы КИАС осуществляет первоначальный анализ полученной информации путем сравнительной характеристики информационных потоков и осуществляет поверхностный поиск нарушения целостности, достоверности и конфиденциальности информационного потока.

Для гибкого реагирования информационно-аналитической системы на изменения интенсивности опасных факторов определяют границы допустимого и критического информационного влияния, так называемый коридор информационной безопасности [7]. Любые отклонения судна от кривой информационной безопасности, но внутри найденного коридора, можно считать не существенными. При этом они принимаются системой, как маневрирование при прохождении участка. Дальнейшие преобразования информационного пространства для расчетов воздействия опасных факторов и предпосылок на безопасное движение судна предусматривает применение вероятностно-статистического метода и теоремы Радона-Никодима.

Обозначим через X предпосылку к возникновению угрозы, через Y – саму угрозу, а через Z_1 – зону безопасного движения судна. Расчет параметров безопасной судовой зоны на сервере выполняется благодаря решению (в соответствии с теоремой Радона-Никодима) следующего уравнения

$$P = \iint_{Z_1} f(x, y) dx dy. \quad (1)$$

Его решение в общем случае дает множество областей, из которых выбирается та, которая имеет минимальные размеры. При этом для аварийных событий достаточно высокой вероятности, и для поиска минимальной области используется нормальное распределение Гаусса, двумерная плотность которого имеет вид

$$f(x, y) = \frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_y} \exp\left[-\left(\frac{x^2}{2\sigma_x^2} + \frac{y^2}{2\sigma_y^2} + \frac{xy}{2\sigma_{xy}}\right)\right], \quad (2)$$

σ_x и σ_y – средние квадратичные отклонения векториальной погрешности по осям x и y , $\sigma_{xy} = \sqrt{D_{xy}}$ – второй смешанный момент.

Рассмотрим плотность вероятности распределения случайной величины X , что является предпосылкой к возникновению угрозы (в данном случае «Потеря ориентации в навигационной обстановке»), по факту возникновения угрозы Y (в этом случае «Посадка на грунт») на прямолинейных участках БДЛК и в зонах поворота. Плотность распределения, или нормальное распределение Гаусса, выражается функцией распределения, аналитическое выражение которой имеет вид

$$f(x, y) = \frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_y} \exp\left[-\left(\frac{(x - \mu_x)^2}{2\sigma_x^2} + \frac{(y - \mu_y)^2}{2\sigma_y^2}\right)\right], \quad (3)$$

где μ_x, μ_y – математические ожидания, соответственно, предпосылки «Потеря ориентации в навигационной обстановке» и угрозы «Посадка на грунт», σ_x, σ_y – их дисперсии. На основании анализа выборки, составленной из количественных показателей аварийности за последние 20 лет при возникновении предпосылки «Потеря ориентации» по факту возникновения угрозы «Посадка на грунт», можно найти их математические ожидания и дисперсии, используя выражение (3).

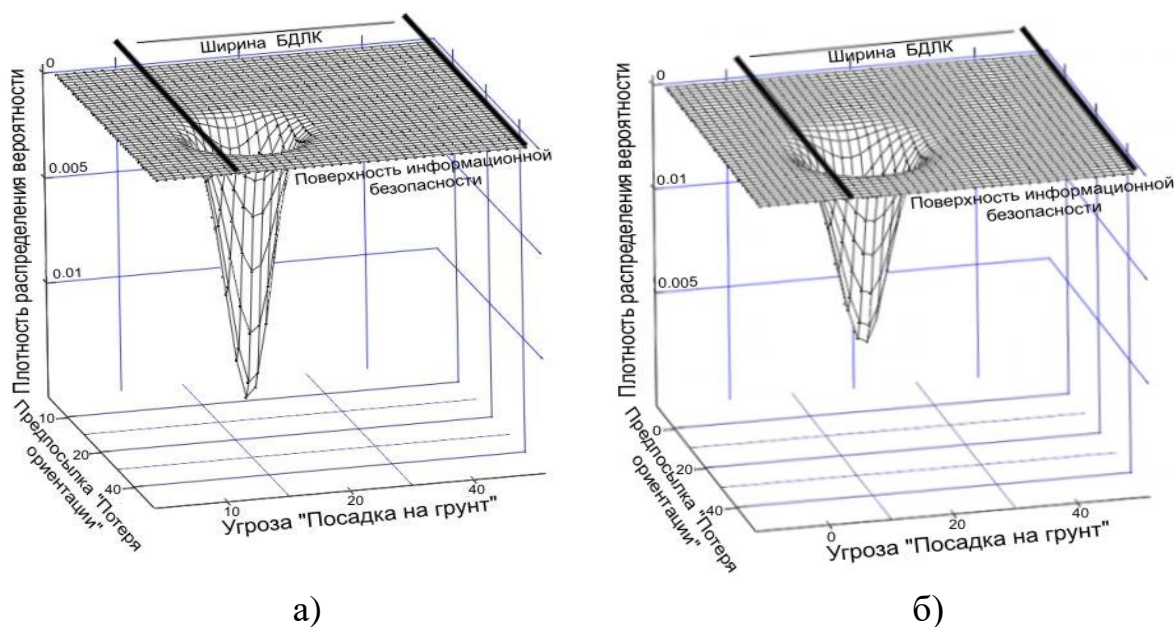


Рисунок 2 – Плотность распределения вероятности предпосылки возникновения угрозы «Потеря ориентации в навигационной обстановке» по факту возникновения угрозы «Посадка на грунт»: а) на прямолинейном участке; б) на повороте.

Расчеты вероятностных характеристик по вышеуказанным формулам показывают на поверхности информационной безопасности распределение вероятности предпосылки «Потеря ориентации в навигационной обстановке» по факту возникновения угрозы «Посадка на грунт» (рис. 2а). Они соответствуют прямолинейному участку пути. Движение судна в зоне

поворота создает более весомую предпосылку для возникновения угрозы (рис. 2б), что повышает вероятность реализации двойки «предпосылка – угроза». Расчет проводим, используя соотношение (3).

Так как величина p достаточно мала, то в расчет принимать следует только такие числа m , которые достаточно малы по сравнению с n . Тогда математические преобразования выражения приводят к формуле (4), которая является функцией распределения случайных событий

$$F(x) = e^{-\mu} \sum_{n=0}^{[x]} \frac{\mu^n}{n!}. \quad (6)$$

Если рассмотреть функцию распределения вероятностной величины X , которая является предпосылкой для возникновения угрозы Y , то функция распределения случайной величины (5) принимает вид

$$F(x, y) = e^{-\mu_x} \sum_{n=0}^{[x]} \frac{\mu_x^n}{n!} \cdot e^{-\mu_y} \sum_{m=0}^{[y]} \frac{\mu_y^m}{m!}. \quad (7)$$

Подстановка функции распределения (6) для значений в целых точках к аналитическому выражению теоремы Радона-Никодима (1) приводит к выражению двумерной плотности случайных аварийных событий и предпосылок низкой вероятности.

$$F(x, y) = \iint_{Z_1} \frac{x^n \cdot y^m}{n! \cdot m!} \exp[-((x - \mu_x) + (y - \mu_y))] dx dy, \quad (8)$$

где подынтегральная функция выражения (8) является плотностью случайных событий и их вероятностей

$$f(x, y) = \frac{x^n \cdot y^m}{n! \cdot m!} \exp[-((x - \mu_x) + (y - \mu_y))]. \quad (9)$$

События с низкой вероятностью возникновения, в стесненных условиях плавания и при достаточно большой плотности движения, имеют достаточно высокую степень реализации. Они создают на поверхности информационной безопасности собственные искажения, которые характеризуют влияние аварийных факторов и предпосылок на безопасное движение судна.

Исследование аварийных событий низкой вероятности с помощью выражения (9) дает возможность более глубокого анализа информационного пространства процесса судовождения. События с низкой вероятностью реализации становятся актуальными при движении судна в стесненных условиях и в процессе их безопасного расхождения. Поэтому статистическое распределение Пуассона дает более полную картину информационного пространства процесса судоходства и его искажения.

Сервер обработки информации осуществляет анализ информационных потоков, поступающих с судов – потребителей услуги и береговых навигационных систем матричными и графологическими методами, и

обращается к блоку банка базовых моделей для поиска соответствующей модели информационного пространства указанного участка пути. Блок базовых моделей является базой данных, включающей модели информационного пространства, в которых математическими методами, на основе теоремы Радона-Никодима, с использованием кластерно-вероятностной методологии прогнозирования опасных навигационных ситуаций, сближения и расхождения судов, осуществляется предварительный расчет вероятностей предпосылок и опасных факторов на водном пути. С учетом базовых моделей происходит корректировка информационных потоков процесса судовождения и передается информация с рекомендациями по принятию решений на участке водного пути. При отсутствии подобных моделей сервер переводит информационный поток в блок выявления новых опасностей, в котором, на основе наиболее близкой модели информационного пространства, происходит обособление новых информационных опасностей указанного участка водного пути и опасностей расхождения судов. Новые опасные факторы передаются в блок анализа новых опасностей, где осуществляется построение новой модели информационного пространства.

Построенная модель информационного пространства (рис. 3) передается в соответствующий кластер блока банка базовых моделей для дальнейшего ее использования в процессе судоходства. Скорректированный информационный поток передается на узел приема и подтверждения приема информации и, через сеть индивидуальных каналов мобильной и радиосвязи, поступает на коммуникационные устройства судов – потребителей услуг и береговых навигационных систем.

Таким образом, использование предлагаемой системы позволяет повысить эффективность предоставления информационных услуг за счет возможности анализа ситуации движения, сближения и расхождения судов. Ее способность обнаруживать чрезмерное сближение судов, выполнять фильтрацию известных опасностей на водном пути и анализировать новые опасности нарушения информационного пространства на участках водного пути гарантирует безопасность движения в судоходстве.

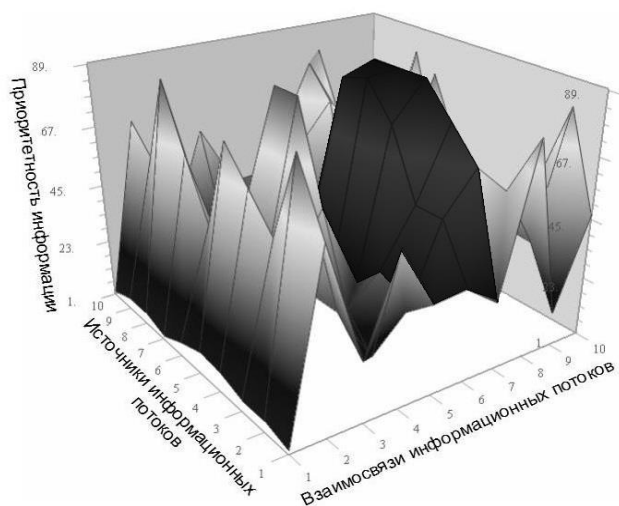


Рисунок 3 – Модель информационного пространства процесса судовождения

Выводы и предложения

1. Предложена комплексная информационно-аналитическая система оказания услуг по безопасному движению судов.
2. Рекомендовано решать вопросы выявления и анализа новых опасностей на маршруте судна путем установки в систему аналитико-распределительного блока с блоком банка базовых моделей безопасности информационного пространства и блоками определения и анализа новых опасностей.
3. Применение системы обеспечивает повышение эффективности мониторинга судоходства за счет возможности анализа опасных ситуаций на участках водного пути и гарантирует безопасность приближения и расхождения судов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вильский Г. Б. Навигационная безопасность при лоцманской проводке судов / [Г. Б. Вильский, А. С. Мальцев, В. В. Бездольный, Е. И. Гончаров] – Одесса-Николаев : Фенікс, 2007. – 456 с.
2. Пат. 32997 України, МПК G08B 19/00. Система надання інформаційних послуг / Виговський Є. А., Базилюк С. Б., Виговський А. Б., Виговський С. А.; заявник і патентоволодар Виговський Є. А. – № 200800907; заявл. 25.01.2008; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.
3. Пат. 5127 України, МПК G08G 7/00. Система керування рухом суден / Бездольний В. В., Вільський Г. Б., Гончаров Є. І., Мальцев А. С., Романов Г. С.; заявник і патентоволодар ДП «Дельта-лоцман». – № 20040705479; заявл. 07.07.2004; опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2.
4. Мальцев А. С. Теория и практика безопасного управления судном при маневрировании : дис...докт.техн. наук: 05.22.16. – Одесса, 2007.– 395с.
5. Хетагуров Я. А., Дреус Ю. Г. Проектирование информационно-вычислительных комплексов / Я. А. Хетагуров, Ю. Г. Дреус. – М., 1987.– 280с.
6. Вільський Г. Б. Технічні системи та засоби забезпечення руху суден : Навчальний посібник. – Одеса : Фенікс, 2008. – 234с.
7. Вильский Г. Б. Исследование информационной безопасности водных путей. / Г. Б. Вильский // Судовождение : сб. научн. трудов / ОНМА, Вып.18. – Одесса : «ИздатИнформ», 2010 – С.38-47.
8. Игнатов М. И. Натуральные сплайны многих переменных / М. И. Игнатов, А. Б. Певный. – М. : Наука, 1991. – 127 с.

Вільський Г.Б., Пілюгин С.В., Надич М.М. КОМПЛЕКСНА ІНФОРМАЦІЙНО-АНАЛІТИЧНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ РУХОМ СУДІВ.

У роботі приведені результати дослідження пов'язані із створенням комплексної інформаційно-аналітичної системи управління судном.

Розглянуті потоки інформації, що супроводжують процес управління судном в обмежених умовах каналу, їх джерела і види інформації. Запропонований загальний алгоритм функціонування системи надання послуг інформаційної підтримки і розглянуті його складові алгоритми. Розкрита компонента системної реалізації послуг судноводіння з урахуванням загроз безпечного плавання і передумова їх виникнення.

Ключові слова: інформаційний потік, джерело інформації, інформаційна безпека, комплексна інформаційно-аналітична система, алгоритм інформаційної безпеки, кластер, інформаційний простір, пріоритетність.

Viliskiy G.B., Pilyugin S.V., Nadych M.M. COMPLEX INFORMATION-ANALYTICAL MANAGERIAL SYSTEM by MOTION COURT.

In work are brought results of the study connected with creation complex information - an analytical managerial system by ship.

The considered flows to information, accompanying process of ship management in straiten condition of the channel, their sources and types to information. It is offered general algorithm of the operating the system of the granting the services of information support and are considered his(its) forming quotient algorithms. The revealed component to system realization of the services shipping with provision for threats to safe sail and premiseses of their origin.

Key words: information flow, the source to information, information safety, complex information-analytical system, algorithm to information safety, кластер, information space, priority.

EXPEDIENCY OF AN IMPROVEMENT FOR A DIESEL-GEARED PROPULSION WITH RESPECT TO SUBJECTIVELY PREFERRED OPERATIONAL FACTORS

*Goncharenko A.V.,
Kherson State Maritime Institute*

According to the technical data of the ship and her engine, the expediency of improving a two six-cylinder four-stroke reversible supercharged 36-centimeter bore 45-centimeter stroke diesel-geared engines propulsion system by way of changing both the reduction gear and the propeller with respect to subjectively preferred operational factors is considered.

Key words: diesel-geared engine, ship propulsion, propeller, operational strategy, subjective preferences, multi-alternative situations.

Introduction. The older fleet to be competitive to the newer one has to have reserves of potential for improvements. One of the possible ways of such an improvement is retrofitting the vessel's propulsion system in order to increase incomes from operation to compensate relatively higher operational costs because of higher fuel oil consumption.

Relatively older marine propulsion systems and engines, their representative is a two six-cylinder four-stroke reversible supercharged 36-centimeter bore 45-centimeter stroke (6 FRGS 36/45) diesel-geared engines propulsion system considered in this work, surrender to more modern leading to better economy diesel engines. They have reduced running costs comparatively to the older engines. The latter have got not just higher fuel oil consumptions. Generally they also have higher lubricating oil consumptions; in addition lower torques at part loads; shorter intervals between overhauls; shorter lifetimes of components; shrunk exchange part services; and more complicated maintenances.

All of that does not allow the older marine propulsion engines reducing their running costs.

Urgency of researches. The problem of monitoring and supporting the technical state of marine ship propulsions and power plants in multi-alternative operational situations is a complex and actual one.

The retrofitting of a vessel's propulsion system is dictated by subjective preferences of the ship-owner. He evaluates the feasibility of a possible modernization and economical issues of the improved propulsion system operation.

Thus this partial problem, for example, considered for the «Sergey Smirnov» vessel in this paper, becomes an urgent part of the general problem of monitoring and supporting the technical state of marine ship propulsions and power plants in multi-alternative operational situations.

Analysis of the latest researches and publications. Problems of project works for propulsion systems with the direct transmission of power from the ship's main engine to the propeller are considered in the book [1]. It deals just only with

the comparatively more modern two stroke crosshead diesel engines built by «MAN Diesel» concern.

Methods for evaluation of a propeller geometrical and technical characteristics as well as kinematical, dynamical, and hydro-dynamical interrelations and interconnections between the propeller and hull developed in the books [2, 3]. Hereby we will make it applicable.

The optimal commercial speed of a transport vessel is considered in [4, 5]. There is a necessity to continue that kind of a research work and take into consideration incomes gained out of the operation.

Technical data are given in the ship's, engine's, and reduction gear documentation [6-10].

The theory of subjective analysis is developed in monographs [11, 12]. Criteria that make allowance for a subjective preferences influence are used in [4]. Hereby we will make it applicable.

Unsolved part of the general problem of monitoring and supporting the technical state of marine ship propulsion and power plants in multi-alternative operational situations is that for the optimization it is necessary to pay more attention to complex criteria that combine technical, economical, random, and subjective preferences factors.

Theoretical models of the preferred operational situations and strategies need mathematical researches.

The task setting. The object of this article is to research theoretically, including technical-economical parameters of operation, the expediency of a possible increase of the «Sergey Smirnov» ship's speed by the way of the reduction gears transmission ratio change for the main diesel-gear engines of 6 FRGS 36/45 with respect to a subjectively preferred feasible modernization.

The main content (material). Accordingly to technical data from [6-10] for the 6 FRGS 36/45 main engines, there is a possibility to install reduction gears with the transmission ratios of 1.5 or 1.98.

If the reduction gear with the transmission ratio of $i_{1.98} = 1.98$ is installed on board ship and the engine speed is 500 rpm, the propeller speed is 252.5 rpm. If the reduction gear were changed for the one with the transmission ratio of $i_{1.5} = 1.5$, then the propeller speed would be 333.3 rpm.

But, for the engine running by the propeller curve i.e. for a fixed pitch propeller, the relation will be the third power curve [3, p. 202, (3.107)]

$$N_e = c_n n^3, \quad (1)$$

where N_e – the engine power, c_n – the coefficient of proportionality between the engine power and the propeller speed, n – the propeller speed.

At the operational ship's speed of $v_s = 13$ knots [6, 10] and with the fact that it was experimentally determined that in a rather wide diapason of the operational rotational speeds the ship's speed is proportional to the rotational speed of the propeller [3, p. 202, (3.106)]

$$v_s \approx n, \quad (2)$$

i.e. between the vessel's speed and the propeller rotational speed there is an approximate linear dependence [1-3], it goes that

$$N_e = cv_s^3, \quad (3)$$

where c – the coefficient of proportionality between the engine power and the ship's speed.

From where at the 6 FRGS 36/45 main engine output of 1150 kW, the coefficient c will have the value of 0.5234.

This meant that with the new reduction gear and the old propeller it would have been possible to expect for the new speed of the vessel

$$v_s = \frac{n_{1,5}}{n_{1,98}} v_{s_{1,98}}, \quad (4)$$

where $n_{1,5}$ – the speed of the propeller rotation of 333.3 rpm with the new reduction gear with the transmission ratio of $i_{1,5} = 1.5$; $n_{1,98}$ – the speed of the propeller rotation of 252.5 rpm with the old reduction gear with the transmission ratio of $i_{1,98} = 1.98$; $v_{s_{1,98}}$ – the vessel's speed of 13 knots with the old reduction gear with the transmission ratio of $i_{1,98} = 1.98$.

Thus the expected ship's speed obtained from the equation (4) v_s would have been about of 17.16 knots. But unfortunately it is impossible on the reason of extremely high overloading of the main engine 6 FRGS 36/45 which necessary output would have been about of 2644 kW according to the cubic law (1, 3) and proportion (2).

Therefore it is necessary to select a more expedient propeller.

The problem formulation. On the basis of the theory of the ideal propeller, blade theory of propeller, and the Froude-Finsterwalder theorem the curves of the propeller action are built [3, p. 151, 171, 175, fig. 3.26].

In every specific case at the designed operational modes the propeller should work in the diapason of advance coefficients which correspond to high values of the efficiency, which is provided by the properly selected geometrical characteristics of propellers. As an illustration it is adduced in [2, p. 293, fig. 5.18] some curves of thrust coefficient $K_1 = f(\lambda_p)$ for propellers with fixed disc ratio at different pitch ratios.

Formulas for elementary thrust and torque of the propeller can be written in the view of [2, p. 291, (5.54, 5.55); 3]

$$dP = z \frac{\rho v_i^2}{2} b C_y \cos \beta_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i) dr, \quad (5)$$

$$dM = z \frac{\rho v_i^2}{2} b C_y r \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) dr, \quad (6)$$

where z – the number of blades; ρ – the density of water; v_i – the speed of the stream which is running upon the section of the propeller blade considered; b – chord line; C_y – lift coefficient; r – the radius; β_i – the angle of the inductive chord; ε – the coefficient of the inverse quality.

To determine the thrust and torque as a whole let us integrate expressions of (5, 6) in the limits from the radius of the propeller boss (hub) to the end of the blade [2, p. 292, (5.56, 5.57); 3]

$$P = \int_{r_0}^R z \frac{\rho v_i^2}{2} b C_y \cos \beta_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i) dr, \quad (7)$$

$$M = \int_{r_0}^R z \frac{\rho v_i^2}{2} b C_y r \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) dr. \quad (8)$$

To overcome the torque of resistance of the propeller there must be applied the equal and reversed torque to the propeller which is being created by the engine. The equality of these torques causes the rotation of the propeller with a constant speed.

When the propeller is rotating in addition to the torque there arises the force of thrust at its blades, as at the wings, which is applied alongside the shaft axis to the thrust bearing, which is in its turn rigidly connected to ship's hull. This force equalizing the force of ambient environment resistance makes the vessel move in the translational way.

The thrust and the torque are hydrodynamic characteristics of the propeller which are expressed in the measurement unit form. However in the theory and practice of projection and operation of propellers, as a rule, there used non-measurement hydrodynamic characteristics, for determination of which the integral expressions of (7, 8) are being represented in the non-measurement form, deducing to that form all the members of the under-integral expressions from the equations of (7, 8) [2, p. 292, (5.58, 5.59); 3]

$$P = \rho n^2 D^4 \int_{r_0}^1 \frac{z}{4} C_y \frac{b}{D} \left(\frac{v_i}{nD} \right)^2 \cos \beta_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i) d\bar{r}, \quad (9)$$

$$M = \rho n^2 D^5 \int_{r_0}^1 \frac{z}{8} C_y \frac{b}{D} \left(\frac{v_i}{nD} \right)^2 \bar{r} \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta_i) d\bar{r}, \quad (10)$$

where n – the rotation speed of the propeller; D – the propeller diameter.

The integrals in the formulas of (9, 10) are depicted as K_1 which is called the thrust coefficient (thrust constant) of the propeller and K_2 – the torque coefficient.

Then the formulas of (9, 10) are getting the view of [2, p. 292, (5.60, 5.61); 3]

$$P = K_1 \rho n^2 D^4, \quad (11)$$

$$M = K_2 \rho n^2 D^5. \quad (12)$$

Here in (11, 12) [2 p. 292], analogous to [3, p. 175, (3.59, 3.60)]

$$K_1 = \int_{\bar{r}_0}^1 \frac{z}{4} C_y \frac{b}{D} \left(\frac{v_i}{nD} \right)^2 \cos \beta_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i) d\bar{r}, \quad (13)$$

$$K_2 = \int_{\bar{r}_0}^1 \frac{z}{8} C_y \frac{b}{D} \left(\frac{v_i}{nD} \right)^2 \bar{r} \sin \beta_i (1 + \varepsilon \operatorname{tg} \beta_i) d\bar{r}. \quad (14)$$

The problem solution. The propulsion qualities calculations [1, p. 101], aiming coefficients K_1 , K_2 of the formulas (13, 14), with the $i_{1,98} = 1.98$ and the old propeller give the towing (towrope) resistance

$$R = \frac{N_e \eta_r \eta_v \eta_p \eta_k}{v_s}, \quad (15)$$

where η_r – the efficiency of the reduction gear; η_v – the efficiency of the shaft line; η_p – the efficiency of the propeller; η_k – the coefficient of the hull's influence.

At the power at the engine driving end flange of 1,560 bhp, and at the reduction gear driving end flange of 1,500 bhp, $\eta_r = 0.9615$. Let us accept $\eta_v = 0.98$. From the presumed old propeller type calculation diagram in the Pappel form, shown in the fig. 1, we accept η_p in the fist iteration. In a few iterations the result converges to the solution of $\eta_p = 0.6$. For η_k determination we use

$$\eta_k = \frac{1-t}{1-\psi} i, \quad (16)$$

where t – the coefficient of the thrust deduction; ψ – the propeller wake coefficient; i – the coefficient of the wake non-uniformity influence upon the η_p .

Accepting form the book [3, p. 188] $\psi = 0.15$ and [3, p. 193]

$$t = 0,7\psi + 0,06, \quad (17)$$

we get $t = 0.165$. From [3, p. 189]

$$i = \frac{i_1}{i_2}, \quad (18)$$

where $i_1 = \frac{\bar{K}_1}{K_1}$ – the coefficient of the wake non-uniformity influence upon the thrust; $i_2 = \frac{\bar{K}_2}{K_2}$ – the coefficient of the wake non-uniformity influence upon the

torque; \bar{K}_1 , \bar{K}_2 – the coefficients of the working behind the ship's hull propeller thrust and torque respectively.

Accepting $i = 0.9$ we get $\eta_k = 0.8841$ and $R = 85.86$ kN.

The effective propeller thrust-loading coefficient at the propeller diameter of $D = 2.56$ m

$$K_1^R = 0,515v_s D \sqrt{\frac{\rho}{R}}, \quad (19)$$

will be $K_1^R = 1.872$.

The translational speed of the propeller

$$v_p = 0,515v_s(1 - \psi), \quad (20)$$

will be $v_p = 5.69$ m/s.

The propeller's thrust

$$P = \frac{R}{1 - t}, \quad (21)$$

will be $P = 102.8$ kN.

The propeller thrust-loading coefficient

$$K_1^P = v_p D \sqrt{\frac{\rho}{P}}, \quad (22)$$

will be $K_1^P = 1.454$.

From the presumed old propeller type calculation diagram in the Pappel form, fig. 1, we get in the first iteration the values of K_1 ; pitch ratio $\frac{H}{D}$ at the geometrical pitch $H = 1.82$ m; advance ration (coefficient) λ_p .

Then we can calculate: the revolutions per minute n

$$n = \frac{v_p}{D\lambda_p}. \quad (23)$$

The effective output N_e

$$N_e = \frac{\rho K_1 n^2 D^4 v_p}{\eta_r \eta_v \eta_p}. \quad (24)$$

Finally, the ship's speed v_s

$$v_s = \sqrt[3]{\frac{N_e}{c}}. \quad (25)$$

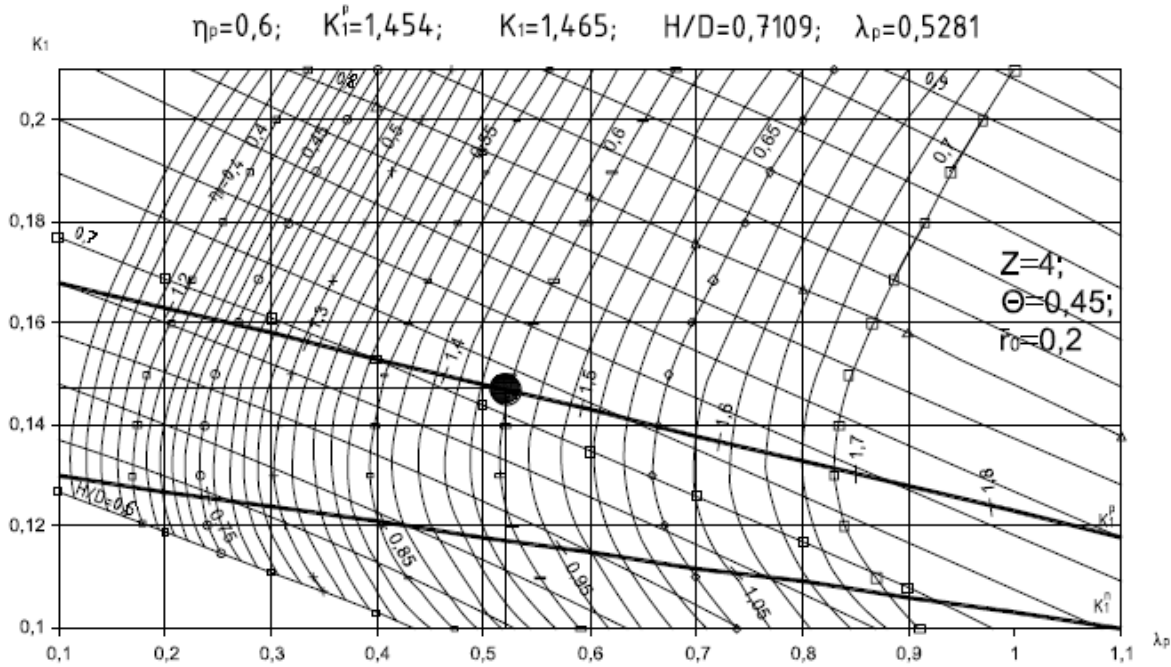


Figure 1 – The presumed old propeller type calculation diagram in the Pappel form

Then, doing next iterations, finally we get the converged to the solution results of $K_1 = 0.1465$; $\frac{H}{D} = 0.7109$; $\lambda_p = 0.5281$; $n = 252.5$ rpm; $N_e = 1150$ kW; $v_s = 13$ knots.

The propulsion qualities calculations by the formulas (15-25) with the $i_{1.5} = 1.5$ and the new propeller give in a few iterations the next results: $N_e = 1150$ kW; $v_s = 14$ knots; $\eta_r = 0.9615$; $\eta_v = 0.98$; $\eta_p = 0.74$, from the presumed new propeller type calculation diagram in the Pappel form, shown in the fig. 2; [3, p. 188] $\psi = 0.21$; [3, p. 193] $t = 0.207$; accepting $i = 0.9$ we get $\eta_k = 0.9034$ and $R = 100.4$ kN; $K_1^R = 1.864$; $v_p = 5.695$ m/s; $P = 126.7$ kN; $K_1^P = 1.311$.

From the presumed new propeller type calculation diagram in the Pappel form, fig. 2: $K_1 = 0.1036$; $H = 1.45$ m; $\frac{H}{D} = 0.5664$; $\lambda_p = 0.4004$; $n = 333.4$ rpm; $N_e = 1150$ kW; $v_s = 14$ knots.

Practical application of the problem solution. The proof of the economical expediency of the improvement for the diesel-gear propulsion complex by the way of changing the reduction gear with the transmission ratio of the $i_{1.98} = 1.98$ for the reduction gear with the transmission ratio of the $i_{1.5} = 1.5$ and corresponding to that changing the replacement of the propeller will be deduced on the basis of some major operational economical indexes for two variants.

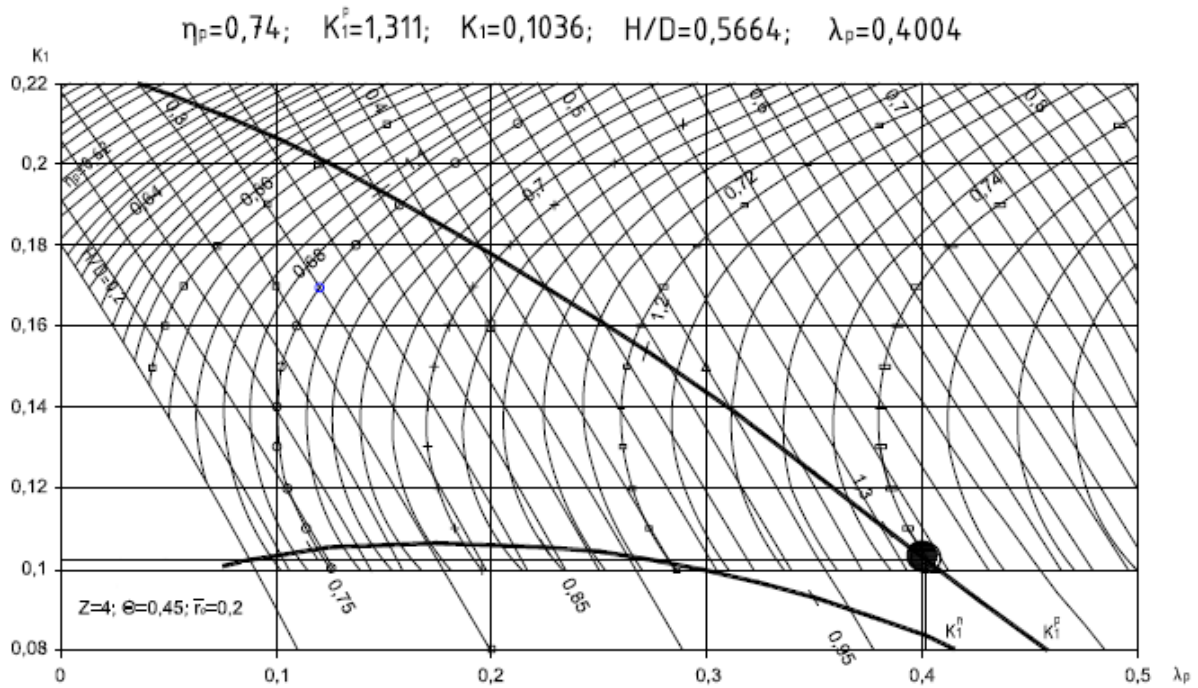


Figure 2 – The presumed new propeller type calculation diagram in the Papmel form

Variant 1. New-building

We choose the basis as the propulsion complex with the old reduction gear $i_{1,98} = 1.98$, $n = 252.5$ rpm, old propeller, $v_s = 13$ knots.

The number of the engines equals the number of the propeller shaft lines $k_e = 2$. The accepted masses: of one engine is 33 t; a reduction gear – 4.5 t; two propeller shaft lines – 11.61 t; a propeller – 1.9 t. Then the mass of the propulsion installation will be summarized up to 90.41 t.

The cost for the engines with respect to the price of US 170 \$/bhp will be up to US 0.53125 \$ mil. If the price for a reduction gear were US 0.005 \$ mil/t, the cost would be US 0.045 \$ mil. For the propeller shaft lines accordingly to the same price it would be of US 0.05805 \$ mil. And if the price for a propeller were US 0.05 \$ mil/t, the cost would be US 0.19 \$ mil. The summarized cost of the propulsion installation would be US 0.8243 \$ mil.

Let us say assemblage of the installation costs up to 10 % of the installation cost.

Thus the capital investments would be up to US 0.90673 \$ mil.

If we consider normative coefficient of the investments economical efficiency on the level of 0.15 which means that the capital investments are distributed into 6.667 years, the reduced capital investments will be US 0.13601 \$ mil.

Duration of one route at the distance of 1500 km will constitute up to 2.595 days. Presume loading/unloading at a harbor would take for 4 days. Then the number of voyages per a year would be

$$N_p = \frac{365}{2.595 + 4} = 55.33 \text{ v/y.} \quad (26)$$

Corresponding running time – 143.6 days/year. Assume expenses for calling at ports – US 0.166011 \$ mil/year. Maintenance – US 0.5 \$ mil/year. Salaries and other – US 0.6 \$ mil/year. For the average annual fuel oil prices of up to US 400 \$/t the annual expenses of fuel oil would be of US 0.708271 \$ mil/year and they would result in the operational costs: E of up to US 1.974282 \$ mil/year.

For a yearly average incomes D we would have in the case of 6,000 t of load transported each time and the price of US 0.01 \$/(t·mil) $D = 2.689164$ \$ mil/year. Then the profit $P_r = 0.578873$ US \$ mil/year. At taxes of up to 30 % the net profit $P_n = 0.405211$ US \$ mil/year. It is for the recoupment period of 6.667 years. After that amortization time, the net profit P_n will be more because of the distributed into 6.667 years reduced capital investments of US 0.13601 \$ mil.

Comparatively to the basis, let us consider the improved propulsion complex with the new reduction gear, $i_{1,5} = 1.5$, $n = 333.3$ rpm and corresponding to that changing a lighter propeller shaft lines and the replaced new propeller, $v_s = 14$ knots.

The next parameters will change. Assume the new mass of the lighter propeller shaft lines would be 10 t instead of 11.61 t in the basis. The new mass of the propulsion – 88.8 t and the cost US 0.81625 \$ mil. Finally, the capital investment would be – US 0.897875 \$ mil, and distributed – US 0.134681 \$ mil/year.

Duration of a route – 2.41 days. Accordingly to formula (26) $N_p = 56.93$ v/y. Running time – 137.2 days/year. Expenses for calling at ports – US 0.170813 \$ mil/year. The annual expenses of fuel oil would be of US 0.676703 \$ mil/year. $E = 1.947516$ US \$ mil/year.

The new transported load capacity

$$D_w = 6000 - \Delta M_{pr} - 1,2 \frac{\Delta M_f}{N_{p2}}, \quad (27)$$

where 6000 – the load capacity of the basis propulsion; ΔM_{pr} – the increase of the propulsion installation mass; 1.2 – the store of the fuel oil by the Register request; ΔM_f – the increase of the fuel oil consumption per a year; N_{p2} – the number of voyages per a year in the new case.

For the improved propulsion complex $\Delta M_{pr} = -1.61$ t; $\Delta M_f = -78.91$ t; accordingly to the formula (27) $D_w = 6003.273$ t; $D = 2.768458$ US \$ mil/year; $P_r = 0.68626$ US \$ mil/year; $P_n = 0.480382$ US \$ mil/year.

The comparison of the two cases is given in the table 1 for the conveniences of analyzing.

Table 1 – The comparison of the two cases parameters

Parameter	Value at the speed of	
	13 knots	14 knots
Cost of the engines, US \$ mil	0.53125	
Cost of the reduction gears, US \$ mil	0.045	
Cost of the shaft lines, US \$ mil	0.05805	0.05
Cost of the propellers, US \$ mil	0.19	
Cost of the propulsion installation, US \$ mil	0.8243	0.81625
Cost of the installation assemblage, US \$ mil	0.08243	0.081625
Capital investment, US \$ mil	0.90673	0.897875
The reduced capital investment, US \$ mil	0.13601	0.134681
Expenses for calling at ports, US \$ mil/year	0.166011	0.170813
Maintenance, US \$ mil/year	0.5	
Salaries and other, US \$ mil/year	0.6	
Expenses of fuel oil, US \$ mil/year	0.708271	0.676703
The operational costs, US \$ mil/year	1.974282	1.947516
The reduced operational costs, US \$ mil/year	2.110291	2.082198
Incomes, US \$ mil/year	2.689164	2.768458
The profit, US \$ mil/year	0.578873	0.68626
Taxes, US \$ mil/year	0.173662	0.205878
The net profit, US \$ mil/year	0.405211	0.480382

Variant 2. Modernization

In case of operation lasts longer than the recoupment time, let us say amortization period of about 10 years, we may recon that the capital investments have been already made back thus we can conduct calculations with respect to operational costs and additional capital investments into this modernization.

Without the modernization the profit would be $P_r = 0.714882$ US \$ mil/year; $P_n = 0.500418$ US \$ mil/year.

In order to carryout the modernization, it will take the additional capital investments for: dismantling US 5\$ thousand; utilization (– US 0.146525\$ mil); purchasing US 0.285\$ mil; mantling US 10\$ thousand. Thus the additional capital investments – US 0.153475\$ mil.

With the modernization the profit would be $P_r = 0.820941$ US \$ mil/year; $P_n = 0.574659$ US \$ mil/year.

Thus the additional net profit would be $\Delta P_n = 0.074241$ US \$ mil/year. The time of recoupment 2.067 years.

The researches results. In addition, the influence of subjective preferences factors could be made allowance for by the use of the formula of the complete probability where hypotheses are considered preferences to accept the corresponding policy of the operation.

The responsible manager has to have got reliable information about the strategy situations in the corresponding operational conditions. If the set of possible alternatives forms a complete group of non-conjunctive events, the complete probability with respect to the subjective preferences

$$P(A) = \sum_{i=1}^n \pi_i P(A|\pi_i), \quad (28)$$

where A – the preferred alternative concerning the propulsion complex modernization; π_i – the subjective preferences of the possible alternatives; $P(A|\pi_i)$ – the conditional probability of the preferred alternative realization on the basis of that the corresponding operational mode has been preferred.

Then the expectation of the annual net profit would be

$$Exp[P_n] = \sum_{i=1}^n P_{n_i} p_i, \quad (29)$$

where P_{n_i} – the net profit from the table 1; p_i – the complete probability of the corresponding alternative in accordance with the formula (28).

In the case of the two variants we have the two alternatives: A – to except or B – to reject the possible modernization.

Conclusions. Accordingly to the given data and $\pi_A = 0.8$; $\pi_B = 0.2$; $P(A|\pi_A) = 0.85$; $P(B|\pi_A) = 0.15$; $P(A|\pi_B) = 0.15$; $P(B|\pi_B) = 0.85$; expectation referred to the formula (29) yields the result US 0.458582 \$ mil/year.

LIST OF THE USED LITERATURE

1. Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на гвинт / В. П. Шостак, В. І. Гершанік, В. П. Кот, М. С. Бондаренко; за ред. В. П. Шостака : Навчальний посібник. – Миколаїв : УДМТУ, 2003. – 500 с.
2. Дорогостайский Д. В. Теория и устройство судна. / Д. В. Дорогостайский, М. М. Жученко, Н. Я. Мальцев. – Л. : Судостроение, 1976. – 413 с.
3. Кацман Ф. М. Теория судна и движители : Учебник. / Ф. М. Кацман, Д. В. Дорогостайский. – Л. : Судостроение, 1979. – 280 с.
4. Гончаренко А. В. Типи задач рекомендованих до опрацювання при виконанні дипломної роботи за спеціальністю «Експлуатація судових енергетичних установок» усіх форм навчання: навчальний посібник для ВНЗ / А. В. Гончаренко. – Херсон : Видавництво ПП Тріфонов, друкарня «Графіка», 2010. – 192 с.
5. Гончаренко А. В. Вибір оптимальної комерційної швидкості транспортного судна / А. В. Гончаренко // Науковий вісник ХДМІ: Науковий журнал. – Херсон : Видавництво ХДМІ, 2010. – №1(2). – С. 41-49.
6. Мелкосидящий контейнеровоз-пакетовоз дедвейтом 4000-5500 тонн. Проект 1588 «Сергей Смирнов». Спецификация. 3 части. 1979 – 150 с.

7. Г74-1000 ТО. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Дизель 6 ЧРПН 36/45.
8. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Дизели 6 Ч 18/22, 6 ЧН 18/22.: Москва, СССР – 80 с.
9. Г80-1000 ТО. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Редуктор Г80. – 82 с.
10. Паспортно-теплотехнические испытания т/х «Сергей Смирнов». Заводской №1203.
11. Касьянов В. А. Субъективный анализ : Монография. – К. : НАУ, 2007. – 512 с.
12. Касьянов В. А. Элементы субъективного анализа : Монография. – К. : НАУ, 2003. – 224 с.

Гончаренко А.В. ДОЦІЛЬНІСТЬ УДОСКОНАЛЕННЯ ДИЗЕЛЬ-РЕДУКТОРНОЇ ПРОПУЛЬСИВНОЇ УСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ СУБ'ЄКТИВНИХ ПЕРЕВАГ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ

Відповідно до технічних даних на судно та його двигун розглянуто доцільність удосконалення двохмашинної пропульсивної установки з дизель-редукторними агрегатами 6ЧРПН36/45 шляхом заміни редуктора разом із гвинтом з урахуванням суб'єктивних переваг експлуатаційних факторів.

Ключові слова: дизель-редукторний двигун, пропульсивна установка, гвинт, експлуатаційна стратегія, суб'єктивні переваги, багатоальтернативні ситуації.

Гончаренко А.В. ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ДИЗЕЛЬ-РЕДУКТОРНОЙ ПРОПУЛЬСИВНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ СУБЪЕКТИВНЫХ ПРЕДПОЧТЕНИЙ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ

Согласно техническим данным на судно и его двигатель рассмотрена целесообразность усовершенствования двухмашинной пропульсивной установки с дизель-редукторными агрегатами 6ЧРПН36/45 путем замены редуктора совместно с заменой винта с учетом субъективных предпочтений эксплуатационных факторов.

Ключевые слова: дизель-редукторный двигатель, пропульсивная установка, винт, эксплуатационная стратегия, субъективные предпочтения, многоальтернативные ситуации.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЗЕМСНАРЯДОВ ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ПУЛЬПЫ

Маслов В.А.,

Одесский национальный морской университет

В работе рассмотрена новая технология сепарации грунтовой пульпы в условиях работы земснаряда. Описаны результаты теоретических и натурных экспериментов. Приведены основные судовые технологические схемы монтажа сепаратора грунта.

Ключевые слова: пульпа, земснаряд.

Введение. В условиях эксплуатации судов дноуглубительного флота особое значение приобретает вопрос о том, какая технология обработки грунта используется при проведении дноуглубительных работ. В этом случае определяющими вопросами являются используемая конструкция судна, технология выемки и обработки грунта, а также способы транспортирования пульпы к месту ее складирования. Качество их решения напрямую оказывает влияние на макроэкономические показатели регионов, расположенных вдоль водного бассейна, где проводятся работы по увеличению фарватера и на показатели рентабельности дноуглубительных компаний или судов, участвующих в выемке грунта [2].

Постановка проблемы исследования. В ходе выполненных научно-исследовательских работ была решена проблема оптимизации процесса обезвоживания грунтонесущей пульпы при работе земснаряда фрезерного типа. Основная задача заключалась в получении оптимальной концентрации воды в пульпе путем модернизации технологической линии земснаряда от места выемки грунта (отвальной фрезы) до места его вывалки (выпускная труба земснаряда или начало рефулерного грунтопровода). Целью подобных работ являлась модернизация земснаряда без проведения дорогостоящих операций по изменению конструкции судна или его составных узлов на линии транспортирования пульпы.

Результаты исследований. Проведенный анализ свойств грунтов, разрабатываемых на территории водного бассейна Украины показал, что целесообразно использовать их стандартную классификацию, базирующуюся на гранулометрическом составе, прилипаемости и прочности. Эти технологические параметры напрямую определяются плотностью и консистенцией грунта в условиях его естественного залегания.

В практике эксплуатации земснарядов основными способами добычи и подъема грунта является использование гидравлических грунтозаборных устройств, фрезерной или черпаковой техники и различных узлов, работающих на принципах механико-силового разрушения грунта (взрыв, удары свай и т.п.) с его последующей эжекцией. Первые два способа используются наиболее часто, и по этой причине фрезерный способ

разработки грунта был принят базовым при проведении научно-исследовательских работ.

Анализ фрезерных земснарядов позволил сделать однозначный вывод - повышение КПД работы земснаряда может быть достигнуто только путем изменения технологии разработки и транспортирования пульпы. Уменьшение удельной концентрации воды в пульпе при прочих равных условиях приводит к росту самого главного рабочего показателя – производительности земснаряда. Концентрация воды в транспортируемой пульпе напрямую определяет стоимость проведения дноуглубительных работ и сложность используемой технологической схемы транспортировки.

При проведении исследований рассматривались два вида грунта – илы и мелкозернистые заиленные пески. Они характеризуются малыми значениями объемного веса. При попадании в трюм частицы обоих видов грунта осаждаются очень медленно, что напрямую указывает на влияние концентрации воды в трюме на консистенцию транспортируемого грунта и ослабление процессов его уплотнения. Одним из способов устранения этого недостатка может быть разработанная в ходе исследований новая технология по отбору из пульпы избыточной воды. Она базируется на использовании комбинированного способа сепарирования воды и грунта и объединяет в себе наиболее просто реализуемые технические решения, а именно:

- использование гидромеханических характеристик движущейся смеси грунта с водой для первичного отбора несвязанной с грунтом воды;
- механический отжим пульпы для получения нужного остаточного содержания воды в грунте;
- аэрирование грунта с получением его равномерной консистенции на выходе из сепаратора.

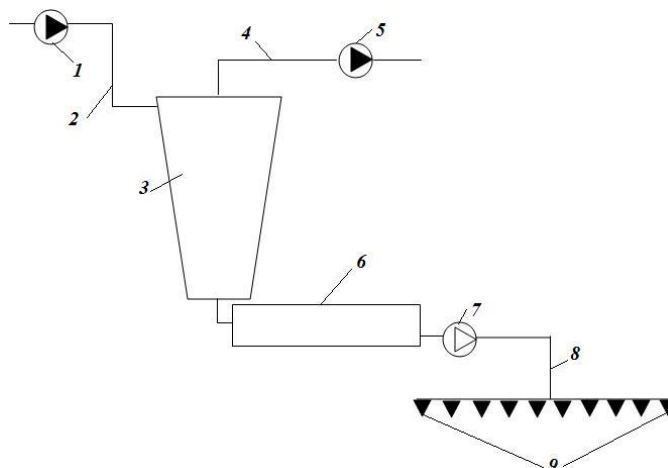


Рисунок 1 – Принципиальная схема установки сепарации пульпы:

1 – судовой грунтовой насос; 2 – подводящий грунтопровод; 3 – циклонная камера; 4 – трубопровод отвода сепарированной воды; 5 – вспомогательный насос; 6 – узел механического отжима; 7 – компрессор высокого давления; 8 – пневмолиния; 9 – распылительные сопла.

Разработанная технологическая схема сепарации грунтовой пульпы показана на рисунке 1. Основная энергия, необходимая для работы

сепарационной установки, передается грунтовой пульпе при ее подъеме на борт судна грунтовым насосом 1. По подводящему грунтопроводу 2 пульпа поступает в циклонную камеру установки, где за счет вращения потока происходит первичное разделение воды и грунта. В верхней центральной части циклона по трубопроводу отвода сепарированной воды 4 за счет работы вспомогательного насоса 5 происходит отбор осветленной пульпы. Из нижней части циклона грунт с остаточной водой попадает в узел механического отжима 6. Его основными элементами являются вращающийся на малых оборотах винт и жесткие стенки корпуса. За счет регулирования проходного рабочего сечения узла 6 и числа оборотов отжимного винта возможно управлять главными характеристиками установки – ее производительностью и концентрацией остаточной воды в сепарируемом грунте.

В ходе теоретических исследований с использованием известной в теории подобия π -теоремы [1, 3] были сформулированы основные условия моделирования процесса гидродинамического разделения пульпы на составляющие. Главным неизвестным параметром в такой задаче является объемный расход отбираемой воды Q .

Процесс движения пульпы с закруткой в циклоне определяется набором следующих физических величин: угловой скоростью потока в циклоне V , плотностью пульпы ρ , ее вязкостью μ , углом конусности циклона α , высотой циклона h , выходным диаметром циклона d . Путем сопоставления размерности указанных величин их комбинация была записана в общем виде:

$$Q = f(V, \rho, \mu, \alpha, h, d). \quad (1)$$

При рассмотрении функциональной зависимости (1) было установлено, что для моделирования процесса гидродинамической сепарации грунта необходимо всегда удовлетворять равенства:

- угла раствора циклона рабочей камеры сепарационной установки;
- отношения высоты циклона рабочей камеры сепарационной установки к ее выходному диаметру;
- степенного отношения кинематической вязкости пульпы к скорости ее подачи.

Эти условия моделирования в виде критериев подобия имеют вид:

$$\frac{h}{d} = idem; \alpha = idem; \frac{\sqrt[7]{V^4}}{V^7} = idem. \quad (2)$$

При составлении математической модели закрутки потока в циклоне сепарационной установки движение частиц грунта рассматривалось как сумма переносного движения в составе выделенного элементарного объема пульпы и относительного движения внутри этого объема. Относительное движение вызывается проявлением силы тяжести в потоке, а его скорость принималась равной скорости осаждения частицы грунта под действием только одной силы тяжести W .

В ходе исследований была принята гипотеза о том, что взвешенная частица грунта принимает скорость элементарного объема за время, намного меньшее, чем время, за которое она этим объемом переносится. На основании этой гипотезы было определено время релаксации t – время, при котором частица грунта приобретала скорость переносящего ее жидкого объема.

При рассмотрении падения частицы грунта в неподвижной воде (ось z направлена вниз) уравнение ее движения (седиментации) имеет вид

$$ma = mg - F_z, \quad (3)$$

где m – масса частицы грунта, кг; g – ускорение свободного падения, m^2/c ; F_z – сила сопротивления, действующая со стороны жидкости на частицу, H .

Если учитывать падение в жидкости частиц крупного фракционного состава, для которых выполняется закон квадратичного сопротивления

$$F_z = k_2 ma, \quad (4)$$

то скорость падения частицы в соответствии с решением уравнения (3) с использованием граничных условий [5] может рассчитываться как

$$V = W \cdot th \frac{g}{W} t. \quad (5)$$

Из уравнения (5) легко находится время релаксации, в течение которого крупная частица, начав двигаться из состояния покоя под действием силы тяжести, приобретет скорость $0,95W$. Оно имеет вид

$$t = 1,8 \frac{W}{g}. \quad (6)$$

Количество частиц грунта, сепарируемых внутри рабочей камеры циклона, определялось с учетом величины радиального (перпендикулярного к оси вращения пульпы) смещения одиночной твердой частицы при движении по кольцевому каналу. При составлении математической модели было принято допущение о равенстве полной скорости потока пульпы тангенциальной составляющей скорости частиц грунта V_r . Радиальное смещение частиц грунта со скоростью V_r встречает противодействие от силы сопротивления вращающейся пульпы. Эта сила, согласно формуле Стокса рассчитывается как

$$F_x = 3\pi\mu V_r d, \quad (7)$$

где d – диаметр частицы грунта, m .

Из-за силы сопротивления частицы грунта начинают двигаться по криволинейной траектории степень кривизны которой определяется массой частицы и вязкостью пульпы. В этом случае частица грунта, выходя на криволинейную траекторию, приобретает центростремительное ускорение, соответствующее силе

$$F_r = \frac{\pi}{6R_{\pm}} V_{\tau}^2 \rho_{\text{ад}} d^3, \quad (8)$$

где R_{\pm} – радиус кривизны траектории движения частицы, м.

Из равенства сил сопротивления и центростремительного ускорения можно найти скорость движения частицы в радиальном направлении

$$V_r = \frac{V_{\tau}^2}{18R_{\pm}} \rho_{\text{ад}} \frac{d^2}{\mu}, \quad (9)$$

Считая, что радиус кривизны траектории частицы R_{\pm} соответствует радиусу окружности, у которой центр совпадает с осью симметрии циклона, можно найти время прохождения частицей грунта пути $L = \pi R_{\pm}$

$$\dot{t} = \frac{L}{V_r}. \quad (10)$$

Значения T фактически соответствуют времени, при котором частица грунта в циклоне смещается от оси его симметрии к стенкам, а величину радиального смещения частицы грунта за это время можно найти как

$$\Delta S = V_r T = \frac{V_{\tau}^2}{18R_{\pm}} \rho_{\text{ад}} \frac{d^2}{\mu} \frac{\pi R_{\pm}}{V_{\tau}} = \frac{\pi \rho_{\text{ад}}}{18\mu} V_{\tau} d^2. \quad (11)$$

В ходе расчетов для различных значений входной скорости потока в циклон было найдено изменение радиальной скорости движения грунта в различных сечениях циклона. Полученные результаты показаны на рисунке 2.

Характер изменения времени, за которое частицы грунта смещаются к стенкам циклона при различных значениях скорости подвода пульпы можно увидеть на рисунке 3. Из графиков следует, что рост скорости подвода пульпы в циклон значительно сокращает процесс ее сепарирования. На графиках видно, что рабочие значения скорости подвода должны превышать величину 5 м/с, а оптимальное значение скорости входа пульпы в сепаратор равно 7 м/с. В этом случае максимальное время отделения грунта от воды в наибольшем поперечном сечении рабочей камеры циклона составляет всего 2 секунды.

Для разработанной конструкции судового узла сепарации грунта были выполнены натурные эксперименты, в ходе которых получен ряд новых результатов и сделаны выводы, позволившие сформулировать основные положения методики его проектирования. Весь процесс измерений был автоматизирован и при определении величины расхода величина суммарной среднеквадратичной погрешности составляла $\delta Q = 0,102\%$, а при измерении эпюры давления по высоте рабочей камеры циклона $\delta \Delta P = 0,5\%$.

При работе сепарационной установки очень важной является зависимость скорости вращения пульпы в циклоне от входного

динамического напора. Динамический напор может быть изменен двумя способами:

1. Конструктивным – установкой сопловых аппаратов в месте соединения трубопровода с рабочей камерой циклона.
2. Технологическим – путем регулирования напорной характеристики грунтового насоса.

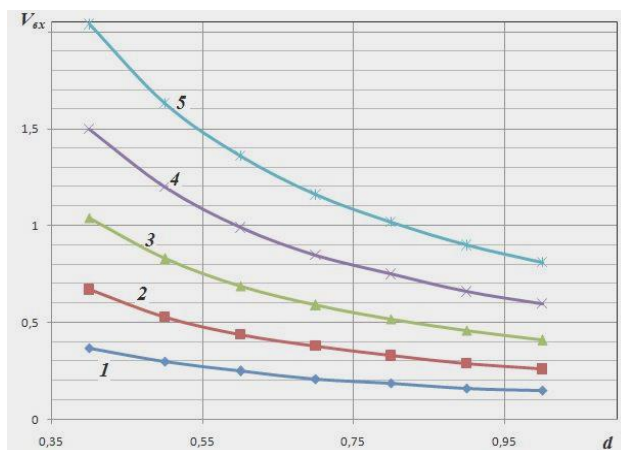


Рисунок 2 – Изменение радиальной скорости частиц грунта по высоте рабочей камеры циклона. 1 – $V_{вх} = 3$ м/с; 2 – $V_{вх} = 4$ м/с; 3 – $V_{вх} = 5$ м/с; 4 – $V_{вх} = 6$ м/с; 5 – $V_{вх} = 7$ м/с.

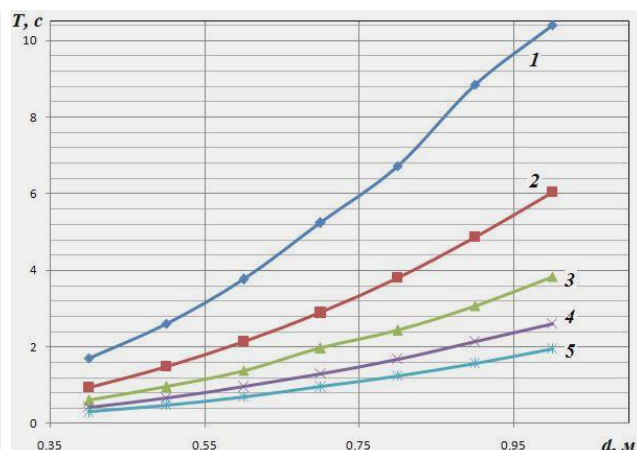


Рисунок 3 – Зависимость времени сепарации грунта от скорости подвода. 1 – $V_{вх} = 3$ м/с; 2 – $V_{вх} = 4$ м/с; 3 – $V_{вх} = 5$ м/с; 4 – $V_{вх} = 6$ м/с; 5 – $V_{вх} = 7$ м/с.

Оба способа были исследованы, и полученные результаты можно увидеть на рисунках 4-5. На рис. 4 показана зависимость угловой скорости вращения от угла конусности α соплового направляющего аппарата. При экспериментах угол α изменялся с шагом 1° в диапазоне от 20° до 30° . Все сопловые насадки имели одинаковые длину $l=200$ мм и входной диаметр $d_{вх}=50$ мм. Внутренняя поверхность насадок за счет механической обработки была выполнена абсолютно гладкой. Эксперимент проводился при неизменном значении напора грунтового насоса $H=38$ м.в.ст.

Приведенная графическая зависимость однозначно указывает на оптимальные значения угла конусности сопловой насадки. На графике видно, что в диапазоне от 20° до 26° в идентичных условиях скорость вращения грунтовой пульпы равномерно увеличилась на 33 %, а, начиная с угла конусности 26° ее значения изменялись мало в пределах, от 6,4 до 6,83 м/с.

В случае подачи пульпы в циклон без использования сопловых насадок скорость вращения определяется только напором грунтового насоса и, как видно на рис. 5, характер ее изменения становится иным. На графике можно выделить три характерных участка каждый из которых характеризуется разным изменением скорости вращения.

Первая зона соответствует области начала вращения пульпы в рабочей камере циклона. Рост скорости в зависимости от напора может

рассматриваться как линейный, а вращение пульпы происходит, как в случае однородной жидкости – без разделения фазовых компонент. В первой области процесс сепарации грунта практически не происходит.

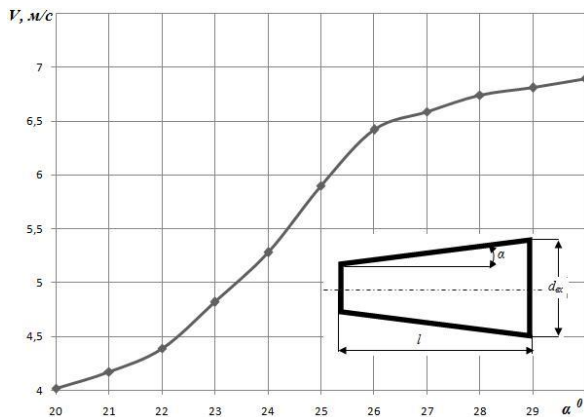


Рисунок 4 – Влияние угла конусности на скорость вращения

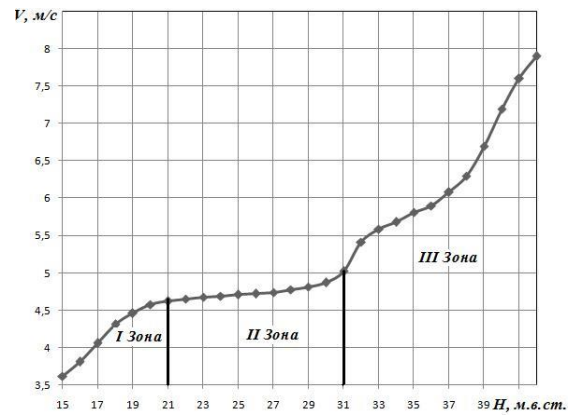


Рисунок 5 – Влияние напора на скорость вращения

Вторая область соответствует вращательному движению с проявлением в потоке сил вязкостного трения. Силы инерции частиц грунта преобладают над центробежными силами, и по этой причине, рост напора не приводит к значительному росту скорости вращения. На графике подобное постоянство скорости соответствует характерному плоскому участку. На рисунке видно, что изменение напора с 21 до 31 м.в.ст., т.е. на 47 %, приводит к изменению скорости вращения пульпы всего на 8 % от 4,62 до 5 м/с.

Третья зона может рассматриваться, как основная зона сепарации грунта. Увеличение напора на 35 % приводит практически к двойному росту скорости вращения от 5 до 7,9 м/с.

Качество работы судовой установки сепарации грунтоносущей пульпы и в частности ее производительность по отделяемой воде, напрямую определяется напором потока пульпы на входе в нее. При проведении измерений была получена зависимость отношения расхода осветленной пульпы Q_e к общему расходу Q_n при изменении входного напора в установку. Она показана на рисунке 6, где также приведена графическая зависимость, описывающая качество получаемой осветленной пульпы. Как видно, в начале графика концентрация грунта в отобранной воде ε с ростом напора грунтового насоса падает. Свое минимальное значение она принимает при $H = 25$ м.в.ст., а затем начинает увеличиваться. Причиной роста является дополнительная турбулизация потока, приводящая к образованию крупномасштабного вихревого течения, в результате которого возникают процессы вторичного выбрасывания грунта от стенок циклона к его центральной части.

С технологической точки зрения особое внимание нужно уделять местам установки разработанного узла сепарации грунта на судне. В зависимости от требований к выходной концентрации воды в грунте

возможно использовать два технологических решения. Они оба показаны на рисунке 7.

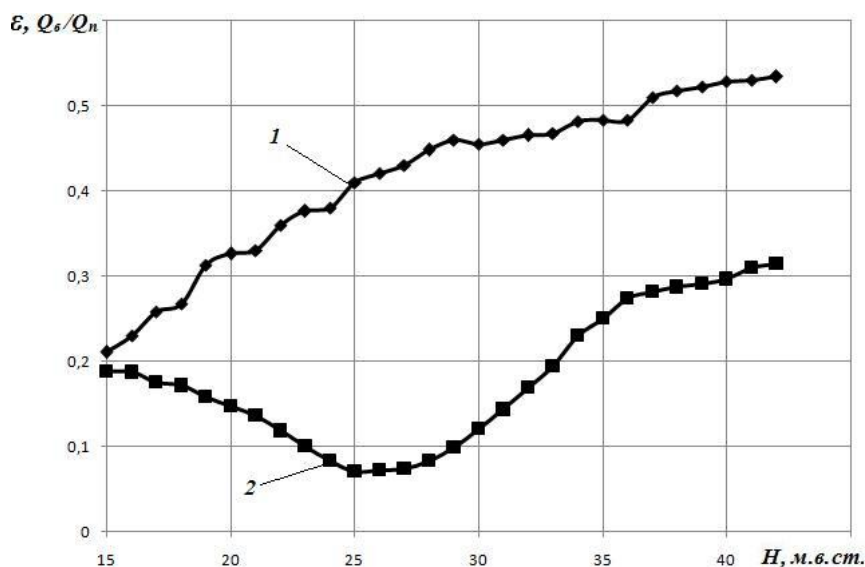


Рисунок 6 – Влияние напора судового насоса на производительность и качество очистки воды:

1 – отношение расхода осветленной пульпы Q_v к общему расходу Q_n ; 2 – относительная концентрация грунта в отделенной воде

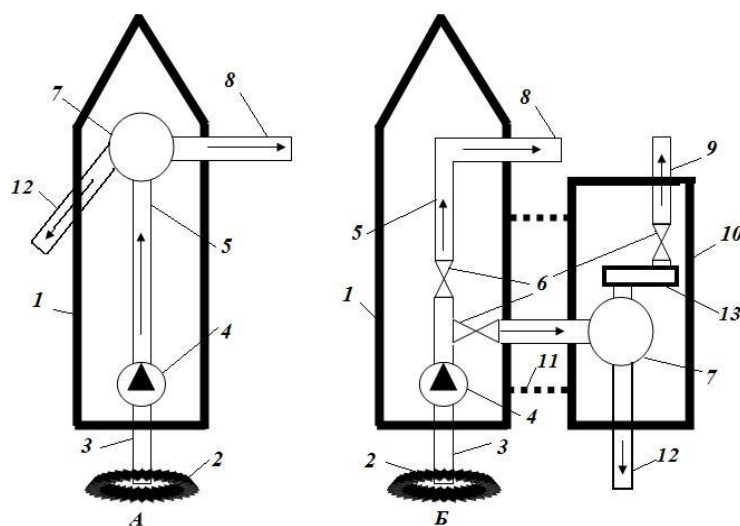


Рисунок 7 – Схемы установки узла сепарации

(А – установка на судне; Б – установка на отдельном понтоне):

1 – земснаряд, 2 – фреза, 3 – всасывающий грунтотвод, 4 – грунтовой насос, 5 – судовой грунтотвод, 6 – запорно-регулирующая арматура, 7 – узел сепарации пульпы, 8 – рефулерный грунтотвод, 9 – лонгкулар или механический транспортер, 10 – понтон, 11 – механизмы швартовки, 12 – линия сброса отделенной воды, 13 – узел механического отжима.

Первый вариант (рис. 7-А) установки – палуба земснаряда. В этом случае остаточная концентрация воды должна быть не менее 30 % и грунт в последующем должен транспортироваться как обычная пульпа.

Второй вариант (рис. 7-Б) установки – палуба отдельного понтона, пришвартованного к земснаряду жесткой связью. В этом случае остаточная

концентрация воды является минимальной (не более 20 %) и грунт должен складироваться в трюм баржи непосредственно на месте проведения дноуглубительных работ.

При эксплуатации разработанного судового сепаратора грунта предполагается полное автоматическое управление и контроль за основными параметрами сепарируемой пульпы и получаемых продуктов разделения - воды и грунта. Общая схема включения сепаратора в судовой напорный грунтопровод показана на схематическом рисунке 7-А. Ее основным предназначением является повышение производительности рефулерной системы грунтопровода 8. При такой технологии подключения узел сепарации грунтовой пульпы не должен содержать узел механического отжима 13.

При использовании второй схемы установки – на отдельном понтоне выходная концентрация воды в грунте после узла механического отжима 13 будет очень низкая и одним из вариантов транспортирования грунта от судового сепаратора до трюма может являться лонгкулуар (грунтоотводной лоток) 9. В своей работе это устройство использует принцип движения вязкопластичного потока за счет действия силы тяжести. Оптимальное значение угла наклона лотка соответствует диапазону 25 – 33 0. Длину кулуара можно регулировать установкой модульных секций имеющих в поперечном сечении стандартные геометрические формы – круглую, прямоугольную или полукруглую. Суммарная сила трения потока о стенки кулуара равна

$$F = \Pi l \tau, \quad (12)$$

где Π – смоченный периметр, м; l – длина стенки, м; τ – касательное напряжение, Па.

Анализ выражения (12) показывает, что предпочтительными для стенок лонгкулуара являются круглая и полукруглая формы. При заданной площади они обладают меньшей величиной смоченного периметра по сравнению с прямоугольным каналом и, следовательно, оказывают меньшее сопротивление транспортируемому грунту.

Выводы:

1. Повышение КПД работы земснаряда можно достигнуть путем модернизации технологии обработки пульпы. Уменьшение удельной концентрации воды в пульпе при прочих равных условиях приводит к росту самого главного рабочего показателя – производительности земснаряда.

2. Основными параметрами, влияющими на качество предложенного метода сепарации, являются входной динамический напор, консистенция грунта в пульпе и вязкость самой пульпы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта Т. М., Руднев С. С. и др. Гидравлика, гидромашини и гидроприводы. – М. : Изд-во Машиностроение, 1982. – 423 с.

2. Бородулин Я. Ф. Дноуглубительный флот и дноуглубительные работы / Я. Ф. Бородулин, Б. Н. Сущенко. – М. : Транспорт, 1973. – 432 с.

2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1973. – 847 с.

3. Яхно О. М. Кавитация в переработке нефти / [О. М. Яхно, А. Д. Коваль, Л. И. Пищенко, В. П. Паскалов, Н. Н. Яске]. – Київ : Світ, 1999. – 263 с.

5. Гиргидов А. Д. Турбулентная диффузия с конечной скоростью / А. Д. Гиргидов. – СПб. : СПбГТУ, 1996. – 260 с.

Маслов В.О. УДОСКОНАЛЕННЯ ЗЕМСНАРЯДІВ ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ПУЛЬПИ

В роботі розглянута нова технологія сепарації ґрунтової пульпи в умовах роботи земснаряду. Описані результати теоретичних і натурних експериментів. Приведені основні суднові технологічні схеми монтажу сепаратора ґрунту.

Ключові слова: пульпа, земснаряд.

Maslov V.A. IMPROVING DREDGERS BY MODERNIZING THE TECHNOLOGICAL PROCESS OF PULP PROCESSING

A new technology for soil pulp separation when using a dredger is considered. The results of theoretical and physical experiments are described. Primary technological schemes for soil separator assembly are given.

Key words: pulp, dredger.

НОВА КОНЦЕПЦІЯ РОЗВИТКУ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Настасенко В.О.,

ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»

Робота присвячена пошуку можливостей використання нетрадиційних енергетичних систем і палив на флоті. За підсумками проведеного аналізу відомих розробок показано, що всі вони не можуть забезпечити перехід до нетрадиційних видів енергетики і палив, однак комплекс, що включає новий вид гідрохвильових генераторів, забезпечуючих виробництво дешевої електроенергії, дозволяє використати електроліз для виробництва водню, який буде основним паливом майбутніх суднових двигунів внутрішнього згоряння, в т.ч. – ракетного типу.

Ключові слова: нетрадиційні види палив і енергетики, двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), водній, як паливо для ДВЗ, перспективні суднові двигуни.

Вступ. Зв'язок проблеми з основними науковими напрямками.

Одними з найбільш поширених двигунів сьогодення є двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), які експлуатуються на всіх видах транспорту – автомобільному, залізничному, морському та у малій авіації. Основними видами палива, що вони використовують, є бензини та дизельне паливо, які є продуктами переробки нафти. Однак під час згоряння палива ці продукти безповоротно втрачаються, оскільки високомолекулярні вуглеводні, що їх складають, перетворюються на вуглекислий газ та воду, і ці процеси є незворотними. Тому нафтопродукти є невідновлюваними, і їх запаси у світі постійно зменшуються. За прогнозами ЮНЕСКО запаси розвіданої нафти будуть вичерпані до 2050 року, а з урахуванням удосконалення розвідки нових та інтенсифікації видобутку занедбаних родовищ – до 2070 року. Перехід на газове паливо теж не дозволяє розв'язати цю проблему, оскільки запаси газу також невідворотно зменшуються, хоч і дозволяють подовжити строки до повної його витрати відповідно до 2070 і до 2100 років.

Вичерпність традиційних видів палива призвела до пошуку шляхів його заміни. Оскільки ця потреба є неминучою і визначена лише періодом часу у кілька десятків років, тому така робота є актуальною та важливою і ведеться в усьому світі. В Україні вона також ведеться, але потребує інтенсифікації, оскільки значних результатів в цій сфері, окрім вирощування ріпака та виробництва з нього палива, все ще не отримано. Тому головною метою виконуваної роботи є аналіз можливостей розвитку нетрадиційної енергетики, в т.ч. у судноплавстві, та її впливу на розробку майбутніх поколінь двигунів внутрішнього згоряння, оскільки у судноплавстві є свої особливості і обмеження. Вони обумовлені великими потужностями (до 100 тис. кВт/год), великими витратами палива (до 150 тонн на добу), жорсткими умовами експлуатації суден (спека, холод, сильний вітер і шторм, солоня вода з її випаровуваннями), корисною тоннажністю судна (яку слід витратити на перевозку вантажу), габаритами судна та наявністю вільного місця на його палубі і рубках.

Наукову новизну виконуваної роботи складає пошук найбільш перспективних шляхів розвитку двигунобудування в умовах вичерпності традиційних і переходу до нетрадиційних видів палива. Дані задачі мають велике практичне значення, оскільки потреби їх вирішення безперервно зростають.

Аналіз шляхів розв'язання поставленої проблеми. Подолати безперервно зростаючу загрозу вичерпності джерел нафтових енергоносіїв можна трьома основними шляхами:

1) створенням високоефективних і економічних хіміко-фізичних процесів синтезу високомолекулярних вуглеводнів з простих вихідних продуктів – вуглецю і водню, подібних природному процесу фотосинтезу;

2) поступовим зменшенням витрат нафтового і газового палива та заміною їх іншими видами, з яких найбільш перспективними вважаються відновлювані палива;

3) переходом до інших (нетрадиційних) відновлюваних джерел енергії.

Перший шлях поки що занадто складний і дорогий, хоча вже розроблені досить прості технічні способи перетворення на бензин різних відходів з високомолекулярних вуглеводнів, в т.ч. гумових автомобільних покришок, пластикових бляшанок та їм подібних відходів. Однак початкові продукти цих відходів теж створені з нафти чи газу, тому цей шлях веде лише до їх економії, а головне – до поліпшення екології, що робить його перспективним за будь-яких умов, але оновлюваного оберту цих продуктів недостатньо навіть для поновлення випуску початкових виробів з нафти чи газу, оскільки потреби суспільства в них теж постійно зростають.

Виходячи з цього, потенційна можливість високоекономічної технічної реалізації синтезу високоорганічних палив з простих вихідних продуктів – вуглецю та водню, існує і розробляється як перспектива, хоч поки що досить віддаленого майбутнього, а на сучасному етапі вона дуже складна і витратна.

Другий шлях активно розвивається за рахунок:

1. Удосконалення бензинових та дизельних двигунів, в першу чергу камер згорання і циліндрів, систем спалювання і впорскування палива. Але вони вже підійшли до меж своїх можливостей, тому потребують великих економічних витрат і копіткої інженерної праці. Поліпшити їх може лише розвиток науково-технічного прогресу і прогресивні наукові відкриття та винаходи (що є складнопередбачуваним розумовим процесом створення нового науково-технічного продукту). Однак цей шлях не дозволяє повністю відмовитися від використання нафти і газу, що не дає змоги розв'язати дану проблему у повному обсязі, тому в даній роботі він не розглядається.

2. Переходу на інші види палива, в т.ч. газове [1], водно-вугільне [2] та їм подібні. Якщо перехід на газове паливо здійснюється вже довгий час і є досить успішним [1], то використання вугілля – ще тільки в початковій фазі [2]. Однак запаси газу і вугілля теж є вичерпними, хоч вугілля вистачить на значно більший строк (200-300 років) ніж газу (до 100 років), але його видобуток значно складніший і небезпечніший, ніж видобуток нафти чи газу,

і, в міру вичерпності вугільних копалин, ця небезпечність буде зростати. Окрім цього недоліку, двигуни і системи подачі вугільно-водної паливної суміші є складнішими, ніж під час використання газу і палива з нафти – можливе випадіння вугілля в осад при зберіганні палива. Таким чином, потрібен пошук можливостей використання інших видів палива, що є завданням даної роботи.

3. Переходу на поновлювані види палива, що отримані з рослин (насіння ріпаку, соняшнику, сої та інших маслянистих культур, або цукрового очерету, буряків та інших продуктів, що перероблюються у спирти) чи з їх відходів (соломи, стовбурів рослин, деревини), або з відходів тваринництва і його життєдіяльності (біологічні гази, та ін. [3, 4]).

Однак можливості даних шляхів обмежені площинами і родючістю земель. Наприклад, при родючості ріпаку у 70 центнерів з гектару, з нього можна виробити не більше 3 тонн дизельного палива, тому для судна з добовою нормою витрат у 150 тонн, потрібні 50 га земель, а для річної – близько 1600 га, або ділянка 4x4 км². Ці землі треба або виводити з обігу під продукти харчування, нестачу яких вже відчуває чверть населення Землі, яке постійно зростає, або додатково вводити, наприклад, за рахунок освоєння пустель чи інших малопродатних зон, що потребує значного часу і додаткових витрат.

Аналогічні проблеми родючості земель виникають для біопалив, отримуваних з продуктів і відходів тваринництва, оскільки його теж треба вигодовувати за рахунок родючості земель. При цьому виробництво біологічного газу є вторинним продуктом для тваринництва, що потребує більших витрат, ніж пряме отримання палива з продукції рослинництва, тому цей шлях є менш перспективним, хоч і важливим з огляду екології.

Інший можливий варіант – отримання біологічного газу з відходів життєдіяльності людей зі звалищ сміття – поки ще недосконалий, але при його удосконаленні він в першу чергу буде використовуватися для потреб міста, а не судноплавства. Для нього будуть потрібні свої розробки. Однак виконаний в 2008 році дипломний проект [5] показав, що добування біогазу з відходів життєдіяльності на транспортному судні з екіпажем 10-15 чоловік, становить 1-1,5 м³ на добу, тому навіть на пасажирських судах з тисячами пасажирів – не перевищує 5% від його добових потреб у паливі. Але й цей показник значно зменшують миючі засоби, які можуть попадати у систему створення біогазу і пригнічувати роботу корисних бактерій. Тому покриття біопаливом потреб флоту та інших галузей виробництва і побуту людства у повній мірі неможливе. Оскільки мета даної роботи – пошук шляхів, які дозволять повністю задовольнити потреби у новому виді палива, то цей шлях далі не розглядається, але, як засіб очистки фекальних вод на судні, він є ефективним і повинен впроваджуватися.

Для деревини пряме використання у якості палива обмежене зручністю подачі її у камеру згоряння і зручностями її зберігання, а перегонка деревини у спирт або у інший вид рідкого палива веде до додаткових витрат. Оскільки цей шлях теж не дозволяє повністю задовольнити потреби майбутнього

двигунобудування, то він далі не розглядається, Додатковими проблемами також є обмеження площин лісів та їх хижацьке знищення.

Таким чином, для судноплавства відновлювані палива рослинного і тваринного походження не дають змоги у 100% заміні традиційних видів палив, у кращому разі – забезпечать 20...30% економії, тому вони можуть бути використані, лише як допоміжні.

Більш перспективним паливом для ДВЗ може бути водній [6, 7], в першу чергу, отримуваний найбільш простим і технічно доступним шляхом – електролізом з води. Однак сьогоднішні затрати електроенергії на електроліз дуже великі, а отримувана при спалюванні водню енергія значно менша тієї, що витрачена за 2 етапи: 1) вироблення електроенергії, 2) електроліз. На кожному з них є свої втрати, що знижують ККД системи, тому це економічно недоцільно – паливо для електростанцій, що іде на вироблення електроенергії для електролізу, доцільніше використати спалюванням напряду у двигунах.

Окрім цього, для всіх перелічених видів палива, необхідно створення відповідних їм судових двигунів, що потребує значних витрат коштів і часу на їх створення, тому, чим раніше буде розроблена відповідна концепція удосконалення ДВЗ, тим меншими будуть ці витрати.

До поки що нетрадиційних видів палива у громадянському флоті слід віднести ядерне. І хоч суднова ядерна енергетика існує (криголами) і може забезпечити заміну традиційних видів палив, але тільки на великих судах і небезпечна, як екологічно, так і в умовах міжнародного тероризму і піратства, тому цей шлях визнаний в даній роботі неперспективним і не розглядається.

Третій шлях – перехід до інших нетрадиційних відновлюваних джерел енергії – пов'язаний з використанням сонячної енергетики, вітроенергетики, гідроенергетики, як енергії хвиль, та сполучення усіх перелічених вище видів енергетики.

Аналіз цих видів енергетики показав, що найбільші питомі потужності дає гідрохвильова енергетика на основі використання механічної енергії руху хвиль. Такі гідрохвильові генератори можуть встановлюватися на судні або опускатися зовні. Перший варіант більш доцільний, оскільки менш затратний у порівнянні з другим варіантом, де потрібен спуск пристроїв, які створюють додатковий опір руху судна і схильні до поломок сильними хвилями. Однак перший варіант для океанських суден 3-го і наступних поколінь, розміри яких вже перевищують 250 м у довжину та 35 м у ширину, неіздатний, оскільки їх хитаючи хвилями неістотна навіть при хвилюванні моря у 5-7 балів, а при хвилюванні моря більше 6 балів експлуатація суден недоцільна, зони таких штормів усім суднам рекомендовано обходити. Таким чином, гідрохвильова енергетика може бути лише частково рекомендована для суден невеликих розмірів – до 150 м довжини та до 20 м ширини і водотоннажності до 15 тис. тонн.

Сонячна енергетика знайшла широке застосування на суходолі, однак має невеликі питомі потужності у теплообмінному варіанті, що обумовлено

низьким ККД (<6%) але пряме використання нагрітого сонцем теплоносія для СЕУ мало можливе, а тільки для побуту. У фотодіодному електричному виконанні – ККД зростає до 15%, але такі установки дуже дорогі і недоцільні для суден, оскільки вразливі від дії морської води і повітря. Окрім того, обмеження їх використання пов'язані з темною частиною доби, в той час, як для хвиль та вітру вони менш дійові. Таким чином, сонячна енергетика не може повністю задовольнити вимоги флоту, тому далі не розглядається в даній роботі, але вона може бути рекомендована для суден, як додатковий вид енергетики у комбінації з хвильовою чи вітровою.

Вітровій енергетиці в сучасних умовах приділяється велика увага, оскільки цей напрямок вважається найбільш прогресивним на суходолі, де вітрові енергетичні установки знайшли широке використання.

Найпростішим варіантом для суден є система «SkySails» [8] (рис. 1), з надувним вітрилом типу летючого крила, яке встановлене в носовій частині судна і при попутному вітрі у секторі $\pm 50^\circ$ до напрямку його руху збільшує тягову силу до 20%. В 2009 році ця система пройшла масштабні іспити. Додатковою її перевагою над системою вітрил традиційного (щоглового) типу є менше кренування судна від дії вітру, але вузький сектор ефективної дії вітру значно обмежує можливості її використання, окрім цього, воно можливе тільки на магістральному шляху і неможливе у вузкістьях плавання. Недоліком також є потреба у кваліфікованому контролі керування вітрилом, особливо при його запуску і спуску, та можливість його пошкодження в момент згортання, особливо під час падіння вітрила у воду. Але одного такого вітрила замало для повної заміни головного двигуна, і хоч під час використання великої їх кількості даний недолік значно зменшується, однак при цьому суттєво зростає складність управління вітрилами, особливо, потреби уникнення їх зіткнення, перехрещення та перекручування від дії вітру, як під час ходу судна, так і при їх підйомі та спуску.

Іншим традиційним, але більш складним напрямком, є застосування щоглових вітрил, оскільки до другої половини ХІХ століття весь флот був вітрильним. Однак він мав істотні недоліки:

1) потреба у значній вітрильності ($> 1000\text{м}^2$) для великотоннажних суден, що веде до використання великої кількості занадто високих сильно навантажених щогл і фактично обмежує водотоннажність оснащуваних суден до 10 тис. тонн.

2) складна систему такелажу для кріплення вітрил;

3) потреба у великій кількості екіпажу для упорядкування вітрилами;

4) значний крен та хитавицю при сильних поривах вітру;

5) велика залежність від штормової обстановки;

6) складність маневрування у вузкістьях, особливо у каналах (тому введення в експлуатацію Суецького каналу наприкінці ХІХ століття привело до остаточної відмови від парусного флоту).

Однак потреби економії палива спонукали вчених в ХХ столітті до використання вітрил, тому були запропоновані спрощені системи прямих і косих щоглових вітрил з одного гнучкого полотна на всю висоту щогли, що

полегшує їх використання в автоматичному режимі за рахунок згортання і розгортання в ролон, як у переносного кіноекрану [9] (рисунок 2).

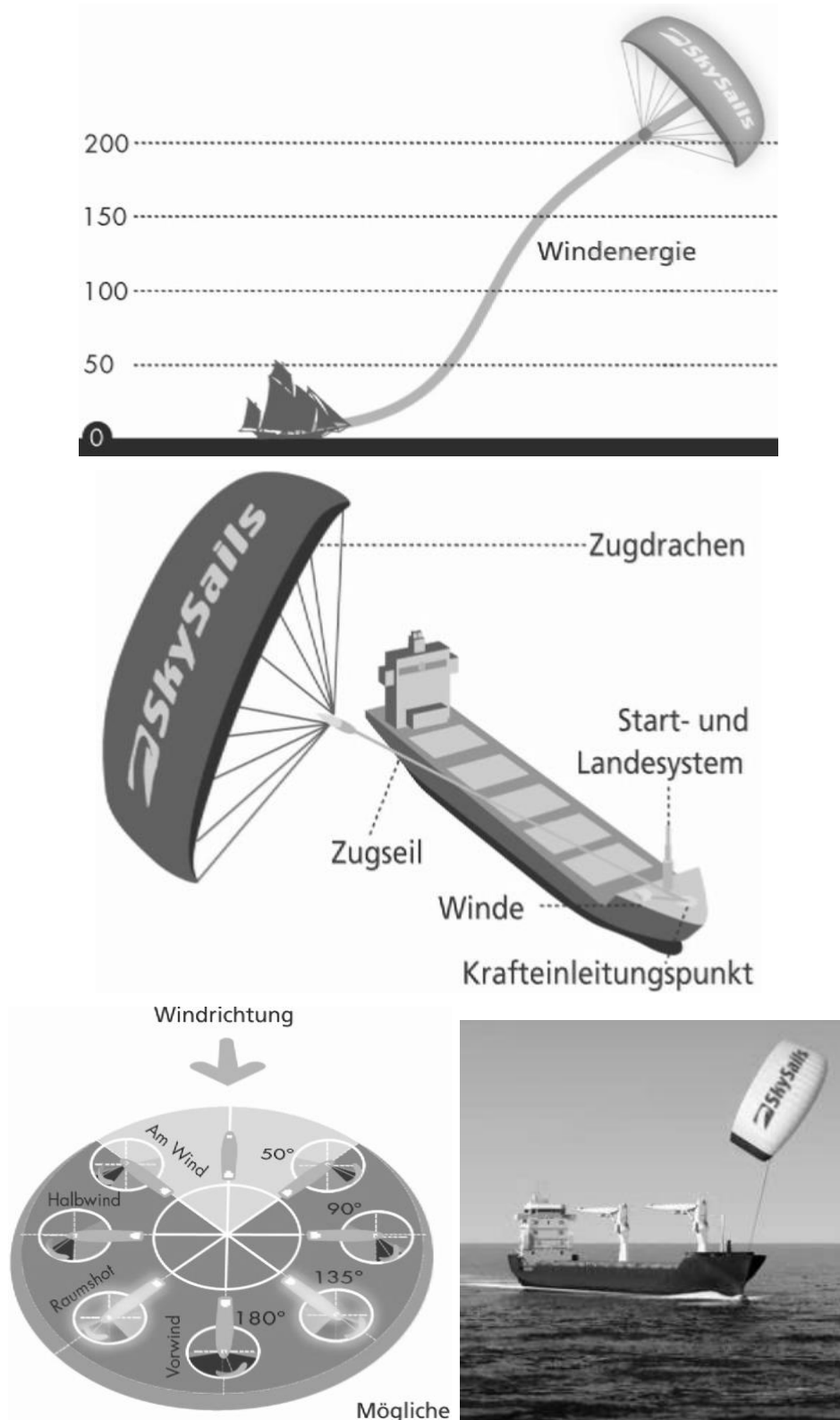


Рисунок 1 – Суднова парусна система SkySails (Германія) з парашаном.

Барки

Шхуни

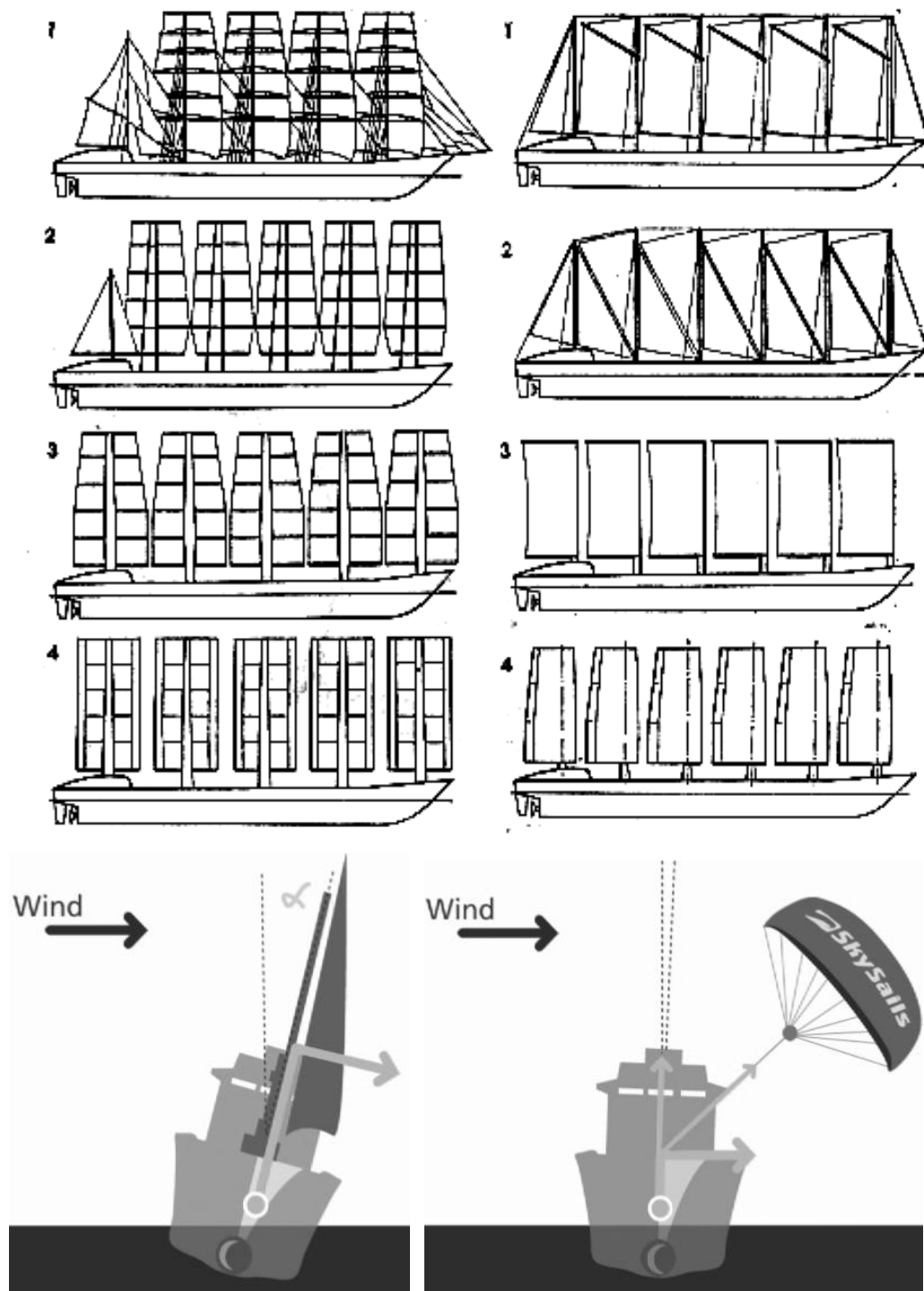


Рисунок 2 – Щоглова система вітрил і її порівняння з системою SkySails.

Барки: 1) традиційний барк дедвейтом 16600 т, парусність 6200 м²; 2) проект Мічиганського університету; 3) проект В. Пролса; 4) проект JAMDA (Японія). Шхуни: 1) проект П. Шенцле; 2) проект Ф. Мак-Лири; 3) проект Принстонського університету (щогли поворотні); 4) проект Л. Бергессона (вітрило-крило).

Але їх використання суттєво змінює остійність судна, потребує великої парусності і кількості щогл для багатотоннажних суден ($\approx 1200 \text{ м}^2$ та 1 щогла на 3000 т.) тому така система не дуже надійна і небезпечна у штормовій обстановці, а її залежність від сили вітру не гарантує потрібної швидкості для своєчасної доставки вантажу.

Заміна вітрил вітровими енергетичними установками, які виробляють електричну енергію, є більш кращим варіантом, але й більш складними і дорогим у виготовленні. Не зважаючи на те, що їх ККД, на відміну від вітрил, становить лише 25%, але вироблювана ними енергія є не механічною, а електричною, більш надійною і зручною у використанні, оскільки вона легко перетворюється на інші види енергії, що потрібні, як для обертання валогенератора судна, так і для живлення його систем життєзабезпечення, і цей процес легко піддається автоматизації.

Однак використання лопатевих вітрогенераторів, поширених на суходолі, на судні недоцільне, оскільки для них немає достатнього місця, яке додатково потрібне при зміні їх орієнтації за напрямом вітру. Вони змінюють остійність судна і небезпечні під час шторму, а рух і мерехтіння лопатній та створювані при цьому гіперзвуки небезпечні для здоров'я екіпажу. Окрім цього, подібна вітрова електростанція потужністю 2 - 4 тис. кВт, еквівалентна потужності лише одного циліндра сучасних дизелів багатотоннажних суден, які мають по 9...12 і більше циліндрів, а розміри лопатній вітряка досягають 40-80 м, що утруднює їх застосування на судні. Тому для створення ними потужностей, які мають сучасні судна, потрібна велика кількість установок, яка практично неможлива за відсутністю на ньому місця.

Більш перспективними для суден, як показали виконані у 2009-2010 роках дипломні проекти [10...12], є роторні (рисунок 3) та карусельні вітроенергетичні установки. Але за недостатністю місця для їх розміщення на судні, вироблювані ними потужності не перевищують 10% потужності головних двигунів. Виняток становлять лише пороми та танкери, де є більше місця для розміщення подібних вітрових електрогенераторів, (однак для танкерів їх установка неможлива з умови пожежної безпеки). На поромах вироблювані ними потужності можуть досягати 70% від потужності головних двигунів, окрім того, вони можуть застосовуватися разом з системою SkySails, що в ряді випадків збільшує цей показник до 100%. Але для їх впровадження треба подолати інерцію мислення суднобудівників і судновласників.

Більш детально перспективи розвитку вітроенергетичних установок розглянуті в роботах [12, 13], тому в даній роботі не розглядаються.

Однак треба врахувати, що спільним недоліком всіх перелічених вище альтернативних енергетичних систем є перерви в їх роботі: у випадку відсутності вітру, сонця або хитавиці судна – тому вони вимагають дублюючих енергетичних систем, наприклад, традиційних базових двигунів, або дещо менших резервних, або наявності системи накопичення електричної енергії, наприклад, акумуляторів чи конденсаторів, які являються додатковим

вантажом, що зменшує провозодатність судна. Резервні двигуни також потрібні при маневруванні у вузкістьях та при швартовці.

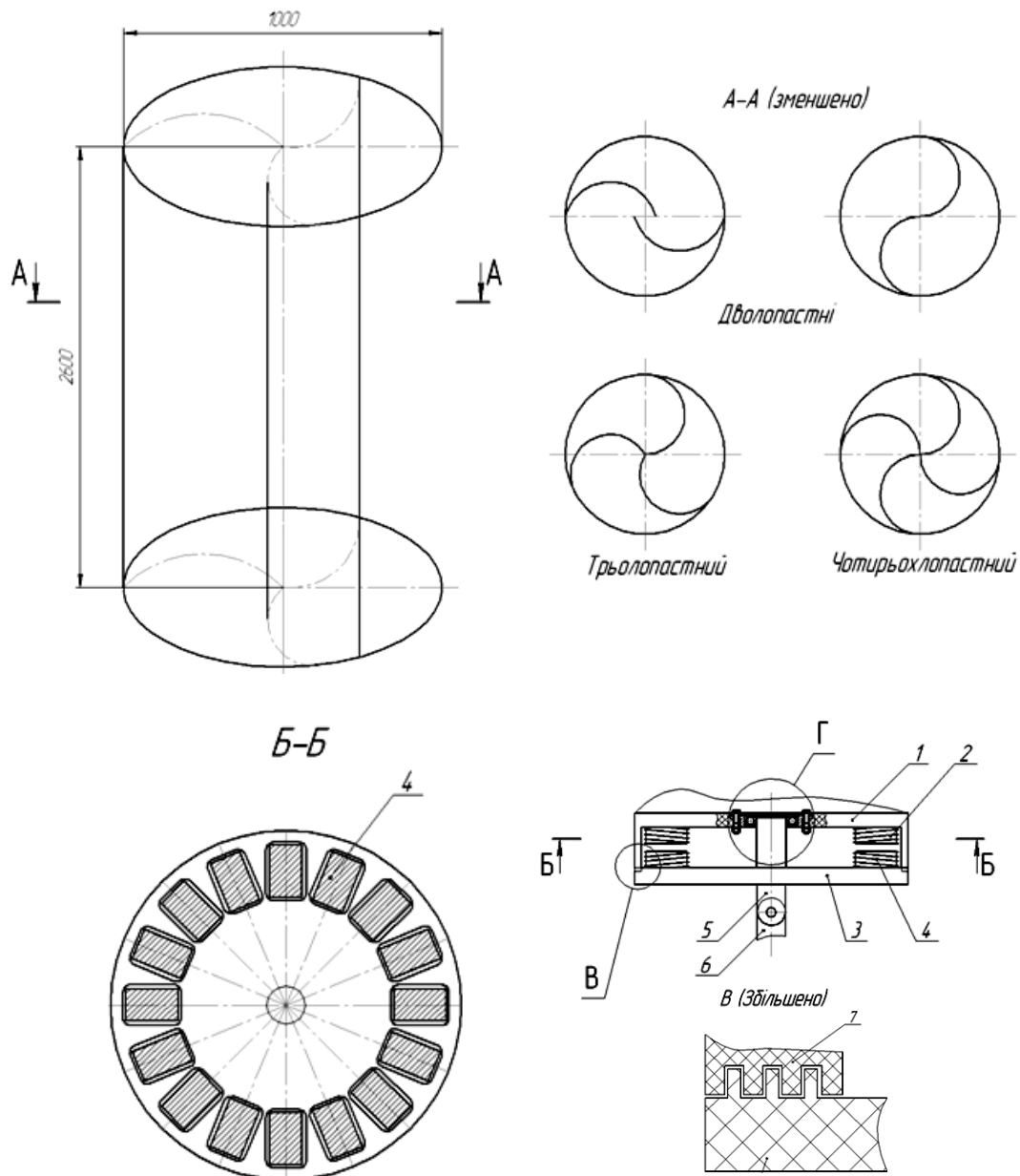


Рисунок 3 – Вертикальний роторний вітровий генератор електричного струму та розміщення на ньому роторів:

1) боковина лопатній (ротор); 2) роторні обмотки генератора; 3) нерухома основа генератора (статор); 3) статорні обмотки генератора; 5) сережка кріплення генератора; 6) вушко кріплення генератора; 7) захисна оболонка ротора з лабіринтним ущільненням.

Суттєвим спільним недоліком є можливість пошкодження винесених зовні судна енергетичних установок вітром і хвилями під час шторму.

Проведений аналіз показав, що всі відомі шляхи переходу до нетрадиційних палив, які можуть вживатися у ДВЗ замість палив з нафти і газу, та використання усіх нетрадиційних видів енергетики не дозволяють

розв'язати всіх проблем у цій сфері, тому потрібен пошук нових технічних рішень, що є головною метою виконуваної роботи.

Новий шлях переходу від традиційних до нетрадиційних систем ДВЗ. В його основу покладений винахід, захищений патентом Російської Федерації № 2396673 [14]. Головною відмінністю запропонованих в ньому гідрохвильових електрогенераторів від відомих є відсутність механічної частини для перетворення руху хвиль у обертання статора чи ротора, що спрощує їх конструкцію і сприяє росту ККД до 75-85%, який у всіх відомих видах нетрадиційних енергетичних установок не перевищує 25-35%, а також забезпечує підвищення надійності і довговічності цієї системи.

Дані генератори 4 (рисунок 4а.) мають гравітаційний принцип дії і виробляють електричний струм при хитанні вільно підвішеного статично неврівноваженого статора 2, що має суто орієнтацію P до центру Землі, за рахунок зсуву e його центра мас O_m відносно центра O_e ротора 3, закріпленого своєю віссю на плаваючому засобі 4, при його нахилах хвилями на кут $\pm \alpha$. Відносне хитання утворюючих електричний струм обмоток статора і ротора веде до появи в них ЕРС та вироблення електричного струму.

Аналогічні дії можливі при закріпленні на плавзасобі 4 статора 2 генератору 1 та підвішуванні вантажу 5 до ротора 3 (рисунок 4б.).

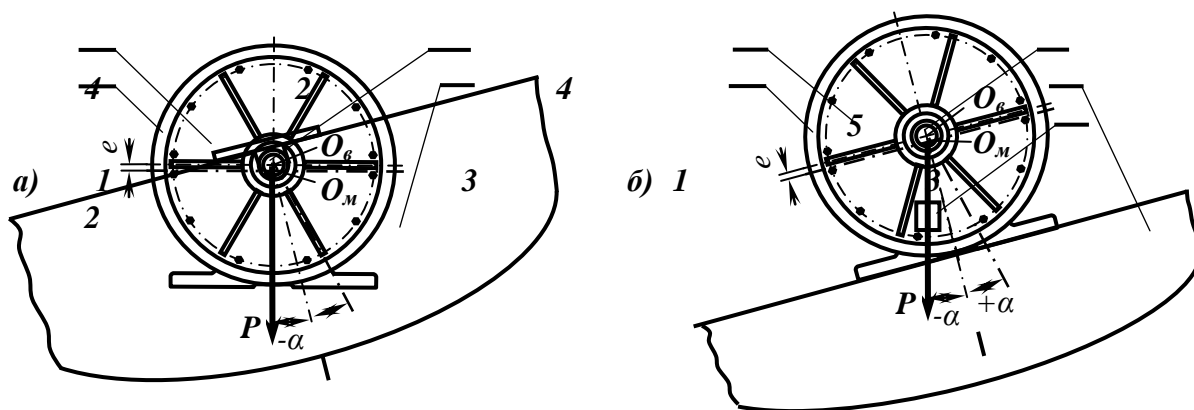


Рисунок 4 – Варіанти розміщення на плавзасобах гравітаційних гідрохвильових електрогенераторів та схеми їх принципової роботи.

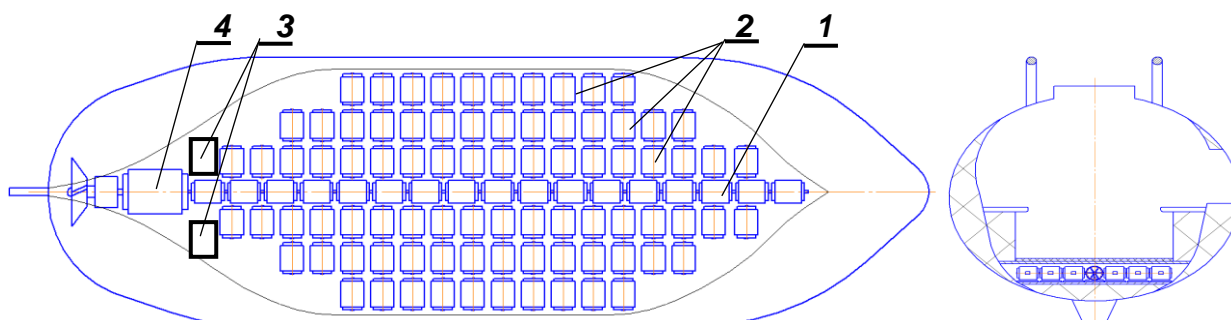


Рисунок 5 – Рятувальна шлюпка і схема компоновки її генераторів: 1 – гідрохвильові генератори осьової установки, 2 – гідрохвильові генератори бортової установки; 3 – накопичувачі електричного струму; 4 – головний двигун.

В патенті Російської Федерації № 2396673 [14] запропоновані також інші варіанти виконання гідрохвильових електрогенераторів та схеми їх установки на плавзасобах, ряд яких показаний на рисунку 5.

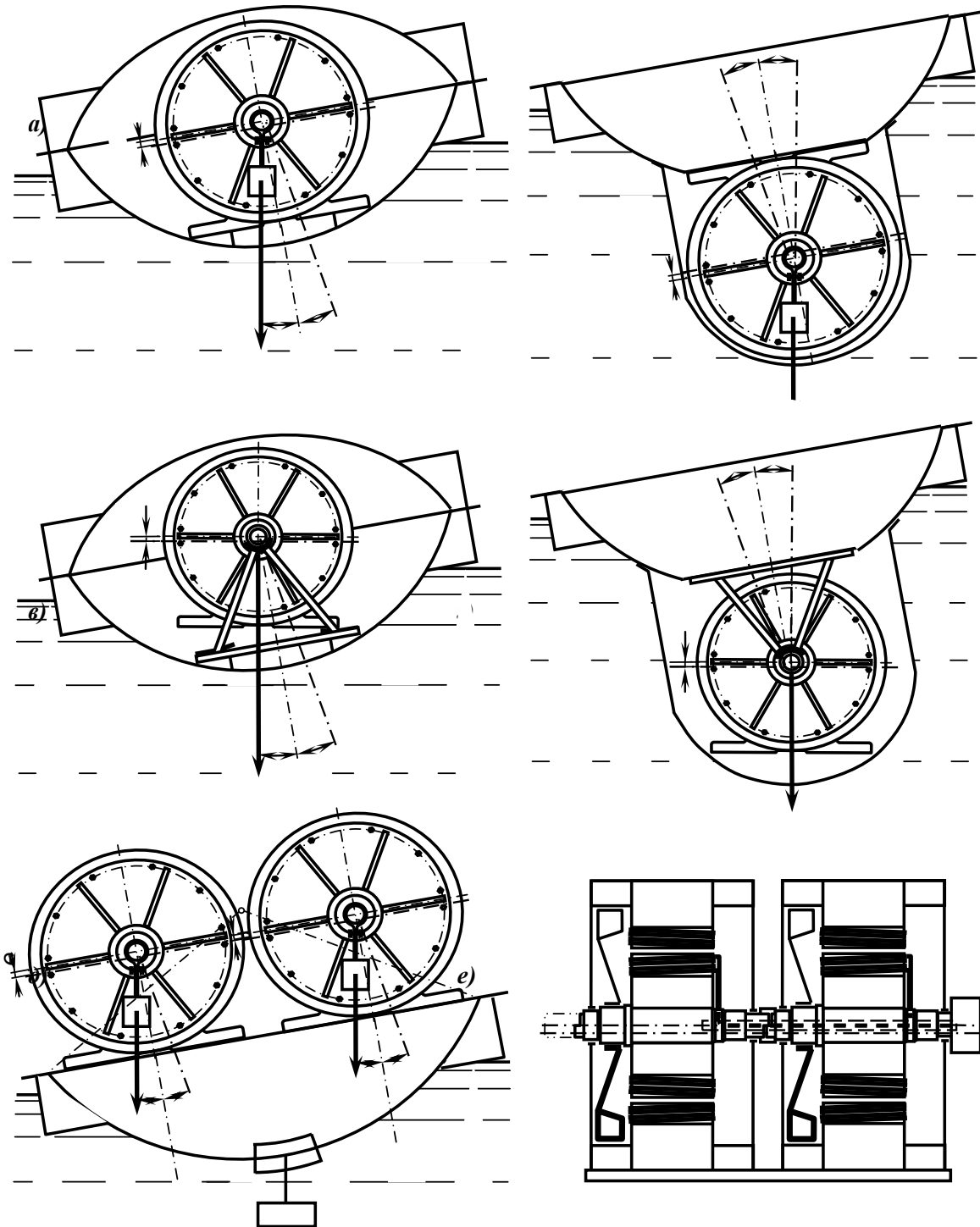


Рисунок 6 – Основні варіанти установки генераторів гравітаційної дії на плавзасобі а) всередині з вільно підвішеним ротором; б) знизу з вільно підвішеним ротором; в) в середині з вільно підвішеним статором; г) знизу з вільно підвішеним статором; д) фронтальна установка; е) осьова установка.

Робота генераторів можлива при найменшому коливанні хвиль, починаючи з 1 балу, і далі їх потужність зростає пропорційно силі коливання хвиль. Однак виконаний дипломний проект [15] показав, що для судна з тоннажністю 12 тис. тонн і потужністю головного двигуна 4500 кВт, що розвиває швидкість 12 вузлів, потрібні 240 таких гідроелектрогенераторів, які мають діаметр 1,6 м, довжину 1,3 м і вагу 4 тонни.

На великотоннажних суднах, малочутливих до качки хвилями, пряме їх застосування недоцільне технічно, оскільки веде до незначної кількості вироблюваної електричної енергії. Однак і для менших суден їх застосування недоцільне економічно, оскільки потужність генераторів залежить від сили хвиль: якщо вона менше 3-х балів, прийнятих базовими в проекті, то судно не досягне потрібної для його нормальної експлуатації швидкості руху, що не гарантує своєчасної доставки вантажу, а при більшій силі хвиль потужність генераторів (і їх кількість) буде надлишковою. Окрім цього, їх початкова кількість 240 штук є занадто великою і відбирає до $\frac{1}{8}$ корисної вантажності судна. Таким чином, пряме застосування таких систем на суднах недоцільне, окрім маломірних суден для нерегулярного руху, в т.ч. рятувальних шлюпок за патентом Російської Федерації на винахід № 2397104 [16], схема яких показана на рисунку 5.

Для усунення недоліків використання гідрохвильових генераторів, як основних джерел енергії руху суден, в даній роботі запропонований новий варіант – використання їх, як електростанцій для вироблення електричної енергії, яке може буди відносно стабільним при установці плавзасобів у прибережних місцях моря, де хвилі утворюються у найбільшу за рік кількість днів. На ряді ділянок Чорного моря цей показник становить 350-360 днів, за винятком 15-5 днів і 2-3 годин перед світанком у літні місяці, які може компенсувати розміщення генераторів у різних зонах і годинникових поясах. Вироблювана при цьому електрична енергія має вартість у 7-8 разів меншу, ніж у теплових електростанцій, оскільки вилучає витрати на паливо, доля якого складає $\frac{2}{3}$ від загальних витрат, і зменшує до $\frac{1}{4}$ витрати на обслуговування, оскільки вилучає проміжні турбіни, парові котли та багато іншого обладнання теплових електростанцій.

Висновки. З урахуванням виділених вище недоліків, переваг і вимог для традиційних і нетрадиційних суднових енергетичних систем, можна сформулювати вихідні данні (концепцію) для подальшої роботи в сфері розвитку суднового і загального двигунобудування:

1. Суднові нетрадиційні енергетичні установки можуть бути лише додатковими джерелами енергії для багатотоннажних суден.

2. Основними джерелами енергії нетрадиційні енергетичні установки можуть бути лише для маломірних суден з обов'язковою комбінацією різних їх видів, серед яких найбільш доцільні гідрохвильові генератори за патентом РФ № 2396673 і фотодіоди для вироблення електричного струму під час відсутності хвиль, та конденсатори для його накопичення і високочастотного живлення головного двигуна (400-800 Гц), що зменшує його відносну масу.

3. Без посиленних пошуків нових технічних рішень у даному напрямку створення ефективних нетрадиційних енергетичних установок для суден буде відкладатися на все більш далеке майбутнє, що не відповідає сучасним вимогам зменшення витрат палива на флоті.

4. Для багатотоннажних суден найбільш перспективним є перехід до ДВЗ на воднійовому паливі, яке отримане за рахунок електролізу води електричним струмом, вироблюваним гідрохвильовими електричними генераторами за патентом РФ № 2396673. При цьому завантажувати можна лише водній, а кисень добувати з атмосфери, використовуючи компресори і газорозділяючу техніку, наприклад – криогенну. Таке паливо є екологічно чистим, відновлюваним і невичерпним, оскільки водній при згорянні у кисні утворює воду, яка під час електролізу розкладається на водній і кисень, що забезпечую їх взаємне перетворення у будь-якій кількості циклів.

5. З огляду на складність ДВЗ у виробництві і обслуговуванні та його відносно низький ККД, використання воднійового палива більш доцільне напряму спалюванням його з киснем у судових двигунах ракетного типу. Початкові роботи двигунів подібного типу вже існують, в т.ч. з великою тягою, наприклад, для ракети «Прогрес», носія космічного човника «Буран».

Ці висновки є основою для розробки майбутньої концепції розвитку ракетних і поршневих двигунів внутрішнього згорання, як для суден так і для інших видів транспорту і сфер, де використовуються двигуни, що дозволяє завчасно спрямувати у потрібному напрямку необхідні наукові, грошові, матеріальні і людські ресурси, та суттєво прискорити розробки, уникнувши непродуктивних втрат. Початкові розробки ДВЗ на воднійовому паливі вже існують [7] і можуть бути прийняті за основу для більш потужних двигунів.

Україна, з її ще досить великим науково-технічним потенціалом, не повинна залишитися позаду передових закордонних фірм, що розвивають подібні розробки, а врахування запропонованої концепції вже в сьогодні дає суттєві переваги вітчизняним вченим і виробникам судових двигунів внутрішнього згорання та двигунів для інших сфер їх використання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Генкин К. И. Газовые двигатели. – М. : Машиностроение, 1977.– 193 с.
2. Белоусов Е. В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания – Херсон : ОАО «ХГТ», 2006. – 452 с.
3. Шкаликова В. П. Потрархальцев Н. Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях. – М. : Изд-во Университета Дружбы народов. – 1986. – 54 с.
4. Патент Российской Федерации на изобретение № 2170719 Установка для переработки органических отходов МПК С 05 F 3/06 Заявка № 99120599 от 29.09.1999. / Еникеев В. Г., Малахов Ю. Ф., Липов А. В.; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский государственный аграрный университет. – Оpubл. Б. И. № 26 от 20.07.2001.

5. Дипломний проект Проценко О. П. «Аналіз умов експлуатації і підвищення паливної економічності суднових енергетичних установок шляхом використання біоенергетичних установок». – Херсон : ХДМІ, 2008. – 130 с.
6. Подгорный А. Н., Варшавский И. Л. Водород – топливо будущего. – К. : Наук. думка, 1978. – 134 с.
7. Применение водорода для автомобильных двигателей / Мищенко А. И. – К. : Наук. думка, 1984. – 142 с.
8. Zeppelin SkySails, Sales and Service – Germany Hamburg, 2007 – 32 p.
9. Перестюк И. Н. Паруса атомного века // Катера и яхты. – 1983. – №1. – С. 22-27.
10. Дипломний проект Мусієнко В. М. «Підвищення техніко-економічних показників експлуатації енергетичної установки судна «Ліра» шляхом використання підйомних вітроенергетичних двигунів» – Херсон : ХДМІ, 2009. – 120 с.
11. Дипломний проект Резнікова С. В. «Підвищення техніко-економічних показників експлуатації енергетичної установки судна «Огіон» шляхом використання підйомних вітроенергетичних двигунів» – Херсон : ХДМІ, 2009. – 120 с.
12. Дипломний проект Алексеєва А. М. «Підвищення техніко-економічних показників експлуатації суднової енергетичної установки порому типу «Скіф-2» проекту CNF 03.01 шляхом використання вітрогенераторних установок» – Херсон : ХДМІ, 2010. – 122 с.
13. Алексеєв А. М., Дудка Д. М., наук керівник Настасенко В. О. Суднові вітроенергетичні установки, аналіз перспектив і можливостей. / Матеріали II наукової конференції курсантів «Сучасні проблеми морського транспорту», Херсон : ХДМІ, 2010. – С. 68-61.
14. Патент Российской Федерации на изобретение № 2396673 Генератор электрического тока, его варианты и способы их установки. МПК Н02К 19/00 Заявка № 2009100832/09 от 12.01.09. Авт. изобр. и патентовладелец Настасенко В. А. // БИ № 22 от 10.08.2010.
15. Дипломний проект Корчагіна П. Ю. «Аналіз умов експлуатації суднових енергетичних установок і можливостей заміни двигунів головного руху шляхом застосування модульних хвильових енергетичних установок» – Херсон : ХДМІ, 2008. – 130 с.
16. Патент Российской Федерации на изобретение № 2397104 Спасательная шлюпка с устройством для обеспечения ее хода и ее не прямое применение. МПК В63С 9/02. Заявка № 2009100835/09 от 12.01.09. Авт. изобр. и патентовладелец Настасенко В. А. // БИ № 23 от 20.08.2010.

Настасенко В.О. НОВАЯ КОНЦЕПЦИЯ РАЗВИТИЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Работа посвящена поиску возможностей использования нетрадиционных топлив и энергетических систем для судоходства. В результате проведенного анализа известных разработок показано, что все они не могут обеспечить переход к нетрадиционным видам энергетики и топлив, однако комплекс, который включает новый вид гидроволновых генераторов, обеспечивающих производство дешевой электроэнергии, позволяет применять электролиз для производства водорода, который будет основным топливом будущих судовых двигателей внутреннего сгорания, в т.ч. ракетного типа.

Ключевые слова: нетрадиционные виды топлив и энергетики на флоте, двигатели внутреннего сгорания (ДВС), водород, как топливо для ДВС, перспективные судовые двигатели

Nastasenko V.A. NEW CONCEPTION OF DEVELOPING SHIP ENGINES OF INTERNAL COMBUSTION

This paper is devoted to the search of possibilities for using non-traditional fuel and power systems for shipping. As a result of the conducted analysis of the known developments, it is shown that all of them can not provide transition to non-traditional types of energy and fuels. However, a complex containing a new kind of hydrowave generators that produce cheap electric power allows using electrolysis for production of hydrogen that will be the basic fuel of future ship engines of internal combustion including those of rocket type.

Keywords: non-traditional types of fuels and energy for shipping, engines of internal combustion (EIC), hydrogen as fuel for EIC, perspective ship engines

ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПОРТОВ УКРАИНЫ

Норкина О.Н.,

ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»

В представленной статье дан анализ результатов работы портов Украины в 2010 году. Рассмотрены основные проблемы, препятствующие повышению эффективности работы предприятий портов в посткризисный период.

Одним из путей повышения рентабельности морских портов является более интенсивное внедрение существующих инвестиционных проектов и активное создание новых в кратчайшие сроки. Фактор времени играет решающую роль в условиях быстро меняющейся конъюнктуры рынка морских перевозок.

Ключевые слова: морские перевозки, грузооборот, инфраструктура порта, контейнерные перевозки, TEU, капитальные инвестиции.

Постановка проблемы. Интенсивное развитие любого независимого государства на современном этапе предполагает, прежде всего, наличие ресурсного потенциала. Выгодное географическое положение и наличие богатейших природных ресурсов стало «притчей во языцех» для Украины, поскольку в течение 20-ти лет после обретения политической независимости все еще не прошла период становления.

Тем не менее, наша страна по-прежнему обладает широкими перспективами экономического развития и имеет не часто встречающийся статус морской державы. По мнению большинства отечественных специалистов в области морских перевозок (Николаева Л. Л., Винников В. В. и др.), в условиях глобализации мировой экономики необходимо пересмотреть подходы к развитию внешнеэкономических связей, в том числе к использованию морского транспорта в международных перевозках товаров.

В этой связи большое внимание уделяется применению глобальных стандартов в судоходстве для обеспечения безопасности мореплавания и защиты морской среды от загрязнений.

В перспективе развития мировой транспортной сети рассматриваются следующие основные направления:

- углубление специализации транспортного процесса по грузам и направлениям доставки;
- дальнейшее слияние транспортных и экспедиционно-распределительных предприятий;
- повышение надежности перевозок;
- рост специализированных контейнерных перевозок (≈40% генеральных грузов).

Нельзя недооценивать в осуществлении этих процессов роль морских торговых портов, которые являются транспортными узлами, обеспечивающими перевалку грузов и выполняющих ряд функций, связанных с обслуживанием морских перевозок, а именно: поддержание

необходимых глубин подходных каналов и акваторий порта, техническая эксплуатация перегрузочного оборудования, обеспечение безопасного движения судов и т.д.

Анализ существующего состояния проблемы. Основным количественным показателем работы порта является грузооборот, то есть количество тонн груза, прошедшее через причальный фронт за определенный период (прибывших в порт и отправленных из порта). Качественные аспекты работы порта характеризует общая сумма прибыли, общая и расчетная рентабельность и др.

В Украине действуют 18 морских портов, расположенных на побережье Черного и Азовского морей, в устьях рек Днепр, Южный Буг, Дунай. Кроме того, существуют 9 портопунктов, приписанных к основным портам. Около 90% грузооборота украинских портов составляют экспортные и транзитные грузопотоки. Основная номенклатура грузов – металл, нефть и нефтепродукты, уголь, удобрения.

Пропускная способность морских торговых портов Украины на сегодняшний день позволяет перерабатывать около 176 млн. т грузов. Однако, как показано ниже, возможности портов используются только на 60%.

Цель и задачи исследования. Главной проблемой, не позволившей портам Украины выйти на потенциально возможный уровень, безусловно, является глобальный экономический кризис. Но не стоит сбрасывать со счетов также нестабильную политическую ситуацию, когда каждое новое правительство в очередной раз изменяет нормативно-правовые акты, в которых не учтены реалии украинской и мировой экономики. Кроме того, несовершенство и несогласованность экономических законов, высокий уровень налогов и большое количество, в том числе не санкционированных, сборов, тяжелые условия организации и ведения бизнеса отпугивают потенциальных инвесторов, а значит, не позволяют модернизировать и развивать как сами порты, так и их инфраструктуру. В связи с этим необходимо проведение регулярного мониторинга существующих проблем в данной области и формирование путей их эффективного решения.

Изложение основного материала. По данным государственной службы морского и речного транспорта Украины морские порты нашей страны в 2010 году в общей сложности переработали 107,6 млн. т грузов. При этом в 2009 году было переработано 109,7 млн. т, то есть, показатели приблизительно равны. Тем не менее, такое положение можно рассматривать и как тенденцию к снижению грузооборота. Такой вывод очевиден, в особенности, если проанализировать существующее положение в торговом флоте Украины.

Прежде всего, необходимо рассмотреть результаты работы в 2010 году.

Бесспорно положительным фактором, вселяющим оптимизм, является то, что в структуре общего грузооборота постоянно увеличивается доля контейнерных перевозок. К 2010 г. этот показатель вырос на 27,6% (до 660 тыс. TEU), чему в значительной мере способствовало установление 50%

снижение тарифов на перевалку контейнеров в отечественных портах. Кроме того Укрморречфлот инициировал внесение изменений в нормативно-правовые акты о предельном времени обработки и оформлении 1 контейнера. Оно не должно превышать 4 часов. Также, с IV квартала 2009 г. введены скидки на работы с транзитными грузами в размере 18-50%. Таким образом, уже удалось привлечь дополнительно более 9 млн. т транзитных грузов. И в 2011 г. ожидается рост данного показателя.

В связи с вышеизложенным, разработан и зарегистрирован 24.12.10 г. в Минюсте Украины проект нормативно-правового акта «О размерах скидок к предельным аккордным ставкам платы за выполнение погрузочно-разгрузочных работ с транзитными грузами в портах Украины на 2011 год».

Однако постоянное снижение тарифов на обработку грузов не является панацеей при решении всех проблем. Очевидно, что увеличение контейнерного грузооборота могло быть еще больше при осуществлении соответствующей модернизации морских портов, причем в сжатые сроки.

Лидирующее положение по росту объемов переработки грузов в прошлом году заняли Феодосийский порт – рост на 29%, Измаильский порт – рост на 27%, Белгород-Днестровский показал прирост в размере 19%. При этом, обработка транзитных грузов увеличилась: в Феодосийском порту на 36%, Бердянском – на 33%, в порту «Октябрьский» - на 21%.

Капитальные инвестиции в морской и речной транспорт в 2010 г. составили 1,4 млрд. грн. Согласно данным вновь созданного Министерства инфраструктуры Украины указанные средства были направлены на развитие портовой инфраструктуры, увеличение инвестиционной привлекательности предприятий морского транспорта и рост их загрузки. В составе этих финансовых ресурсов также присутствует значительная доля частных инвесторов. В настоящее время достигнуто соглашение о продолжении реализации в 2011 году инвестиционных проектов, которые начали осуществляться в прошлом году. Крупнейшими из них стали следующие: строительство контейнерного терминала на Карантинном молу Одесского порта, строительство причала и комплекса открытого хранения грузов в порту «Южный», реконструкция трех причалов Ильичевского порта и строительство зернового терминала в Херсонском морском порту.

На первый взгляд общая картина развития портов в Украине в 2010 г. выглядит вполне удовлетворительно. Однако, она будет неполной без рассмотрения недостатков. Поскольку, только сбалансированный анализ позволит сделать объективный вывод о перспективах развития данной отрасли.

Если говорить об инвестировании в развитие морских портов, то выполнить качественный анализ указанных проектов не представляется возможным, поскольку нет сведений о сроках их выполнения и сроках окупаемости, размере полученной прибыли и т.д. Неизвестна также структура инвестиций (присутствуют ли в общем объеме иностранные инвестиции, и если «да», то какова их доля?). В связи с нестабильным

экономическим положением в Украине представляется сомнительным эффективное освоение уже существующих инвестиционных проектов.

Не менее важные и крупные, чем упомянутые выше, проекты, такие как строительство универсального перегрузочного комплекса в Николаевском порту, строительство железнодорожных путей и реконструкция причалов в Херсонском морпорту, восстановление инфраструктуры Генического портопункта, на сегодняшний день не имеют инвесторов, хотя остро нуждаются в них.

Кроме того, все официальные сообщения об инвестировании в морской транспорт носят декларативный характер. По итогам 2010 г. не представлено отчетов об объемах и своевременном освоении инвестиций.

Выводы. Как уже было сказано выше, показатель общего объема переработанных грузов в Украине в 2010 г. несколько снизился по отношению к 2009 г. (на 2,1 млн. т или на 2%). Снижение незначительное, однако, оно произошло в сравнении с посткризисным 2009 годом. Положительная динамика роста грузооборота по нескольким ведущим портам (Феодосийский, Бердянский, Измаильский) не может сбалансировать стабильное снижение показателей работы большинства портов (только в Херсонской области сокращение грузоперевозок составило 7,6%). По мнению аналитиков, даже положительные результаты не позволяют говорить о приближении к докризисным показателям.

Очевидно, что в сложившейся ситуации необходимо ускорить принятие и (главное!) реализацию необходимых мер и инвестпроектов, пока они еще актуальны.

А пока что картина не меняется. Примером тому может служить судьба упомянутого выше проекта нормативно-правового акта о снижении ставок оплаты за обслуживание груза, который только зарегистрирован, но еще не утвержден и не вступил в силу, несмотря на то, что 2011 год уже идет и близится подведение итогов I квартала.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Николаева Л. Л., Цимбал Н. Н. Морские перевозки: Учебник // Одесская национальная морская академия. – Одесса : Феникс, 2005. – 425с. – 25 лист. ил.
2. Винников В. В., Быкова Е. Д., Винников С. В. Логистика на водном транспорте: Учебное пособие для студентов и курсантов вузов водного транспорта / Под общей ред. проф. В. В. Винникова. – Одесса : Феникс, 2004. – 222 с.
3. Винников В. В. Проблемы комплексного развития морского транспорта : Монография / Ин-т проблем рынка и экономико-экологических исследований НАНУ; Одесская национальная морская академия. – О. :Феникс, 2005. – 300 с.
4. Экономика судоходной практики и управления – Economics of shipping Practice and management / А.Е. Brand. – Second edition. – London : New York. – Chapman and Hall, 1988. – 360 p. – Text engl.

Норкіна О.М. ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПОРТІВ УКРАЇНИ В УМОВАХ ЕКОНОМІЧНОЇ КРИЗИ

У представленій статті надано аналіз результатів роботи портів України у 2010 році. Розглянуто основні проблеми, які впливають на підвищення ефективності роботи підприємств портів у посткризовий період.

Одним із шляхів підвищення рентабельності морських портів є більш інтенсивне впровадження вже існуючих інвестиційних проектів і активне створення нових в якомога коротший термін. Фактор часу відіграє вирішальну роль в умовах швидких змін кон'юнктури ринку морських перевезень.

Ключові слова: морські перевезення, вантажообіг, інфраструктура порту, контейнерні перевезення, TEU, капітальні інвестиції.

Norkina O.M. PROBLEMS OF INCREASING OPERATING EFFICIENCY IN PORTS OF UKRAINE IN THE CONDITIONS OF ECONOMIC CRISIS

In the presented article analysis of ports operations in Ukraine in 2010 is given. Basic problems impedimental to the increase of efficiency of work of port enterprises in a post-crisis period are considered.

One of ways to increase profitability of marine ports is more intensive implementation of existing investment projects and active creation of new ones in the earliest possible time. Time factor plays a decisive role in the conditions of quick changes at the market of marine transportations.

Key words: marine transportations, turnover of goods, port infrastructure, containertraffics, TEU, capital investment projects.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ РУЛЕВЫХ МАШИН МЕТОДАМИ ТЕОРИИ ОТКАЗО-ТОЛЕРАНТНОГО УПРАВЛЕНИЯ

*Пипченко А.Д., Шевченко В.А.,
Одесская национальная морская академия*

*В работе получен способ повышения надежности работы гидравлической рулевой машины методами отказа-толерантного управления. Разработана отказа-толерантная рулевая система с переменной структурой, устойчивая к таким типовым неисправностям, как несоответствие угла перекладки руля заданному значению, заклинивание руля в одном положении при работе двух рулевых машин. Разработан и реализован алгоритм, предусматривающий реконфигурацию системы управления с целью исключения из нее неисправного элемента. Проведено имитационное моделирование, показывающее эффективность применения методов отказа-толерантного управления к рулевой системе судна с целью компенсации рассмотренных в работе неисправностей.
Ключевые слова: судно, рулевая машина, автоматизация, отказа-толерантное управление.*

Введение. С увеличением интенсивности судоходства безаварийность плавания судов приобретает все большую актуальность. С технической точки зрения, безаварийность плавания напрямую зависит от надежной работы движительно-рулевого комплекса, одним из наиболее важных узлов которого является рулевая машина.

Актуальность исследований. В мировой практике известны многие крупные аварии судов, непосредственными причинами которых были отказы или выходы из строя гидравлических рулевых машин (ГРМ) [1].

Первым шагом к повышению требований к надежности работы рулевых машин стали «Поправки 1981г. к Международной конвенции по охране человеческой жизни на море 1974 года» [2], в которых содержится принципиально новое требование – так называемый критерий (показатель) единичной неисправности. Согласно этому требованию, единичная неисправность (отказ) в гидравлической системе, силовых агрегатах (насосах) или системе управления рулевым приводом должна быть изолирована в течение не более 45 сек при обеспечении работоспособности рулевой машины для поддержания управляемости судна.

В эксплуатируемых сегодня рулевых машинах приведенное выше требование реализуется резервированием не только силовых агрегатов и систем управления, но и гидравлических силовых систем [1]. Последнее условие значительно усложняет конструкцию рулевых машин, в то же время, позволяя сохранить их работоспособность при разгерметизациях силовой гидравлической части путем оперативного отключения ее неисправной части.

Процесс определения и отключения некоторых неисправных частей рулевой машины до сих пор не автоматизирован и занимает время, необходимое для локализации неисправности вручную. Зачастую это время

является определяющим в аварийных ситуациях, даже несмотря на своевременные действия квалифицированного экипажа (навал т/х «Известия» на другое судно в Суэцком канале [1]).

В работе [3] приведены концепция и теоретические основы отказо-толерантного управления (ОТУ). В основу концепции ОТУ заложена идея своевременного определения вышедшего из строя или частично неисправного (с пониженными характеристиками) элемента системы и автоматическое принятие мер по компенсации локальной неисправности с целью предотвращения отказа системы в целом.

В работе [4] положено начало исследованиям в отношении повышения надежности системы автоматического управления курсом судна с применением методов ОТУ.

Повышение требований к безопасности мореплавания, связанное с интенсификацией судоходства, увеличением размеров торговых судов и появлением все более сложных задач, выполняемых техническим флотом, обуславливает актуальность применения методов ОТУ как в системе управления судном в целом, так и с целью повышения надежности работы отдельных ее элементов (в частности – рулевой машины), что в свою очередь требует дальнейших глубоких исследований.

Постановка задачи. Целью данной работы является повышение устойчивости системы управления судовой рулевой машиной к типовым локальным неисправностям путем синтеза ее рациональной структуры, а также алгоритмов ее реконфигурации, методами отказо-толерантного управления.

Результаты исследований. Рассмотрим две характерные неисправности ГРМ, приведенные среди ряда других в работе [1]:

- 1) руль перекалывается на угол больше или меньше заданного;
- 2) заклинивание руля в одном положении при работе двух рулевых машин.

Наиболее вероятная причина первой неисправности – наличие люфтов в механизме управления насосами; последствие – снижение качества управления судном.

Наиболее вероятная причина второй – рассогласование задающих органов системы управления ГРМ; последствие – потеря управления судном.

Математическая модель ГРМ может быть описана следующей передаточной функцией [5]:

$$y(s) = \frac{B \cdot Q_s}{(I \cdot s^2 + B \cdot A \cdot s)} \cdot \left(\frac{1}{\tau \cdot s + 1} \right) \cdot X(s) - \frac{1}{I \cdot s^2 + B \cdot A \cdot s} \cdot (\sum M_{ext}(s)), \quad (1)$$

где $B = \frac{A \cdot \rho / 2 \cdot Q_s}{(2 \cdot \pi \cdot r \cdot U \cdot C_d)}$, Q_s – скорость подачи насоса; A – площадь плунжера;

ρ – плотность гидравлической жидкости (масла); C_d – коэффициент перетечек рабочей жидкости в насосе согласно его характеристике; r –

радиус плунжера; I – приведенный к оси баллера момент инерции подвижных частей рулевого привода и руля с присоединенной к нему массой забортной воды; U – модуль объемной упругости рабочей жидкости, $x \in [-1, 1]$ – положение распределительного клапана, y – скорость плунжера.

На рис. 1 приведена блок-схема ГРМ, работающей в следящем режиме управления (задание формируется положением штурвала либо авторулевым) по ПД закону.

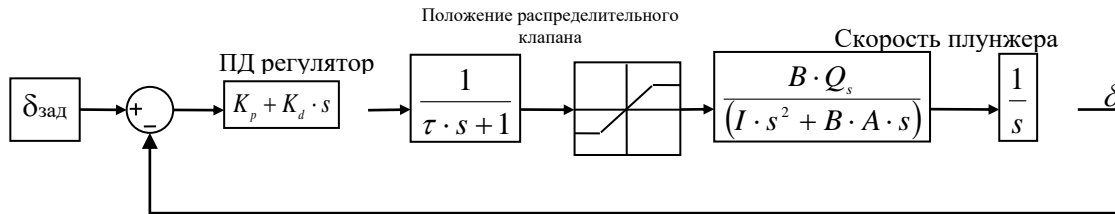


Рисунок 1 – Блок-схема линейной модели ГРМ

Для моделирования первой неисправности добавим в уравнение скорости плунжера дополнительный возмущающий момент M_{ext} (рис. 2). Как видно на рис. 3 (штриховая линия), при перекладках руль не достигает заданного положения на переменную величину d . Для обеспечения выполнения задания, согласно методам теории ОТУ, необходимо прибегнуть либо к изменению параметров системы, либо к ее реконфигурации [3].

В данном случае более целесообразно реализовать второй способ решения проблемы, так как в системе наблюдаются отклонения управляемой величины от задания, не связанные с настройками регулятора. Предположим, что модель (рис. 1) с высокой точностью отображает динамику исправного объекта управления (рис. 2). В этом случае сигнал рассогласования d между выходом модели δ^* и объекта δ может служить в качестве компенсирующего сигнала, поступающего на вход регулятора. При этом компенсирующий сигнал может быть задан функцией вида:

$$c(t) = c(t-1) + k \cdot d(t)$$

$$c(t) = c(t-1) + k \cdot \text{sign}(d(t)) \cdot [d(t) - d(t-1)]^2,$$

где c – компенсирующий сигнал; k – коэффициент усиления; d – отклонение выхода объекта управления от выхода модели.

Пример подобной системы управления ГРМ с переменной структурой приведен на рис. 2. Результаты моделирования работы обычной системы и системы с переменной структурой приведены на рис. 3.

Вторую неисправность можно смоделировать путем введения на вход ПД регулятора в заданный момент времени постоянного значения максимальной перекладки руля (рис. 4). Как видно из графика (рис. 5), руль заклинивает в положении лево на борт (-30°) в момент времени $t = 90$ с. Как описано в работе [1], одним из решений данной проблемы может быть попеременное включение/отключение насосов ГРМ с целью удаления неисправного из контура управления. Однако на определение этой критической неисправности и выполнение необходимых действий

судоводителем может потребоваться время, достаточное для того, чтобы привести судно к тяжелой аварийной ситуации. Ввиду этого целесообразно введение в контур алгоритма, предусматривающего реконфигурацию системы управления, с целью исключения из нее неисправного элемента.

Для этого в систему управления ГРМ предложим включить логический блок, на вход которого поступают данные о разности заданного и фактического положения пера руля $\varepsilon(t)$ и о состоянии насосов (включены/отключены). Реакцию на заклинивание руля в логическом блоке можно выразить следующей условной функцией:

ЕСЛИ

$$\varepsilon(t) = \varepsilon(t - T_1) \neq 0 \text{ И } \varepsilon(t) \neq \varepsilon(t - T_2)$$

$$\text{ИЛИ } SG_1(t - 1) = 0 \text{ И } \varepsilon(t) \neq \varepsilon(t - T_2)$$

$$\text{ИЛИ } SG_1(t - 1) = 0 \text{ И } \varepsilon(t) = 0,$$

$$\text{ТО } SG_1(t) = 0; SG_2(t) = 1;$$

ИНАЧЕ ЕСЛИ

$$\varepsilon(t - T_1) = \varepsilon(t - T_2) \neq 0 \text{ И } |\varepsilon(t)| > |\varepsilon(t - T_1)|$$

$$\text{ИЛИ } SG_2(t - 1) = 0 \text{ И } \varepsilon(t) \neq \varepsilon(t - T_2)$$

$$\text{ИЛИ } SG_2(t - 1) = 0 \text{ И } \varepsilon(t) = 0,$$

$$\text{ТО } SG_1(t) = 1; SG_2(t) = 0;$$

ИНАЧЕ

$$SG_1(t) = 1; SG_2(t) = 1,$$

где $SG_{1,2}$ – булевы функции, определяющие состояние насосов (включен, выключен); $T_{1,2}$ – постоянная времени оценки неисправности (здесь $T_1 = 3$ с, $T_2 = 6$ с, при шаге дискретизации $\Delta t = 1$ с). Результаты моделирования исключения выше приведенной неисправности отображены на рис.5.

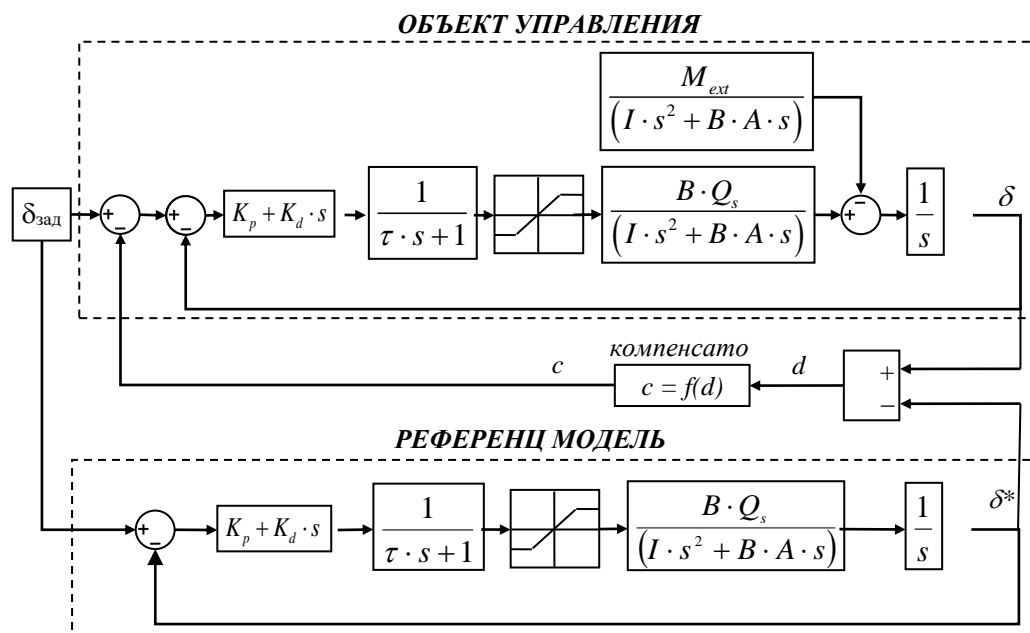


Рисунок 2 – Блок-схема системы управления ГРМ с компенсатором

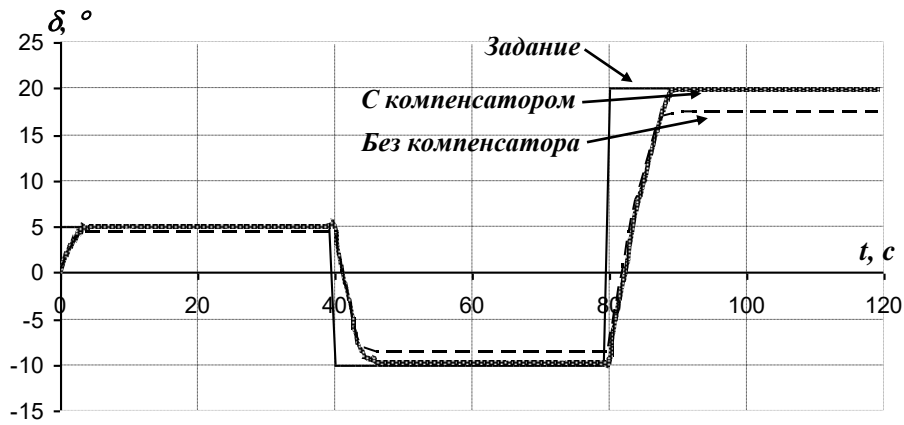


Рисунок 3 – Графики работы ГРМ при различных конфигурациях системы

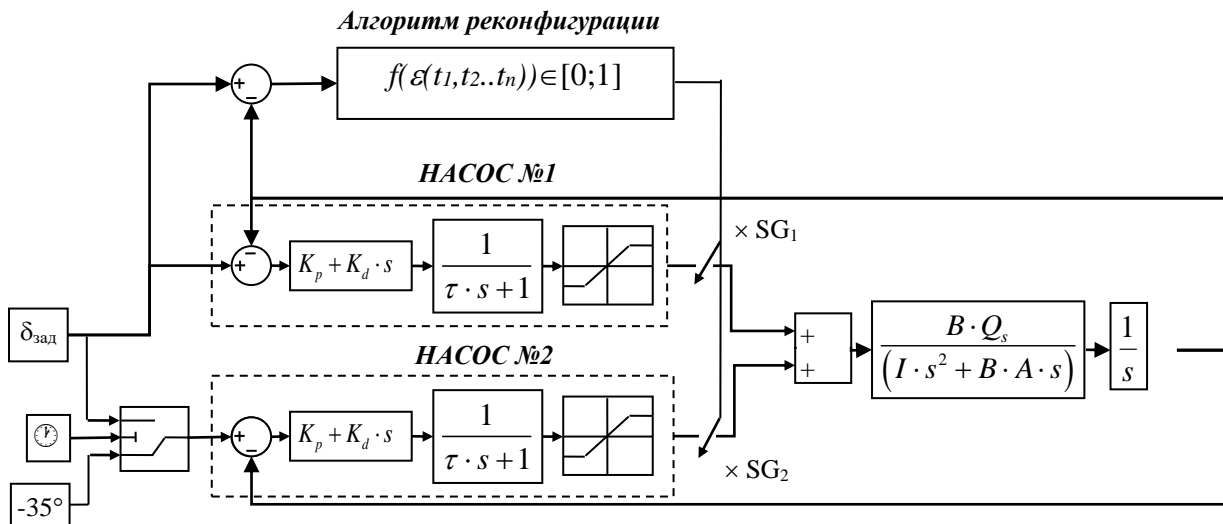


Рисунок 4 – Блок-схема системы управления ГРМ с алгоритмом авто-отключения

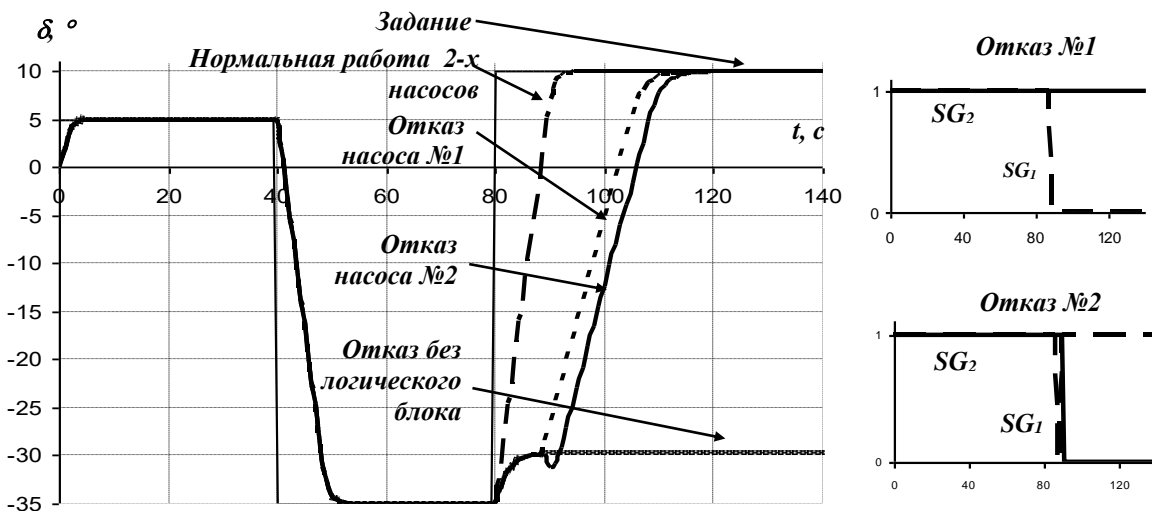


Рисунок 5 – Графики работы ГРМ при различных конфигурациях системы
Слева: положение пера руля; справа: включение/выключение насосов

Выводы. В работе получены композиции рулевой системы судна с переменной структурой, устойчивой к таким типовым неисправностям как: несоответствие угла перекладки руля заданному значению; заклинивание руля в одном положении при работе двух рулевых машин. Что достигалось путем реализации алгоритмов реконфигурации системы управления, направленных на изоляцию или компенсацию возникших неисправностей, методами теории отказа-толерантного управления.

Результаты имитационного моделирования работы полученных систем посредством программного комплекса MATLAB Simulink показали эффективность применения методов ОТУ к рассмотренным неисправностям и целесообразность дальнейших исследований в данном направлении.

Таким образом, дальнейшие исследования следует связать с более глубоким анализом неисправностей, возникающих при работе рулевых машин, а также способов их определения, оценки и последующей компенсации либо изоляции методами ОТУ.

Ожидаемым результатом исследований в данном случае является методика разработки отказо-толерантных систем управления рулевой машиной, устойчивых к широкому спектру неисправностей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Харин В. М. Судовые гидравлические рулевые машины : Учеб. пособ. / В. М. Харин. – Одесса : Феникс, 2005. – 280 с.
2. Поправки 1981 г. к Международной конвенции по охране человеческой жизни на море 1974 года. – М. : Мортехинформреклама, 1984. – 392 с.
3. M. Blanke, M. Staroswiecki and N. E. Wu (2001). Concepts and Methods in Fault-tolerant Control : Invited tutorial lecture at American Control Conference (Washington, USA, 22-24 June 2001) – 15 p.
4. E. OMERDIC, G.N. ROBERTS and Z. VUKIC (2002). Reconfigurable Control System for Ship Course-changing/keeping. 15th IFAC World Congress. – Barcelona, Spain, July 21-26, 2002.
5. Xiros N. I., Tsourapas V. P., Mourtzouchos K. K. A hydraulic steering gear simulator for analysis and control. Proceeding of WSEAS conference (Athens, Greece, 2004) – pp. 276-287.

Піпченко А.Д., Шевченко В.О. ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ СТЕРНОВИХ МАШИН МЕТОДАМИ ВІДМОВО-ТОЛЕРАНТНОГО КЕРУВАННЯ
В роботі отриманий спосіб підвищення надійності роботи гідравлічної стернової машини методами відмово-толерантного керування. Розроблена відмово-толерантна стернова система зі змінною структурою, стійка до таких типових несправностей як: невідповідність кута перекладки стерна заданому значенню; заклинювання стернав у одному положенні при роботі двох стернових машин. Розроблений та реалізований алгоритм, який передбачає реконфігурацію системи керування з метою виключення несправного елемента.

Проведено імітаційне моделювання, яке показує ефективність застосування методів відмово-толерантного керування до стернової системи судна з метою компенсації розглянутих в роботі несправностей.

Ключові слова: судно, стернова машина, автоматизація, відмово-толерантне керування.

Рурченко А.Д., Шевченко В.А. INCREASING THE OPERATING RELIABILITY OF STEERING GEARS BY FAULT TOLERANT CONTROL METHODS

This paper presents a way of improving reliability of hydraulic steering gear by the fault tolerant control methods. Fault tolerant steering system with variable structure is received. This system is tolerant for the following faults: rudder angle mismatches with setpoint; rudder stuck when using two steering gears simultaneously.

Reconfiguration algorithm was developed and implemented into system.

Modeling of fault tolerant steering system showed its robustness for the considered faults in steering gear system and effectiveness of applying the fault tolerant control method to steering system.

Key words: ship, steering gear, automation, fault tolerant control.

ЗАВИСИМОСТЬ ПАРАМЕТРОВ СУДОВОЙ БЕЗОПАСНОЙ ЗОНЫ ОТ ШИРИНЫ ВЫМЕТАЕМОЙ ПОЛОСЫ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ТРАЕКТОРИИ СУДНА

Спешилов В.М.,

Вуз «Херсонский государственный морской институт»

Графический учет циркуляции судна производят путем прокладки на морской навигационной карте траектории перемещения центра массы судна без учета выметаемой полосы, ширина которой у крупнотоннажных судов достигает одного кабельтова и поэтому оказывает существенное влияние на размеры судовой безопасной зоны при плавании в стесненных водах. В статье предложены способы графической прокладки траектории циркуляции наиболее удаленных от центра массы судна точек корпуса этого судна, которые ограничивают выметаемую полосу.

Ключевые слова: судовая безопасная зона во время циркуляции судна в стесненных водах, ширина выметаемой полосы в процессе циркуляции крупнотоннажных судов.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важнейшими научными и практическими задачами. Важнейшим критерием безаварийного плавания судна в стесненных водах является формирование и использование судовой безопасной зоны. Исследованиями выявлены основные факторы, влияющие на форму и размеры безопасной зоны во время поступательного движения судна, при котором влияние габаритов судна на размеры этой зоны сводится к учету ширины судна при попутном или встречном ветре и течении или от ширины плоскопараллельного перемещения корпуса судна при боковом ветре или течении. Во время циркуляции судна повышение степени влияния габаритов судна на формирование безопасной зоны обусловлено сложной формой циркуляционной траектории и появлением выметаемой полосы, ширина которой у крупнотоннажных судов достигает одного кабельтова. Поэтому учет циркуляции крупнотоннажных судов при плавании в стесненных водах не должен ограничиваться прокладкой на карте траектории перемещения центра массы этого судна.

Анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы, и выделение нерешенных ранее частей общей проблемы. Вопросы построения судовых безопасных зон рассмотрены в работах [1 – 8], в которых основным является вопрос описания формы и размеров таких зон во время поступательного движения судна. Во всех учебниках по навигации описаны способы прокладки на карте траектории циркуляции центра массы судна без учета выметаемой полосы. В статье [9] рассмотрены способы прокладки на карте траектории циркуляции судна с учетом влияния мелководья на поворотливость судна, но без учета выметаемой полосы.

Цель статьи. Целью данной статьи является разработка основных способов прокладки на карте траектории циркуляции наиболее удаленных от центра массы судна точек корпуса этого судна для оценки влияния ширины выметаемой полосы на безопасность мореплавания.

Изложение основного материала. Если имеется действующая диаграмма циркуляции крупнотоннажного судна в виде траектории центра мысы судна (рис. 1), то на этой диаграмме необходимо нанести траекторию циркуляции двух наиболее удаленных от центра массы точек корпуса Н и К в виде пунктирных кривых (рис. 2).

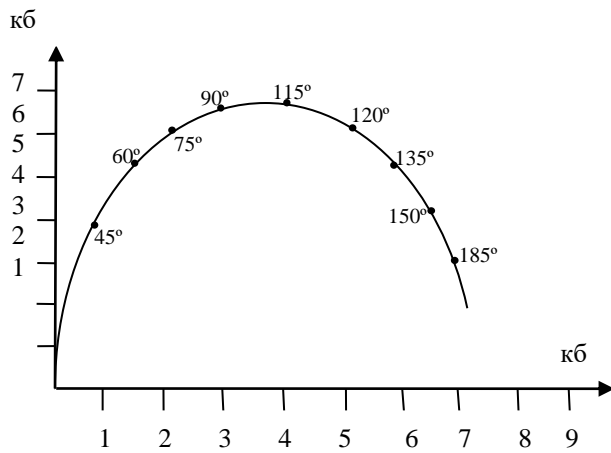


Рисунок 1 – Диаграмма циркуляции судна без учета выметаемой полосы

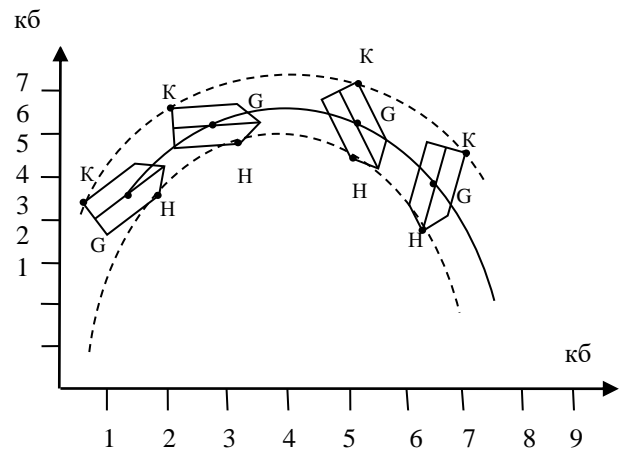


Рисунок 2 – Диаграмма циркуляции судна с учетом выметаемой полосы

Траекторию циркуляции точек Н и К корпуса судна определяют путем аналитической обработки элементов диаграммы циркуляции судна по приведению центра массы судна G к точкам Н и К. Сущность приведения центра массы судна показана на рис. 3, с помощью которого выводят формулы для перехода от полярных координат точек G, Н и К к прямоугольным.

В векторной форме процедура приведения центра массы судна к точкам Н и К имеет вид:

$$\overline{D}_H = \overline{D}_G + \overline{l}_{xH}, \quad (1)$$

$$\overline{D}_K = \overline{D}_G + \overline{l}_{xK}, \quad (2)$$

где \overline{D}_H – вектор положения точки Н корпуса судна относительно начала координат; \overline{D}_K – вектор положения точки К корпуса судна относительно начала координат; \overline{D}_G – вектор положения центра массы судна G относительно начала координат, направление и модуль которого измеряют на диаграмме циркуляции судна (рис. 1) для истинных курсов судна 45°, 60°, 75°, 90°, 105°, 120°, 135°, 150°, 165°, 180°; \overline{l}_{xH} – вектор расстояния от центра

массы судна G до точки H , направление которого равно истинному курсу судна (ИК); $\overline{l_{XK}}$ – вектор расстояния от центра массы судна G до точки K , направление которого равно истинному курсу судна (ИК); $\overline{l_{YK}}$ – вектор расстояния от конца вектора $\overline{l_{XK}}$ до точки K , направление которого равно

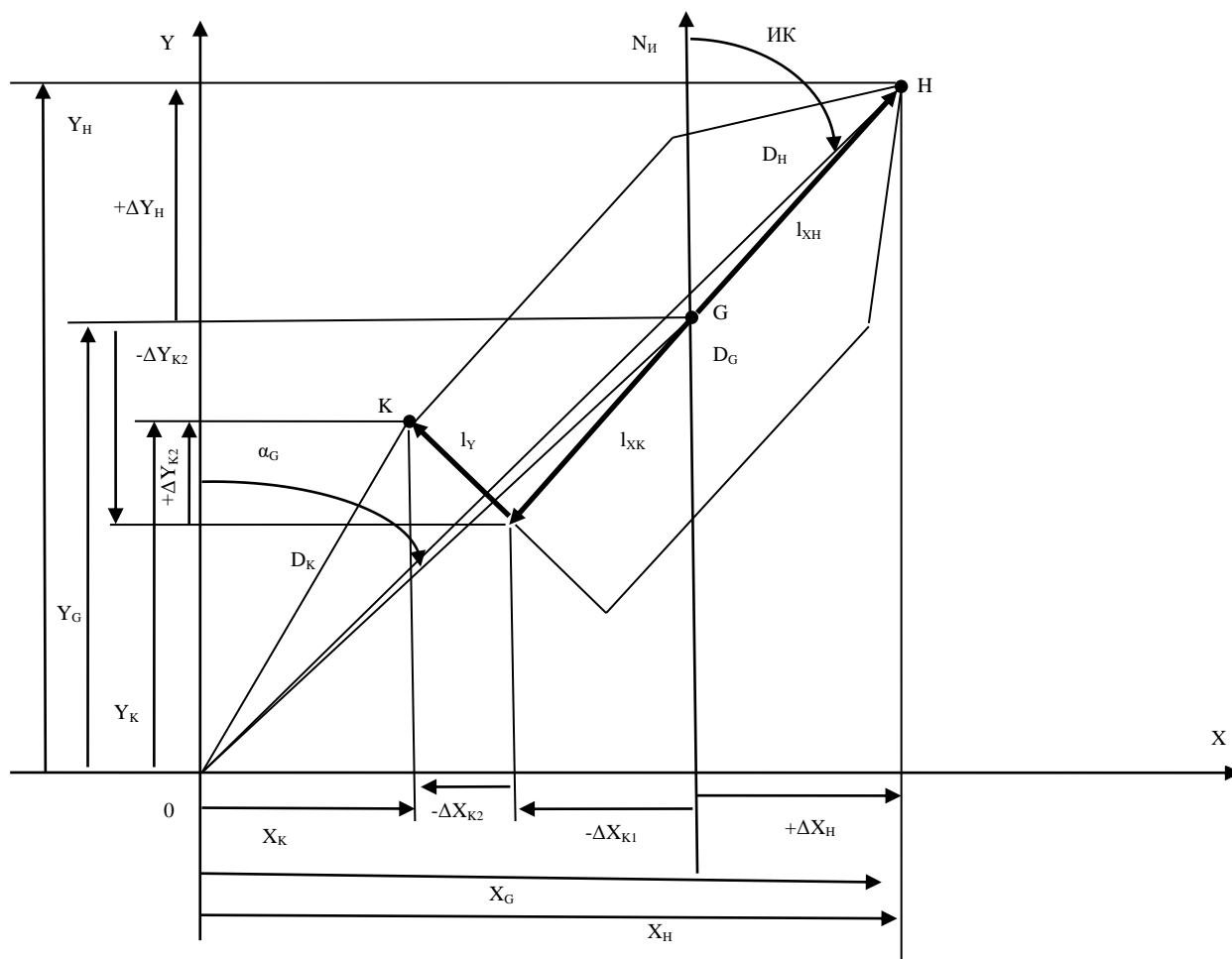


Рисунок 3 – Схема приведения центра массы судна к точкам H и K

($90^\circ - ИК$).

Суммы проекций указанных векторов на координатные оси дают прямоугольные координаты точек H и K корпуса судна, численные значения которых определяют по формулам:

$$X_H = X_G + \Delta X_H = D_G \cos \alpha_G + l_{XH} \sin \hat{E}\hat{E}, \quad (3)$$

$$Y_H = Y + \Delta Y_H = D_G \cos \alpha_G + l_{XH} \cos \hat{E}\hat{E}, \quad (4)$$

$$X_K = X_G - \Delta X_{K1} - \Delta X_{K2} = D_G \sin \alpha_G - l_{XK} \sin \hat{E}\hat{E} - l_{YK} \sin(\hat{E}\hat{E} + 90^\circ), \quad (5)$$

$$Y_K = Y_G - \Delta X_{K1} + \Delta Y_{K2} = D_G \cos \alpha_G - l_{XK} \cos ИК + l_{YK} \cos(ИК + 90^\circ). \quad (6)$$

Если диаграмму циркуляции судна определяют на дисплее электронной карты с помощью GPS, то электронная траектория циркуляции судна представляет собой кривую, по которой перемещается антенна GPS. В этом

случае обсервованное место антенны GPS необходимо привести к центру массы судна, а также к точкам Н и К корпуса судна для нанесения на диаграмме циркуляции траектории центра массы судна и траектории наиболее удаленных от центра массы точек корпуса судна. В векторной форме приведение обсервованного места антенны GPS к точкам G, Н и К имеет вид:

$$\overline{D} = \overline{D}_A + \overline{l}_X, \quad (7)$$

$$\overline{D} = \overline{D}_A + l_X \quad (8)$$

$$\overline{D}_K = \overline{D}_A + \overline{l}_{XK} \quad (9)$$

где \overline{D}_A – вектор обсервованного места антенны GPS относительно начала координат; \overline{l}_X , l_X , \overline{l}_{XK} – векторы расстояния от антенны GPS до точек G, Н и К.

При нанесении на планшет экспериментальной траектории циркуляции по результатам замеров радиолокационных пеленгов (РЛП) и радиолокационных расстояний (ДРЛ) до какого-либо плавающего предмета (например, до спасательного мотобота, лежащего в дрейфе) производят приведение обсервованного места РЛС к центру массы судна G и наиболее удаленных от антенны РЛС точек Н и К корпуса судна (рис. 4):

$$\overline{D}_G = \overline{D}_{D\ddot{E}} + \overline{l}_{XG}, \quad (10)$$

$$\overline{D}_H = \overline{D}_{D\ddot{E}} + \overline{l}_{XH}, \quad (11)$$

$$\overline{D}_K = \overline{D}_{PL} + \overline{l}_{XK} + l_{YK}, \quad (12)$$

$$X_G = X_A + \Delta X_G = D_{PL} \cos OP\text{ЛП} + l_{XG} \sin \Gamma K K, \quad (13)$$

$$Y_G = Y_A + \Delta Y_G = D_{D\ddot{E}} \sin \hat{I}\hat{D}\hat{E}\hat{I} + l_{XG} \cos \tilde{A}\hat{E}\hat{E}, \quad (14)$$

$$X_H = X_A + \Delta X_H = D_{D\ddot{E}} \cos \hat{I}\hat{D}\hat{E}\hat{I} + l_{XH} \sin \tilde{A}\hat{E}\hat{E}, \quad (15)$$

$$Y_H = Y_A + \Delta Y_H = D_{PL} \cos OP\text{ЛП} + l_{XH} \cos \Gamma K K, \quad (16)$$

$$\begin{aligned} X_K &= X_A - \Delta X_{K1} - \Delta X_{K2} = \\ &= D_{D\ddot{E}} \sin \hat{I}\hat{D}\hat{E}\hat{I} - l_{XK} \sin \tilde{A}\hat{E}\hat{E} - l_{YK} \sin(90^\circ - \tilde{A}\hat{E}\hat{E}), \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} Y_K &= Y_A - \Delta X_{K1} + \Delta Y_{K2} = D_{PL} \cos OP\text{ЛП} - l_{XK} \cos \Gamma K K + \\ &+ l_{YK} \cos(90^\circ - \Gamma K K) \end{aligned} \quad (18)$$

5. Погосов С. Г. Береговые системы управления движением судов / С. Г. Погосов, Г. И. Москвин. – М. : Судовождение и связь, 1976. – 54 с.

6. Демин С. И. Вопросы управления морскими судами. – М. : Рекламинформбюро ММФ, 1975. – 75 с.

7. Taha M. Y., Hafez M. A. Vessels traffic services in Egypt. – Egypt, 2002. – 78 p.

8. Алексин А. В. Использование зоны безопасности судна для снижения аварийности // Судовождение. – 2005. – № 10. – С. 3-8.

9. Спешилов В. М. Учет траектории циркуляции судна при плавании на мелководье // Науковий вісник ХДМІ, 2009. – № 1 (1). – С. 41-46.

Спешилов В.М. ЗАЛЕЖНІСТЬ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОЇ БЕЗПЕЧНОЇ ЗОНИ ВІД ШИРИНИ ВИМІТАЮЧОЇ ПОЛОСИ ЦИРКУЛЯЦІЙНОЇ ТРАЕКТОРІЇ СУДНА

Графічний облік циркуляції судна виконується шляхом прокладання на морській навігаційній карті траєкторії переміщення центра маси судна без урахування вимітаючої полоси, ширина якої у великотоннажних суден досягає одного кабельтова і тому істотно впливає на розміри суднової безпечної зони при плаванні в стиснених водах. У статті запропоновані способи графічного прокладання траєкторії циркуляції найбільш віддалених від центру маси судна точок корпусу цього судна, які обмежують вимітаючу полосу.

Ключові слова: суднова безпечна зона під час циркуляції судна в стиснених водах, ширина вимітаючої полоси в процесі циркуляції великотоннажних суден.

Speshylov V.M. DEPENDENCE OF PARAMETERS OF SHIP SAFETY AREA ON THE WIDTH OF SWEEPED OUT LINE OF SHIP CIRCULATION TRAJECTORY

Graphic registration of ship circulation is performed by means of mapping the trajectory of mass centre relocation on maritime navigation map non-metering the swept out line the width of which on heavy-tonnage ships reaches one cable's length of and that's why it considerably influences on the sizes of ship safety area at the time of navigation in confined waters. There were offered the ways of graphic mapping of circulation trajectory of the most remote points of hull of such ships, which limit the swept out line.

Key words: ship safety area at the time of navigation in confined waters, width of swept out line during the process of heavy-tonnage ships circulation.

ЕФЕКТИВНІСТЬ МОРСЬКИХ ВИРОБНИЧИХ ЛАНОК ЛОГІСТИЧНОЇ СИСТЕМИ ІНТЕРМОДАЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Степкова В.В.,

ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»

В роботі розглянуто ефективність морських виробничих ланок логістичної системи інтермодальних перевезень з позиції їх надійності. Даний підхід може бути використаний при практичних розрахунках.

Ключові слова: ефективність, надійність, логістика, інтермодальні перевезення.

Постановка проблеми. Доставка вантажів морським транспортом в логістичній системі інтермодальних перевезень обумовлює проблеми визначення та оцінки ефективності функціонування виробничих ланок в недетермінованому русі матеріальних потоків, що особливо важливо для дотримання основних принципів логістики, які направлені на забезпечення надійного та якісного виконання договірних зобов'язань точно в строк.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Загалом питання ефективності функціонування логістичних систем досить обмежено розглянуті у роботах вітчизняних та зарубіжних авторів, і в них відсутній єдиний підхід до проблеми, та не враховується надійність ланок таких систем [1].

Постановка завдання. Актуальність досліджень в цьому напрямку визначається необхідністю вирішення проблем пов'язаних з оцінкою ефективності функціонування конкретного ланцюга виробничих ланок логістичної системи, що потрібно при організації транспортування вантажів морським транспортом з виконанням необхідних вантажних робіт в порту.

Конкретний ланцюг логістичної системи може складатися з різних ланок, особливо важливими з них є виробничі, де у взаємодію з вантажем вступають машини та обладнання – перевантаження, транспортування, комплектація тощо. Саме ефективність роботи цих ланок суттєво впливає на ефективність функціонування всієї логістичної системи.

Тому визначення ефективності роботи окремої виробничої ланки та всього ланцюга перевезення вантажів морським транспортом, з урахуванням фактору надійності, є актуальною задачею під час проектування, організації та експлуатації логістичної системи інтермодальних перевезень і потребує відповідного вирішення.

Виклад основного матеріалу. Логістична система – це складне імовірнісне динамічне утворення, яке повністю або частково охоплює процеси виробництва, транспортування, складування та розподілу продукції.

Ціль логістичної системи – доставка в задане місце потрібної кількості та асортименту максимально підготовлених для виробничого чи особистого споживання товарів та виробів при мінімальних витратах. Поряд з функціональними логістична система має також забезпечувальні підсистеми (фінансову, інформаційну, правову, кадрову та ін.) [1].

Транспортно-виробнича система перевезень вантажів морським транспортом, в якій також задіяний торговий порт з водними та сухопутними транспортними підходами є досить складною, що обумовлює особливий технологічний процес її організації та функціонування.

В логістичному ланцюзі інтермодальних перевезень вантажу, під час його переміщення з сухопутного транспорту на морський, може бути задіяна різна кількість ланок в залежності від обраного варіанту вантажних робіт у порту (прямий чи складський) та типу вантажу. В кожному випадку такий ланцюг можна вважати інваріантом вибраної логістичної системи. Саме такі системи, що об'єднують деяку кількість виробничих ланок, і будемо розглядати з позицій оцінки її ефективності та з урахуванням надійності [2].

Ефективність функціонування логістичних систем, так само як і економічна ефективність та прибуток, є дуже складними економічними категоріями, по яких, на сьогоднішній момент, не існує однозначних трактувань. Для виміру її рівня звичайно використовують великий перелік різноманітних індикаторів [3].

Економічний зміст всіх показників ефективності представляє собою відношення результату (ефекту) до витрат або до ресурсів: ефект/витрати, або ефект/ресурси [4].

Прибуток є основним показником ефективності функціонування логістичної системи, і в якості критерію економічної ефективності приймається максимізація прибутку на одиницю витраченого капіталу (ресурсів).

Ефект (лат. effectus – виконання, дія) – повне або часткове досягнення певних техніко-економічних цілей. Потрібно відмітити, що ефект є абсолютним показником діяльності, а ефективність – відносним.

Інтегральний показник ефективності (E) є кількісним показником, що визначається як відношення параметра вихідного ефекту (Q) до загальних витрат логістичної системи (Z), за відповідний проміжок часу:

$$A = \frac{Q}{Z} \quad (1)$$

Вихідним ефектом логістичної системи є її властивість забезпечувати проходження матеріального потоку (вантаж, товар) наскрізно, через всі ланки логістичного ланцюга від початкового (постачальник, виробник) до кінцевого пункту (споживача) з обліком можливих втрат та простоїв за рахунок ненадійності та організаційних факторів. Таким чином

$$Q = \sum_{i=1}^m q_i t_p V_i, \quad (2)$$

де m - різновид одиниць потоку;

q_i - реальний темп логістичного процесу, одиниць/год;

t_p - річний фонд часу системи, год;

V_i - вартість проходження одиниці потоку, грн.

Реальний темп логістичного процесу (q_i) визначається його прогнозним значенням і втратами в процесі функціонування (втрати при транспортуванні і зберіганні, розкрадання тощо):

$$q_i = (1 - a_i) \bar{q}_i, \quad (3)$$

де a_i – параметр втрат потоку продукції;

\bar{q}_i – прогнозний темп логістичного процесу, одиниць/год.

Річний фонд робочого часу логістичної системи залежить від фонду часу функціонування системи й втрат часу, обумовлених зупинками на планове технічне обслуговування й ремонти технологічного устаткування, простоями через його відмови, а також внаслідок організаційних причин.

Відповідно до цього річний фонд робочого часу (t_p) можна представити у наступному вигляді:

$$t_p = t_c - t_n - t_t - t_r - t_{org}, \quad (4)$$

де t_c – календарний фонд часу, год/рік;

t_n – тривалість планових ремонтів у робочий період функціонування системи, год/рік;

t_t – тривалість технічного обслуговування в робочий період функціонування системи, год/рік;

t_r – тривалість простоїв виробничої системи через відмови технологічного устаткування, год/рік;

t_{org} – тривалість організаційних простоїв, год/рік.

Таким чином параметр вихідного ефекту логістичної системи матиме вигляд:

$$Q = \sum_{i=1}^m (1 - a_i) \bar{q}_i (t_c - t_n - t_t - t_r - t_{org}) V_i \quad (5)$$

Витрати на функціонування логістичної системи (Z) складаються з витрат на витратні матеріали, що задіяні в виробничому процесі (запчастини, комплектуючі, допоміжні матеріали тощо) – B_1 , на оплату праці виробничого персоналу – B_2 , вартості виробничих будівель і споруд – B_3 , витрат на енергоспоживання – B_4 , екологічний захист – B_5 та вартості технологічного та транспортного устаткування з урахуванням надійності – B_6 .

Тобто,

$$Z = B_1 + B_2 + B_3 + B_4 + B_5 + B_6 \quad (6)$$

Тоді інтегральний показник ефективності можна представити таким чином:

$$\dot{A} = \frac{\sum_{i=1}^m (1 - a_i) \bar{q}_i (t_c - t_n - t_t - t_r - t_{org}) V_i}{B_1 + B_2 + B_3 + B_4 + B_5 + B_6}. \quad (7)$$

Розглянемо детально, що входить до складу витрат на функціонування логістичної системи (6).

Витрати на витратні матеріали, що задіяні в виробничому процесі, визначаються їхньою номенклатурою, кількістю і вартістю:

$$\hat{A}_1 = \sum_{i=1}^n m_i L_i, \quad (8)$$

де n – номенклатура витратних матеріалів;

m_i – кількість витратних матеріалів, шт.(т);

L_i – вартість витратних матеріалів, грн/[шт.(т)].

Виробничий персонал будемо представляти у вигляді трьох основних груп: оператори технологічного устаткування, в т.ч. докери, вантажники тощо; працівники служби управління й інженерного та іншого обслуговування; ремонтники.

Витрати на оплату праці виробничого персоналу будемо визначати з обліком тільки перших двох груп, оскільки оплата праці ремонтників враховується в економічному показнику надійності технологічного та транспортного устаткування. За цієї умови складова експлуатаційних витрат у виробничій системі пов'язана з оплатою виробничого персоналу:

$$\hat{A}_2 = \sum_{j=1}^k z_j S_{\delta} + z_{\delta} S_{\delta}, \quad (9)$$

де k – число об'єктів технологічного й енергетичного устаткування;

z_j – чисельність операторів, що обслуговують j -й об'єкт технологічного устаткування;

S_p – середня річна зарплата операторів технологічного устаткування, грн./чол.-год;

z_{δ} – чисельність управлінського й інженерно-технічного та іншого персоналу виробничої системи;

S_y – середня річна зарплата управлінського й інженерно-технічного персоналу виробничої системи, грн./чол.-год.

Річна складова витрат на будинки й спорудження дорівнює відношенню будівельно-монтажних та експлуатаційних витрат (C_c) на термін служби (T_c):

$$\hat{A}_3 = \frac{\tilde{N}_{\bar{n}}}{\bar{O}_{\bar{n}}}, \quad (10)$$

Експлуатаційні витрати на енергоспоживання дорівнюють добутку обсягу енергії, витраченої при функціонуванні системи, на вартість одиниці енергії:

$$\hat{A}_4 = \sum_{j=1}^k e_j I_e, \quad (11)$$

де e_j – річне споживання енергії j -м об'єктом технологічного устаткування;

I_e – вартість одиниці енергії.

Економічні наслідки викиду екологічно шкідливих відходів виробництва в навколишнє середовище визначаються їхньою масою, вартістю захисних споруджень і штрафних санкцій при відсутності таких споруджень. Відповідно до цього

$$B_5 = k_e m_w P_e, \quad (12)$$

де k_e — коефіцієнт штрафних санкцій через викид екологічно шкідливих відходів у навколишнє середовище;

m_w — маса екологічно шкідливих відходів, що утворюються протягом року при функціонуванні системи, т;

P_e – питома вартість витрат на створення екологічних захисних споруджень, грн./т.

Слід зазначити, що в рамках цієї проблеми найменш розробленими є економічні аспекти надійності технологічного устаткування. Витрати на поновлення, ремонт і технічне обслуговування технологічного устаткування однозначно визначаються коефіцієнтом амортизаційних відрахувань. Сталість цього коефіцієнта визначає незмінність відрахувань на поновлення й ремонт устаткування незалежно від надійності устаткування, конкретних умов виробництва й удосконалення ремонтних робіт. При такій постановці питання економічно не стимулюються роботи з підвищення надійності технологічного устаткування, що досить істотно позначається на ефективності виробництва.

Таким чином, витрати, обумовлені недостатньою надійністю технологічного устаткування, досягають значних розмірів і повинні неодмінно враховуватися при економічній оцінці ефективності виробничих ланок логістичних систем.

Однак при всій очевидності цієї проблеми рішення її буде гальмуватися, якщо не з'єднати показники надійності логістичної системи твердим економічним зв'язком з її ефективністю. Виконати це можливо, якщо витрати на функціонування виробничих ланок логістичної системи розглядати з урахуванням економічного показника надійності. Відповідно до цього складова річних витрат (B_6), обумовлена технологічним устаткуванням:

$$\hat{A}_6 = \sum_{j=1}^k \frac{\tilde{N}_j}{T_j} (1 + H_j), \quad (13)$$

де C_j - вартість j -го технологічного об'єкта, грн.;

T_j – термін служби j -го технологічного об'єкта, років;

H_j – економічний показник надійності.

Річна складова вартості об'єкту (\tilde{N}_δ), або відрахування на його реновацію чи амортизаційні відрахування, визначається як відношення вартості j -го технологічного об'єкта (C_j) до його терміну служби (T_j):

$$C_p = \frac{C_j}{T_j}. \quad (14)$$

Економічний показник надійності (H_j) визначаємо, як відношення річних витрат, обумовлених факторами надійності (B_f), до річної складової вартості j -го технологічного об'єкта (\tilde{N}_δ), тобто

$$H_j = \frac{B_f}{C_p}. \quad (15)$$

Сумарні витрати, обумовлені факторами надійності (B_H), зручно представляти у вигляді суми двох складових, одна з яких визначається такою властивістю об'єкту, як довговічність (B_D), а інша – такою як безвідмовність (B_f), тобто

$$B_H = B_D + B_f. \quad (16)$$

Довговічність об'єкту з економічних позицій проявляється в тому, що його елементи (машини, механізми, агрегати й т.п.) мають власну індивідуальну тривалість роботи, протягом якої об'єкт виконує своє функціональне призначення в повному обсязі.

Економічною характеристикою довговічності (D) є відношення загальних витрат забезпечення довговічності (B_D) до річної складової вартості об'єкту (\tilde{N}_δ), тобто

$$D = \frac{B_D}{\tilde{N}_\delta}. \quad (17)$$

Витрати на забезпечення довговічності (B_D) обумовлені технічним обслуговуванням (B_t), плановим ремонтом (B_r), діагностикою (B_{diag}) та вартістю заміни чи ремонту дефектних елементів (B_{def}) об'єкту, тобто

$$B_D = B_t + B_r + B_{diag} + B_{def}. \quad (18)$$

У силу ряду випадкових факторів, що виникають у процесі експлуатації або неврахованих при розробці й виготовленні об'єкту, відбуваються непрогнозовані порушення параметрів функціонування об'єкту й вихід з ладу його окремих елементів, що класифікується як відмова. Після відмови, для відновлення працездатного стану проводиться неплановий ремонт. Споживач має певні витрати на оплату праці робітників, що виконують ремонт, а також на матеріали, деталі й т.п.

Властивість об'єкту безупинно зберігати працездатний стан протягом деякого часу називається безвідмовністю. Економічною характеристикою безвідмовності (F) є відношення загальних витрат на її забезпечення (B_f) до річної складової вартості об'єкту (\tilde{N}_δ), тобто

$$F = \frac{B_f}{\tilde{N}_\delta}. \quad (19)$$

Основною характеристикою безвідмовності відновлюваних об'єктів є середній наробіток на відмову, під яким розуміється відношення періоду роботи об'єкту до математичного очікування числа відмов за цей період. Час, затрачений на відновлення об'єкту після кожної відмови, визначається такою його властивістю, як ремонтпридатність. Кількісною мірою ремонтпридатності прийнято вважати середній час відновлення, що являє собою математичне очікування часу відновлення працездатного стану об'єкту після відмови. Крім витрат часу відновлення після відмови пов'язане з витратою матеріалів, деталей, інструментів, технологічного оснащення тощо. Все це входить в загальні витрати на забезпечення безвідмовності – B_f .

Таким чином, економічний показник надійності (H_j) може бути розрахований для конкретного об'єкта:

$$H_j = \frac{B_D + B_f}{C_p} \quad (20)$$

і він власне показує яка частина амортизаційних відрахувань направляється для забезпечення таких факторів надійності, як довговічність і безвідмовність.

Висновки. Таким чином встановлено, що параметр вихідного ефекту логістичної системи можна визначити за формулою (5), а розрахувавши витрати на функціонування логістичної системи (6), отримуємо значення інтегрального показника ефективності роботи морських виробничих ланок логістичної системи інтермодальних перевезень (7).

Загалом ефективність логістичної системи визначається її технічним рівнем, станом основних фондів та їх відповідності сучасним вимогам, кваліфікацією персоналу, надійністю та втратами в процесі діяльності.

Застосування економічного показника надійності (20) дає змогу інтегрально оцінити якість та ефективність роботи морських виробничих ланок логістичної системи інтермодальних перевезень.

Перспективи подальших розробок. Для визначення всіх параметрів інтегрованого варіанту ланцюга морських ланок логістичної системи інтермодальних перевезень потрібно розглянути повну ефективність всього комплексу його ланок. Тобто врахувати вплив внутрішніх та зовнішніх факторів і, в першу чергу, вплив людського фактору. Це і визначає основний напрям подальших досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кальченко А. Г. Логістика : Навч. посібник. – К. : КНЕУ, 2000. – 148с.
2. Степкова В. В., Степков В. М. Надійність логістичної системи мультимодальних перевезень : матеріали Другої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2010)», (м. Херсон, 25-27 травня 2010 року). Том 2. – Херсон : ХДМІ, 2010. – С. 260-262.
3. Савицкая Г. В. Критерии и показатели экономической эффективности. В кн.: Анализ эффективности деятельности предприятия. – М. : ООО «Новое издание», 2003. – 160с.
4. Степкова В. В., Ігнатенко С. В. Ефективність роботи виробничих ланок логістичної системи морського торгового порту : матеріали Третьої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2011)», (м. Херсон, 23-25 травня 2011 року). Том 2. – Херсон : ХДМІ, 2011. – С. 61-65.

Степкова В.В. ЭФФЕКТИВНОСТЬ МОРСКИХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЦЕПЕЙ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ИНТЕРМОДАЛЬНЫХ ПЕРЕВОЗОК

В работе рассмотрена эффективность морских производственных цепей логистической системы интермодальных перевозок с позиций их надежности. Данный подход может использоваться при практических расчетах.

Ключевые слова: эффективность, надежность, логистика, интермодальные перевозки.

Stepkova V.V. THE EFFICIENCY OF THE MARITIME PRODUCTION LINKS OF AN INTERMODAL TRANSPORTATION LOGISTIC SYSTEM

The efficiency of the maritime production links of an intermodal transportation logistic system is examined from the position of their reliability. This approach can be used in practical calculations.

Key words: efficiency, reliability, logistics, intermodal transportation.

УДК 37.013.42

ПІДВИШЕННЯ РІВНЯ СОЦІАЛЬНОЇ АКТИВНОСТІ МОЛОДІ ШЛЯХОМ РОЗВИТКУ СТУДЕНТСЬКОГО САМОВРЯДУВАННЯ

*Манькусь І.В., Сургова С.Ю.,
Миколаївський політехнічний інститут*

Розглядаються теоретичні аспекти підготовки студентів політехнічного ВНЗ. Аналізується проблема формування готовності до превентивної діяльності в різних формах студентського самоврядування.

Ключові слова: превентивна діяльність, превентивне виховання, метод рівний-рівному, студентське самоврядування.

Постановка проблеми. Сьогодні ми говоримо про демократизацію суспільства і освіти, а демократія не можлива без громадян, які живуть та діють на основі її принципів. Т. Джефферсон в «Декларації незалежності» зазначив, що здатність до самоврядування в суспільстві не є природженою. Це результат звички та довготривалої підготовки [1].

Цей вислів автора актуальний для українського суспільства, а також і українського вищого навчального закладу. Демократизація суспільства без соціальної активності, громадянської позиції його членів не може бути повною, оскільки в людей укорінюється байдужість до всього, що відбувається в країні, і вони перетворюються на слухняних виконавців владних структур. А це завдає шкоди і демократії, і самій особистості. Тільки соціально активна людина здатна приймати свідомі рішення та відповідати за них. Соціальна активність загалом стимулює громадянську активність, робить кожного громадянина діяльним учасником подій, що відбуваються в країні.

Сьогодні проблема полягає в тому, щоб навчати демократії, формувати демократичні принципи й засади, розвивати соціальну активність молоді (тобто готовність майбутніх фахівців орієнтуватися у світі, самостійно вибирати свій життєвий шлях). Виникла об'єктивна потреба саме в стінах навчальних закладів формувати в молоді ті якості, які потім у дорослому житті допоможуть їм стати гідними громадянами демократичної України. Таку можливість дає організація студентського самоврядування. Вироблення у кожному навчальному закладі своєї моделі студентського самоврядування – одна з важливих умов ефективності процесу формування соціально активної молоді. Саме актуальність проблеми, її недостатнє висвітлення у науковій літературі, а також потреба суспільства у підвищенні рівня соціальної активності молоді визначили тему нашого дослідження – «Підвищення рівня соціальної активності молоді шляхом розвитку студентського самоврядування».

Об'єкт дослідження: навчально-виховний процес ВНЗ.

Предмет дослідження: технологія формування соціальної активності студентів у процесі розвитку різних форм студентського самоврядування.

Мета дослідження: теоритично обґрунтувати технологію формування соціальної активності студентів ВНЗ.

Відповідно до мети визначено такі завдання дослідження:

1. Дослідити стан проблеми у педагогічної теорії та виховної практики
2. Розробити та експериментально перевірити технологію формування соціальної активності молоді у різних формах студентського самоврядування.

Ступінь наукової розробки проблеми. Проблема соціальної активності особистості у своєму становленні і розвитку пройшла довгий і складний шлях. Психолого-педагогічна думка розвиває ідеї формування соціально активної особистості, що знайшли відображення в працях Я. А. Коменського, Ж. Ж. Руссо, П. Наторпа, А. В. Луночарського, П. П. Блонського, С. Т. Шатського, В. Н. Щульгіна та ін. До теперешнього часу в науці накопичений педагогічний матеріал, що дозволяє характеризувати соціальну активність як властивість і стан діяльності (М. А. Нугаєв), як міру участі особистості в соціальній творчості (Е.А. Ануфрієв), як готовність до дії (Д. Ц. Беневські); як прояв сутнісних властивостей особистості в громадському житті (Н. С. Мансуров). В останні десятиліття з'явилися роботи, що розкривають такі аспекти формування соціальної активності, як розвиток структурних компонентів особистості, представляють рівень соціальної діяльності, поведінки і спілкування (О. С. Газман); стимулювання соціальної активності (В. В. Зінченко, Л. А. Герасімова, Т. І. Льовкіна); використання ділових ігор як практико орієнтованих засобів розвитку соціально-активної особистості (В. М. Ефімов, В. Ф. Комаров, А. С. Прутченков і ін.) Результати аналізу дозволяють зробити висновок, що соціальна активність є комплексним поняттям, яке може бути представлене, з одного боку, як якість, властива людині, а з іншого, як внутрішньо обумовлена міра участі людини в житті суспільства, корисна для суспільства діяльність, яка веде до конкретних змін в умовах життя суспільства і суспільних відносинах.

Основний матеріал. У нашому дослідженні підвищення рівня соціальної активності студентів забезпечувала організація студентського самоврядування.

Створення у нашому навчальному закладі його моделі – було важливою умовою ефективності процесу виховання. Продуктивною формою превентивного виховання нашої студентської молоді, яка забезпечувала набуття нею життєвого досвіду, що ґрунтується на правомірній поведінці стали молодіжні об'єднання самоврядування.

Успішне вирішення цієї проблеми потребувало ґрунтовного осмислення сутності студентського самоврядування, його структури, функцій, які воно виконує в життєдіяльності вищого навчального закладу, динаміки його розвитку.

Все це зумовило необхідність пошуку принципово нових підходів до проблеми превентивної діяльності в умовах студентського самоврядування в Миколаївському політехнічному інституті. Як свідчить наш досвід роботи, ефективною формою превентивного виховання студентської молоді, яка забезпечує набуття нею життєвого досвіду і яка ґрунтується на правомірній поведінці, є студентські об'єднання, зокрема клуби для студентів, студентські Ради самоврядування, Рада старост. У 2003 році на базі навчально-науково-виробничого комплексу «Миколаївська політехніка» було затверджено Положення про студентську раду, яке включало основні напрями діяльності студентського самоврядування. Згідно положенню: студентська рада «Миколаївської Політехніки» – це форма організації діяльності студентів та аспірантів, що сприяє максимальному виявленню і реалізації творчих здібностей особистості, формуванню її моральних якостей, відповідальності за результатами своєї життєдіяльності. Рада формує у студентської молоді навички майбутніх організаторів та керівників, сприяє залученню молоді в процес управління навчальним закладом. Діяльність Студентської ради спрямовується на удосконалення навчально-виховного процесу, підвищення якості навчання, виховання духовності і культури студентів, зростання у студентської молоді соціальної активності та відповідальності.

Як засвідчив експеримент, перебування студента в молодіжному громадському об'єднанні, набуття ним різноманітного досвіду, способів діяльності та статусу повноправного члена організації стало ефективним і дієвим інструментом його духовного становлення як члена суспільства, готовність майбутнього фахівця виконувати соціальні ролі.

Прийшовши до організації, студент не лише усвідомлював себе як лідера, а й декларував своє бажання взяти на себе більшу відповідальність за свій навчальний заклад та однолітків.

Кінцевий результат передбачав таку модель лідера, котра передбачає досягнення ним відповідного рівня соціальної зрілості, лідерських умінь і навичок, практичної готовності до професійних дій на користь суспільства, що готує його до превентивної діяльності у своєму майбутньому житті.

У нашому дослідженні студентське самоврядування стало самостійним соціальним інститутом, який забезпечує громадянське становлення юної особистості, включаючи її в суспільно корисні справи і формуючи активну життєву позицію, задовольняючи її інтереси і сприяючи подальшому розвитку.

Як показала наша експериментальна робота, студентські об'єднання (Рада студентського самоврядування, Рада старост, Рада студентів) відіграють значну роль в процесі духовного становлення особистості, засвоєння нею соціальних нормативів поведінки, підвищення рівня готовності до превентивної діяльності.

Вони сприяють тому, що абстрактна можливість набуття певного соціального статусу, функцій, якостей переходить в реальну суспільно корисну діяльність студента в умовах педагогічно організованого середовища. Технології таких об'єднань та клубів можуть бути

різноманітними: зустрічі з цікавими людьми, вікторини, демонстрування кінофільмів на правову тематику, обговорення журнальних і газетних статей, розв'язання спеціальних задач і обговорення життєвих ситуацій, відвідування правоохоронних органів.

Організація громадської діяльності в рамках студентського самоврядування, її постійна спрямованість на вирішення найактуальніших завдань активізують знання студентів у напрямі покращання їх майбутньої професійної діяльності. До цього ми відносимо вміння аналізувати сучасні події та процеси державотворення, вироблення особистої точки зору та переконання у необхідності побудови правової держави, дотримання принципів верховенства права; аргументовано, логічно, толерантно вести дискусію, спираючись на одержані знання в процесі вивчення наук та особистий життєвий досвід, розвиток пізнавальної діяльності.

На нашу думку, у ході спільної діяльності між студентами відбувається обмін індивідуальними особливостями, розширюється спектр особистісних можливостей, розвивається вміння особистості співвідносити свою мету й дію з метою і діями інших, здатність мобілізувати свої зусилля не лише в бажаному, а й у потрібному напрямку.

На це орієнтує метод освіти «рівний-рівному». Його концептуальна основа – це сприяння розумінню студентської молоді через просвітницьку роботу переваг здорового способу життя, стимулювання до самостійного і усвідомленого вибору життєвої позиції, визначення шляхів позитивної соціалізації молоді, здобуття знань, умінь і навичок здорового способу життя та відмова від негативної поведінки [2]. У час, коли знизився інтерес до здорового способу життя, а знання, поширюванні дорослими, залишалися лише гаслами, новий підхід до забезпечення превентивних знань за допомоги самою молоддю став рятувальним. Метод освіти «рівний-рівному» ми застосовували у нашому дослідженні у вихованні студентської молоді через колектив, у різних формах самоврядування (радах, клубах).

Набутий нами досвід дає підстави стверджувати, що цей метод освіти вже має певні надбання в системі вітчизняної освіти, що сприяє розумінню молоддю через просвітницьку роботу, інтерактивні технології переваги відповідального поведіння, формуванню здорового способу життя, стимулюванню до самостійного й усвідомленого вибору життєвої позиції, визначенню шляхів позитивної соціалізації молоді й відмови від негативного поведіння. Згідно Концепції освіти «Рівний-Рівному» щодо здорового способу життя серед молоді України, головну участь у поширенні знань бере сама молодь. На нашу думку, активна участь молоді в виховному і просвітницькому процесі означає новий етап реформування всієї системи національної освіти і превентивної діяльності [3]. Одним з напрямків впровадження методу «рівний-рівному» є діяльність студентського самоврядування.

Студентське самоврядування сприяє створенню таких умов, в яких виникає природна необхідність приймати рішення самими студентами. Навички приймати самостійні рішення розвивають внутрішню потребу

моральної поведінки без примусу зовні. Оцінка поведінки на основі аналізу мотивів, що вплинули на рішення діяти так чи інакше, стимулює молодь до обдуманих дій. Здатність розмірковувати, перш ніж діяти, спонукає студента до самоаналізу і, природно, до самовиховання і є тією необхідною роботою особистості над собою, яка створює міцне підґрунтя для усвідомленої моральної поведінки за життєвих обставин.

Основним завданням комплексу «Миколаївська політехніка» є створення умов для формування та виявлення сталої, безпечної та відповідальної поведінки студентів на основі сформованості превентивного світогляду, імунітету, здатності спротиву до негативних впливів соціального середовища, формування правової свідомості. З метою створення сприятливих умов для успішного виконання основних завдань, що стоять перед комплексом, а також з ціллю підвищення рівня соціальної зрілості студентів, за підтримки ініціативи Ради студентських асоціацій та адміністрації МПІ нами були впроваджені щорічні огляди-конкурси: «Кращий студент групи» та «Краща академічна група».

Критерії та методика підведення підсумків оглядів-конкурсів визначаються студентськими колективами і затверджуються адміністрацією комплексу. Прізвиська студентів і назви груп, що стали переможцями конкурсів, заносяться до золотих сторінок «Почесної книги» МПІ.

На нашу думку, важливим і доволі поширеним чинником, який суттєво впливає на розвиток молодого покоління, є проблема вибору між двома моделями життя: пасивного (коли за людину хтось робить вибір і приймає рішення, коли вона діє під впливом зовнішніх обставин) і активного (людина сама свідомо вирішує, як їй жити і діяти).

Вибравши першу модель життя, студенти залишаються пасивними споживачами суспільних благ, не здійснюючи для цього над собою будь-яких зусиль. Апатія, байдужість дедалі більше стають їх звичним станом. У студентській молоді не культивується позиція, за якої вона є господарем власних дій. В результаті цього у неї формується переконання, що відповідальність несуть інші люди.

Байдужість студентської молоді до суспільних справ – це не лише великі втрати для суспільства загалом, а й для кожної особи, бо така ситуація позбавляє її повноти життя, обмежує можливості особистісного зростання й самореалізації.

Виходячи з того, що сучасному суспільству потрібні енергійні, ініціативні працівники, яким властиві якості лідера, здатність організувати соціально корисну діяльність, досягти життєвого успіху, сьогодні основна роль у розвитку економіки, науки, техніки, бізнесу, соціальної сфери належить тим, хто здатний управляти виробництвом, успішно займатися підприємницькою діяльністю, отримувати нові знання. На перше місце виходить вміння використовувати власний досвід, знання при вирішенні складних життєвих і професійних завдань, вміння переконати і повести за собою людей, об'єднати і направити їх досвід на досягнення поставлених цілей. У зв'язку з цим виникає необхідність у підготовці таких людей зі

школи – інституту, в створенні ефективних систем учнівського, а потім і студентського самоврядування. Унікальні виховні можливості студентського самоврядування виявляються у створенні його членам простору для самореалізації, для формування соціальної активності майбутніх фахівців.

На протязі експерименту в Миколаївському політехнічному інституті студентська молодь набуває соціальних знань та вмій, розвиває свій лідерський потенціал в Раді студентського самоврядування.

Мета організації: створення умов для розкриття творчого потенціалу студентської молоді, сприяння її самореалізації, формування соціальної та життєвої компетентності.

На наш погляд, діяльність Студентської Ради спрямована на створення умов, стимулів і конкретних механізмів реалізації інтересів і прав студентської молоді, підвищення рівня її правової свідомості.

Як показує практика, проведення такого комплексу творчих справ сприяє підвищенню серед студентів рівня соціальної активності та правової свідомості студентів МПІ, що в цілому впливає на підвищення рівня соціальної зрілості.

Ми вважаємо, що студентське самоврядування сьогодні треба розглядати з таких точок зору: як форму творчої співпраці викладачів і студентів, як спосіб виявлення організаторських та виконавських здібностей і можливостей останніх у різних видах діяльності, спілкування та відносин, як метод формування в колективі громадської думки, як засіб вироблення управлінських навичок і вмій.

Освоєння суті управлінської діяльності можливе тільки в процесі здійснення практичних дій, спрямованих, наприклад, на досягнення тих чи інших цілей, запропонованих у проблемній навчальній ситуації. Крім знання теорії, фахівцеві потрібно володіти навчальними і професійно-практичними вміннями і навичками [4].

На наш погляд, компетентність в управлінській діяльності необхідна не тільки професіоналам, а і фахівцям найрізноманітніших професій. Невміння будувати відносини з партнерами, клієнтами, працювати з людьми і колективами з урахуванням особливостей різних груп і соціальних ситуацій, в яких вони знаходяться, створювати атмосферу комфортності, бажання працювати, учитися – все це завдає шкоди в досягненні цілей і якісних результатів у діяльності фахівця будь-якої сфери. Сьогодні саме управлінська готовність з орієнтацією на моральні, гуманістичні, виховні принципи і цілі превентивної педагогіки стають пріоритетними в загальній професійній компетентності майбутніх випускників політехнічного інституту.

Принципи превентивної освіти засвоюються завдяки усвідомленню соціальних цінностей відповідно до провідної діяльності. За такого підходу у визначенні змісту та способів організації превентивного навчання і виховання слід орієнтуватися на види діяльності, які є типовими для віку, соціальної ситуації розвитку і є професійними орієнтирами.

Ми переконані, що превентивна освіта в концепції розвитку студентського самоврядування сприяє активному розвитку психічних

якостей і визначає готовність самостійно розв'язувати проблеми в конкретній життєвій ситуації, протистояти негативним явищам в соціумі. Важливою функцією превентивної освіти є розвиток здатності нестандартно мислити, використовувати набуті знання, навички і уміння для розв'язання будь-яких проблем соціалізації.

Підсиленню орієнтації вищих освітніх закладів на превентивну діяльність студентів сприяє їх участь у міжнародних програмах та розробці проектів. («Сприяння просвітницькій роботі», «рівний-рівному» тощо) щодо організації здорового способу життя. Досвід роботи науковців з профілактики негативних явищ довів, що в тому випадку, коли превентивна діяльність розроблена якісно, тобто увійшла в роботу вищого навчального закладу, рівень впливу негативних явищ на процеси соціалізації студента значно зменшується.

Як майбутні повноправні громадяни, студенти потребують стимулюючої участі у соціальному житті для розвитку у них готовності виконувати соціальні ролі та соціальної активності. Участь молоді у соціальному житті призводить до зменшення кількості і глибини кризових явищ, відсутності негативних проявів у поведінці молоді.

У формуванні означених якостей, розвитку лідерського потенціалу важливе місце займає процес навчання студентської молоді різноманітних організаторських навичок, необхідних для роботи в системі студентського самоврядування. З цією метою нами в МПП була розроблена інтегрована програма «Лідерство – запорука успіху», яка реалізується в школі «Лідерські кадри».

Мета школи: розвиток у студентів організаторських здібностей, формування готовності до превентивної діяльності, підвищення рівня соціальної зрілості студентів.

Заняття у школі «Лідерські кадри» покликані формувати такі новоутворення, як управлінське мислення, інтуїція, організаторська імпровізація, рефлексія, здатність до самоорганізації, лідерства, відповідальності, командного стилю роботи, партнерства.

Через використання активних методів розвитку особистості, виявлення, розгортання та розв'язання конкретних ситуацій та проблем студентського самоврядування, виконання індивідуальних навчально-дослідницьких завдань формується готовність майбутніх фахівців до превентивної діяльності.

Висновок. Підсумовуючи, зазначимо, що правильно організоване за змістом і формою студентське самоврядування містить у собі потужний виховний потенціал, який й відповідає меті педагогічної превенції, тобто розвиває лідерські якості; формує соціальний досвід та ціннісні орієнтації; створює простір для самореалізації; сприяє усвідомленню особистістю своїх прав, свобод, обов'язків; сприяє вияву самостійності молоді; задоволенню потреб у спілкуванні з однолітками, самоствердженню у суспільно-значущій діяльності; захищає від негативних впливів соціального середовища; виховує соціально активних громадян держави.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Оржеховська В.М. Учнівське самоврядування: пошук ефективних моделей і технологій / В.М. Оржеховська. – Київ, 2007.
2. Оржеховская В. М. Использование интерактивных технологий в превентивном воспитании детей и молодежи : Учебно-методическое пособие / В.М.Оржеховская, Т.Е.Федорченко. – Киев, 2005.
3. Оржеховська В.М. Превентивна педагогіка: Науково-методичний посібник / В.М. Оржеховська, О.І. Пилипенко / АПУ: Ін-т проблем виховання. – Ізмаїл: СМІЛ, 2006. – 283с.
4. Педагогіка / [Под общей редакцией А.П. Кондратюка.] – К.: Вища школа, 1982. – 382с.

Манкусь И.В., Сурговая С.Ю. ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ СОЦИАЛЬНОЙ АКТИВНОСТИ МОЛОДЕЖИ ПУТЕМ РАЗВИТИЯ СТУДЕНЧЕСКОГО САМОУПРАВЛЕНИЯ

Рассматриваются теоретические аспекты подготовки студентов политехнического Вуза. Анализируется проблема формирования готовности к превентивной деятельности в разных формах студенческого самоуправления.

Ключевые слова: превентивная деятельность, превентивное воспитание, метод равный-равному, студенческое самоуправление.

Mankus I.V., Surgova S.Y. INCREASING THE LEVEL OF YOUTH SOCIAL ACTIVITY BY DEVELOPING STUDENT'S SELF-MANAGEMENT

Theoretical aspects of training students of a polytechnic college are considered. The problem of forming readiness to preventive activity in various forms of student self-management is analyzed.

Key words: preventive activity, preventive education, 'equal to equal' method, student self-management.

**КОНЦЕПТУАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ЛАБОРАТОРНОГО ПРАКТИКУМУ
З ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ**

*Молчанов А.О., Васильченко Г.Ю.,
ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»*

*В статті розглядаються проблеми формування змісту лабораторного практикуму з дисципліни «Опір матеріалів» з урахуванням вимог до рівня підготовки спеціалістів морського транспорту. Основним завданням роботи є визначення необхідного і достатнього рівня викладання однієї з дисциплін технічної механіки, яка повинна бути обов'язковою складовою загально інженерної підготовки фахівців інженерного напрямку. Обґрунтовується перелік лабораторних робіт, який забезпечує достатній рівень знань з цієї дисципліни.
Ключові слова: лабораторний практикум, оптимізація змісту, структура, концептуальний підхід, рівняння міцності, графіки навантаження.*

Вступ. У навчальному посібнику авторів [1] була дана загальна характеристика лабораторних робіт, де наводиться їх обов'язкова тематика, її доцільність, а також взаємний зв'язок між окремими темами.

Метою даної роботи є розгляд питання оптимізації змісту та обґрунтування теоретичних засад практикуму-мінімуму з наближенням його до методичних вказівок з лабораторно-практичних робіт.

Вибір тем лабораторних робіт та практичних занять найчастіше визначається технічними можливостями навчального закладу та пристрастями лектора. Тут слід врахувати, що структура і тематика лекційних курсів всіх навчальних дисциплін технічного циклу цілком визначилась вже наприкінці 19-го сторіччя. Цьому передувало становлення та розвиток окремих розділів та дискусія стосовно доцільності і змісту при їх включенні в склад навчальних дисциплін.

Лабораторний практикум, як допоміжний розділ навчальної дисципліни, як би витікав з лекційного курсу і будувався у взаємозв'язку з ним. Що стосується взаємного зв'язку та взаємної обумовленості структури і тематики в середині лабораторного практикуму, то про них, як нам здається, особливо не замислювалися. При цьому втрачалась доцільність і послідовність реалізації окремих тем дослідницьких розробок. При такому підході, з поля зору лектора, могли випадати важливі експериментальні теми і залишатись другорядні питання. Тому тематика лабораторного практикуму не може формуватись спонтанно, без чіткого зв'язку з лекційним курсом, і відхилятися від логіки його структури.

Концептуальний підхід до лабораторного практикуму переслідує таку мету: показати (проілюструвати) системність вибору тем (питань), закономірність, обґрунтованість їх суті та послідовності. Такий підхід дозволяє зробити дисципліну доступною для студентів.

Таким чином ця робота є продовженням і розвитком ідеї раніше опублікованого лекційного курсу, що забезпечує його доступність і поєднання теоретичного та практичного матеріалу

Постановка проблеми. Основна задача роботи була сформульована у вступі і має на увазі концептуальний підхід до формулювання тематики лабораторного практикуму.

Перш за все відмітимо, що основними задачами курсу «Опір матеріалів» є п'ять завдань: чотири пов'язані з рішенням проектувального і перевірконого розрахунків, а одне – з експериментальними дослідженнями по встановленню окремих коефіцієнтів, без яких неможливе вирішення основних теоретичних (розрахункових) залежностей.

Пристаючи до розгляду задач експериментальних досліджень зазначимо, що в цілому наукова та навчальна дисципліна «Опір матеріалів» будується на складанні та розв'язанні рівняння міцності:

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ або } \tau \leq [\tau], \quad (1)$$

де σ та τ – фактичне (розрахункове) значення напруги при нормальному і дотичному прикладанні навантаження відповідно; $[\sigma]$ та $[\tau]$ – допустиме значення напруги, які потребують експериментального вирішення, зокрема:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{адмі}}}{n} \text{ або } [\tau] = \frac{\tau_{\text{адмі}}}{n}, \quad (2)$$

де $\sigma_{\text{адмі}}$ і $\tau_{\text{адмі}}$ – гранична напруга відповідно нормальна і дотична, що залежать від характеру напруженого стану і природи матеріалу; n – коефіцієнт запасу міцності.

Саме тут з установами граничної напруги і визначення припустимої напруги (при розтягуванні стрижня під дією нормального навантаження) слід розпочинати лабораторний практикум з «Опору матеріалів». Це логічно обґрунтована вихідна крапка експериментальних досліджень.

Випробування на розтяг.

Напруга та переміщення. Закон Гука.

Переміщення в стрижні.

Стрижень (рисунок 1, а) під дією двох сил P , рівних за величиною і протилежно направлених за його поздовжньою віссю, зазнає деформацію розтягу, яка виявляється в зміні довжини і розмірів попереччя стрижня.

Його первинна довжина ℓ збільшується на величину $\Delta\ell$ – на так зване **абсолютне подовження**, і стає рівною ℓ_1 . Таким чином абсолютне подовження визначається з виразу:

$$\Delta\ell = \ell_1 - \ell. \quad (3)$$

Абсолютне подовження стрижня при заданому значенні деформуючої сили зростає із збільшенням його первинної довжини. У зв'язку з цим деформація при розтягуванні більш повно характеризується відносною величиною $\varepsilon = \Delta\ell / \ell$, яку називають відносним подовженням:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\ell}{\ell} = \frac{\ell_1 - \ell}{\ell}. \quad (4)$$

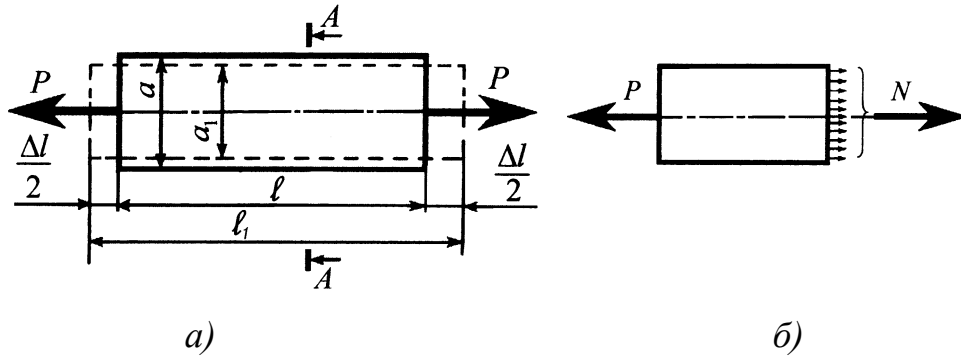


Рисунок 1 – Розтяг стрижня:

а) сила P – зовнішній обтяг для стрижня; б) ліва частина стрижня після відкинутаї правої повинна залишатися в стані рівноваги

При напрямі зовнішніх сил, протилежному вказаному на рисунку 1.1, стрижень зазнає **деформацію стиснення**. В цьому випадку величину Δl називають **абсолютним укороченням**, оскільки при стисненні довжина стрижня зменшується. Одночасно з поздовжньою деформацією стрижень зазнає поперечну деформацію. При розтягуванні поперечні розміри зменшуються, при стисненні збільшуються. **Відносна поперечна** деформація може бути визначена з виразу:

$$\varepsilon_1 = \frac{a_1 - a}{a}. \quad (5)$$

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \right|. \quad (6)$$

Відношення (6) називають **коефіцієнтом Пуассона**. Цей коефіцієнт визначають експериментальним шляхом. Для сталі $\mu = 0,25 \dots 0,33$; для міді $\mu = 0,31 \dots 0,34$; для бронзи $\mu = 0,32 \dots 0,35$; для чавуну $\mu = 0,23 \dots 0,27$; для алюмінію $\mu = 0,32 \dots 0,36$.

Напруга в стрижні.

Відповідно до гіпотези плоских перерізів вважають, що для однорідного стрижня всі поперечні перерізи при деформації переміщуються паралельно і, отже, в них діє тільки паралельна напруга. Переріжемо стрижень площиною А–А (рисунок 1, а), перпендикулярно до осі стрижня. З умови рівноваги частини стрижня (рисунок 1, б), беручи до уваги, що рівнодіюча внутрішніх сил пружності

$$N = F \cdot \sigma,$$

де F – площа поперечного перерізу, маємо:

$$F \cdot \sigma - P = 0.$$

Звідси напруга в поперечному перерізі стрижня при розтягуванні або стисненні визначається з виразу:

$$\sigma = \frac{P}{F} \quad (7)$$

Експериментальним шляхом встановлено, що в межах подовжень для пластичних матеріалів має місце пряма пропорційна залежність між напругою і деформаціями. Ця залежність носить назву «Закон Гука»:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (8)$$

Коефіцієнт пропорційності E називається модулем поздовжньої пружності або модулем пружності першого роду (модулем Юнга). Він має розмірність напруги – Н/см² або Н/мм² і характеризує здібності матеріалу чинити опір пружній деформації при розтягуванні і стисненні. Коефіцієнт пропорційності E визначають експериментальним шляхом: для сталі $E = (2,0... 2,15) \cdot 10^6$ Н/см²; для алюмінію – $(0,7... 0,8) \cdot 10^6$ Н/см²; для бронзи $1,15 \cdot 10^6$ Н/см².

Підставимо у вирази значення величин ε і σ , отримаємо:

$$\Delta \ell = \frac{P \cdot \ell}{E \cdot F}, \quad (9)$$

тобто абсолютне подовження (укорочення) стрижня при розтягуванні (стисненні) прямо пропорційне до розтягуючої (стискуючої) сили та довжини стрижня і обернено пропорційне до модуля пружності та до площі поперечного перерізу. Добуток $E \cdot F$ називають жорсткістю поперечного перерізу при розтягуванні (стисненні).

Випробування на розтяг. Діаграма розтягу

Випробування проводять з метою визначення граничного значення напруги і встановлення механічних характеристик матеріалу. Дана лабораторна робота вважається базовою і основною в лабораторному практикумі.

Випробування на розтяг здійснюють статичною навантагою випробувальних зразків на спеціальних машинах (стендах). Для цього застосовують стандартний циліндричний зразок (рисунок 2, а). Довжина центрального циліндра перевищує його діаметр приблизно в 15 разів. На циліндрі рисками виділяють ділянку для вимірювання деформації, довжина якої $\ell_0 = 10d_0$, де d_0 – діаметр стрижня до розтягу. Іноді для випробувань застосовують плоскі або малі циліндричні зразки, у яких $\ell_0 = 5d_0$.

Під час розтягу зразка в процесі випробувань реєструють навантаження на зразок і його подовження $\Delta \ell$. За цими даними будують діаграму розтягу (рисунок 3, а), що має вигляд кривої $P = f(\Delta \ell)$. Більшість сучасних випробувальних машин мають пристрій для автоматичного викреслювання діаграми розтягу.

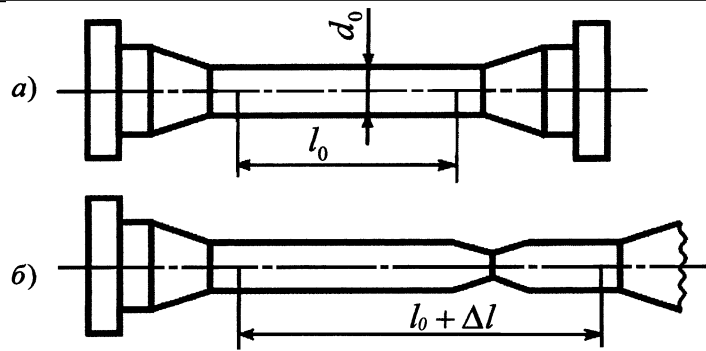


Рисунок 2 – Випробування на розтяг: а – випробувальний зразок (ВЗ); б – випробувальний зразок під час випробування на розрив при його руйнуванні.

Кількісна оцінка фізичних властивостей матеріалу може бути зроблена за допомогою діаграми розтягу в системі координат (σ, ε) .

Тут напруга, що відкладається по вертикальній осі, має вираз різновиду:

$$\sigma = \frac{P}{F_0},$$

де F_0 – площа поперечного перерізу зразка до випробування.

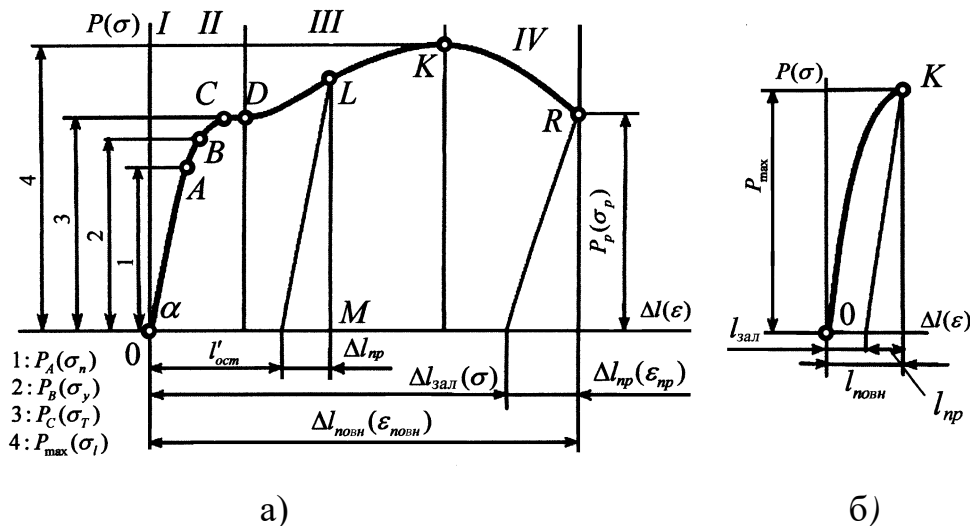


Рисунок 3 – Діаграма розтягу зразка: а) з маловуглецевої сталі; б) з крихких матеріалів

Відносне подовження зразка, що відкладається по горизонтальній осі, має вираз різновиду:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0},$$

де l_0 – довжина розрахункової ділянки зразка до випробування.

Оскільки величини F_0 і l_0 постійні, то діаграма $\sigma = f(\varepsilon)$ має той же вигляд, що і діаграма $P = f(\Delta l)$, і відрізняється від неї тільки масштабами.

Діаграма $\sigma = f(\varepsilon)$ характеризує властивості випробовуваного матеріалу і носить назву умовної діаграми розтягу.

Діаграма розтягу зразка з маловуглецевої сталі (рисунок 3, а) характеризується наступними чотирма характерними ділянками.

Ділянка I відповідає пружним деформаціям матеріалу зразка. На цій ділянці справедливий закон Гука і величина деформації прямо пропорційна до розтягуючого зусилля (пряма OA).

Ділянка II починається після точки A, коли діаграма стає нелінійною (криволінійною). Проте до точки B деформації залишаються пружними, тобто при розвантаженні зразок відновлює свою первинну форму і розміри. При подальшому збільшенні навантаги за точкою B з'являються непружні деформації. У точці C починається процес деформації деталі без збільшення зовнішньої навантаги. Цей процес називається процесом текучості матеріалу. У зоні текучості у сталевих зразках істотно змінюються електропровідність і магнітні властивості.

Поверхня полірованого зразка покривається лініями, похилими до його осі (лінії Чернова).

Ділянка III (DK) характерна збільшенням навантаги, при якій відбувається подальша деформація зразка. Ця ділянка називається зоною зміцнення. Закінчується ділянка при досягненні максимальної навантаги, що сприймається зразком.

Ділянка IV починається в точці K і закінчується руйнуванням зразка в точці R. Ця ділянка носить назву зони руйнування зразка. Деформація зразка на цій ділянці характерна утворенням шийки і подовженням зразка за рахунок потоншення шийки (див. рисунок 2, б).

Механічні характеристики матеріалу.

Теоретичні передумови.

Працездатність конструкційних матеріалів при різних видах навантаження визначається величинами, що називають механічними характеристиками. Механічні характеристики встановлюють межу безпечної експлуатації елементів конструкцій при статичному і динамічному (циклічному й ударному) обтягуванні. До механічних характеристик відносять межу напруги, твердість, питому в'язкість.

Величини механічних характеристик можуть бути отримані в лабораторних умовах доведенням зразків до руйнування або надмірної деформації. Найбільш поширені випробування на розтягування і стиснення, оскільки вони відносно прості і дають достовірні результати.

Всі конструкційні матеріали можна умовно розділити на крихкі й пластичні. До дуже пластичних матеріалів відносять маловуглецеві сталі, алюміній, мідь і деякі інші. Ці матеріали володіють здатністю деформуватися в широких межах без руйнування. Прикладами крихких матеріалів можуть служити чавун, високовуглецеві сорти сталі, металокерамічні матеріали, скло. Крихкі матеріали руйнуються без помітної попередньої деформації. Проміжне положення займають металопластики, до яких можуть бути віднесені багато з легованих сталей, дюралюміній, бронза.

Основні характеристики матеріалу згідно до діаграми розтягу.

Відповідно до діаграми розтягу (див. рисунок 3, а) вводять наступні основні характеристики матеріалу:

1. Ділянка OA – зона пропорційності (на діаграмі – пряма лінія), закінчується точкою A , що відповідає межі пропорційності. Відношення розтягуючого зусилля в точці A до первинної площі поперечного перерізу стрижня:

$$\sigma_n = P_A / F_1, \quad (10)$$

називають межею пропорційності матеріалу, де σ_n – найбільша напруга межі пропорційності. До точки межі пропорційності зберігається сила закону Гука.

Тобто межею пропорційності матеріалу називають найбільшу напругу, до якої матеріал підкоряється закону Гуку.

2. Точка B на діаграмі розтягу відповідає межі пружності матеріалу. Відношення розтягуючого зусилля в точці B до первинної площі поперечного перетину

$$\sigma_{nd} = \frac{P_B}{F_1}, \quad (11)$$

називають межею пружності матеріалу.

Межею пружності матеріалу називається максимальна напруга, до якої в матеріалі відсутні залишкові деформації.

Межа пружності – це така напруга, при якій величина відносної залишкової деформації не перевищує 0,005%. На практиці між межею пропорційності і межею пружності відмінності не роблять у зв'язку з малою величиною розбіжності їх значень.

3. Ділянка CD – зона текучості. Відношення розтягуючого зусилля в точці C до первинної площі поперечного перерізу стрижня

$$\sigma_{\sigma} = \frac{P_C}{F_1},$$

називають межею текучості. Межею текучості називається напруга, при якій деформація росте без збільшення навантаги.

4. Відношення найбільшої навантаги до первинної площі поперечного перерізу стрижня

$$\sigma_a = \frac{P_{\max}}{F_1}, \quad (12)$$

називають межею міцності або тимчасовим опором. Межу міцності при розтягу позначають σ_{ad} , при стисненні – σ_{an} . Межа міцності відповідає максимальній напрузі, що виникає в зразку до його руйнування.

Діаграма розтягу крихких матеріалів наведена на рисунку 3, б, де відхилення від закону Гука починається при малих значеннях деформуючої

сили. Ця діаграма не має площини текучості, зразки руйнуються при дуже малій залишковій деформації без утворення шийки.

Наведені в теоретичному курсі приклади розрахунків (на розтягування-стиснення, гнуття, в т.ч. поздовжнє) зводяться до визначення діючих моментів, навантажень і деформацій балок і стрижнів, які служать для визначення допускних геометричних (розмірних) параметрів (діаметр стрижня круглої форми, площі і розмірів поперечного перерізу балки, прогину стрижня або балки і тому подібне), тобто параметрів, необхідних для розв'язання рівняння міцності (стійкості) як основи основ і суті дисципліни «Опір матеріалів», як було відмічено ще у вступі.

Що стосується теоретичної основи «Опору матеріалів», то вона включає не такий вже великий перелік фундаментальних залежностей, а саме: Закон Гука, принцип Сен-Венана, формули Журавського і Ейлера – ось, мабуть, і все.

Таким чином, нічого того, що б утруднювало засвоєння навчальної дисципліни «Опір матеріалів», немає, якщо її (вільно або мимоволі) не ускладнювати, в т.ч. завданнями другорядної значущості. До речі, виграшними в цьому відношенні є навчальні дисципліни з обмеженим обсягом, в яких немає місця для «ліричних подробиць» у вигляді спеціальних розділів (складне навантаження, напружений стан при ударних навантаженнях, розрахунок оболонок і так далі).

Загальні підсумки. Закон Гука справедливий при нарузі, що не виходить за межі пропорційності, тобто при лінійності залежності:

$$\sigma = f(\varepsilon),$$

Аналізуючи результати випробувань на розтяг, слід відмітити, що визначення $[\sigma]$ по σ меж. цілком коректне. Однак тут слід мати на увазі, що σ меж. знаходиться в зоні нелінійних деформацій, а також використання коефіцієнту запасу міцності n вносить певну невизначеність. Перше і друге своєю статистичною основою впливає на точність результатів. Більш точні результати можна чекати тільки в зонах пропорційних лінійним деформаціям, тобто, коли деталь після знаття впливу навантаження приймає свою вихідну форму та розмір, тобто підкоряється закону Гука.

Саме на дослідженнях цього закону повинні ґрунтуватися всі наступні лабораторні роботи. Логіка лабораторного практикума тут наступна: дослідження діаграми розтягу встановлюють основні закономірності напруженого стану, в тому числі на основі закону Гука, а потім даний закон підтверджується для інших видів (типів) деформацій, наприклад, при розрахунках на жорсткість, кручення або вигин. Логічний зв'язок і доцільність такого підходу зрозумілі як для спеціалістів, так і для учнів.

Основні положення базової лабораторної роботи, зокрема ті, що стосуються закону Гука, перевіряють в наступних лабораторних роботах по визначенню модуля Юнга (продольної пружності) при розрахунках на жорсткість; модулю здвигу при крученні.

У символічному виді ці випадки реалізації закону Гука характеризуються рівняннями:

$$\sigma_{np} = E \times \varepsilon.$$

Для напруженого стану при крученні нас цікавить вже напруження при пружній деформації σ_{np} , та кут закручування φ , який створюється в зоні пружної деформації

$$\varphi = M_k \times l_0 / G \times J_p,$$

де $G \times J_p$ – жорсткість; l_0 – розрахункова довжина зразка; M_k – крутний момент.

Тут мається на увазі, що в першому і в другому випадку закону Гука використовується при розрахунках на жорсткість.

Тобто перші три лабораторні роботи включають базову діаграму розтягу, сконцентровані на дослідженні закону Гука.

Заключною лабораторною роботою можна вважати випробування балки на згинання з використанням тензометрії, тобто тут мають місце проміжні дані між експериментом і наступним розрахунком, приклади якого складають основний зміст наступного практичного заняття. Таким чином логічно пов'язані теми і зміст лабораторних робіт з слідуючими за ними практичними заняттями створюють системно-об'єднаний лабораторний практикум з опору матеріалів.

Молчанов А.А., Васильченко Г.Ю. КОНЦЕПТУАЛЬНЫЙ ПОДХОД К ЛАБОРАТОРНОМУ ПРАКТИКУМУ ПО СОПРОТИВЛЕНИЮ МАТЕРИАЛОВ

В статье рассматриваются проблемы формирования содержания лабораторного практикума по дисциплине «Соппротивление материалов» с учетом требований к уровню подготовки специалистов морского транспорта. Основной задачей работы является определение необходимого и достаточного уровня преподавания одной из дисциплин технической механики, которая должна быть обязательной составной общеинженерной подготовки специалистов инженерного направления. Обоснован перечень лабораторных работ, который обеспечивает достаточный уровень знаний по этой дисциплине.

Ключевые слова: лабораторный практикум, оптимизация содержания, структура, концептуальный подход, уравнение прочности, графики нагрузки.

Molchanov A.A. Vasilchenko G.U. CONCEPTUAL APPROACH TO LABORATORY WORKSHOP ON STRENGTH OF MATERIALS

The problems of forming the content of the laboratory workshop in «Strength of Materials» discipline considering all the requirements to the training specialists of marine transport are examined in this article. The main task of this work is to determine necessary and sufficient level of teaching one of the disciplines of technical mechanics which must be an obligatory component of general engineering training of specialists in engineering. A list of laboratory works for providing a sufficient level of knowledge in this discipline is proved.

Key words: laboratory workshop, optimization of content, structure, conceptual approach, equation of strength, load diagrams

**РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, ОХОРОНА
НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА**

УДК 656.13

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДОСТАВКИ ШВИДКОПСУВНИХ
ВАНТАЖІВ АВТОМОБІЛЯМИ ШЛЯХОМ МІНІМІЗАЦІЇ ЧАСУ РУХУ
ВІД ПОСТАЧАЛЬНИКА ДО СПОЖИВАЧА**

Артамонова Ю.В., Гармаш О.Г., Хрипуненко Г.В.,

*Автомобільно-дорожній інститут державного вищого навчального закладу
«Донецький національний технічний університет»*

Здійснено вибір методики розрахунку найкоротшої відстані між пунктами з метою мінімізації часу руху автомобіля з швидкопсувним вантажем, проведено уточнення обраної методики шляхом мінімізації часу руху автомобіля з швидкопсувним вантажем з урахуванням дорожніх умов для підвищення ефективності доставки.

Ключові слова: швидкопсувний продукт, динамічне програмування, швидкість, позадвжній ухил, радіус кривої в плані, час руху.

Вступ. Серед усього переліку продовольчих продуктів, більшу частину становлять продукти, які можна віднести до категорії швидкопсувних. Номенклатура швидкопсувних харчових продуктів (ШХП) досить значна й різноманітна не тільки за кількістю, але й за вимогами до їхнього перевезення. Дані обставини вказують на певну специфіку, що виділяє їх серед інших продуктів харчування. Ця специфіка полягає в необхідності якнайшвидше доставити ШХП від виробника до споживача, тому що в такий спосіб забезпечується якість продукції, яка доставляється, й від цього прямо залежить безпека населення. Адже, як відомо, недотримання необхідних норм перевезення будь-якого швидкопсувного продукту може привести до того, що він перейде з розряду швидкопсувних у розряд небезпечних для здоров'я, а в ряді випадків і для життя людей.

Таким чином, діяльність з доставки ШХП за своєю значимістю може бути віднесена до актуальної. Це приводить до необхідності розгляду, аналізу й рішення існуючих проблем у зазначеній області.

Істотним фактором, що визначає ефективність доставки швидкопсувних продуктів, є своєчасність доставки, тобто максимальне збереження якості ШХП. Таким чином, для підвищення ефективності процесу доставки необхідно застосовувати такі рішення, при яких досягнемо якнайшвидшої доставки від виробника споживачу.

Питання теоретичного й методичного забезпечення діяльності з перевезення різних вантажів, у тому числі й швидкопсувних, а також з транспорту й логістики відображені в роботах Л. Л. Афанасьєва, В. М. Беляєва, Г. К. Ганченко, В. Д. Герамі, В. С. Лукинського, Л. Б. Миротіна, Ю. М. Неруша, Т. А. Прокоф'євої, А. Д. Хмельницького й ін.

Однак аналіз наукових праць у розглянутій області показав недостатню пропрацьованість питань доставки ШПП із урахуванням їх специфіки.

Зазначені обставини дозволяють зробити висновок про актуальність роботи, пов'язаної з розробкою ряду пропозицій, спрямованих на підвищення ефективності доставки ШПП із використанням автомобільного транспорту.

Постановка задачі. Об'єктом роботи є процес доставки ШПП автомобільним транспортом від виробника до споживача, предметом – час руху ШПП у міжміському сполученні.

Мета роботи – розробка пропозицій з мінімізації часу доставки швидкопсувного вантажу з урахуванням дорожніх умов.

Для досягнення поставленої мети:

- здійснимо вибір методики розрахунку найкоротшої відстані між пунктами з метою мінімізації часу руху автомобіля з швидкопсувним вантажем;

- проведемо уточнення обраної методики шляхом мінімізації часу руху автомобіля з швидкопсувним вантажем з урахуванням дорожніх умов для підвищення ефективності доставки.

На сьогоднішній день в умовах наявності значних обсягів перевезень вантажів для забезпечення найбільш раціонального використання рухомого складу й скорочення транспортних витрат велике значення має визначення найкоротших відстаней між пунктами транспортної мережі. Завдання визначення найкоротших відстаней (вибору найкоротшого шляху) є класичним завданням дослідження операцій. Воно належить до класу екстремальних. У вітчизняній і закордонній літературі рекомендуються різні методи рішення даного завдання, що використовують принципи лінійного й динамічного програмування.

Але у практиці оптимального планування роботи автомобілів є цілий ряд завдань, які не можуть бути вирішені методами лінійного програмування. Це пов'язане з тим, що цільова функція, оптимальне значення якої необхідно знайти, залежить від часу. Такі завдання вирішуються методом динамічного програмування [1].

Особливістю динамічного програмування є певний методичний прийом, що полягає в наступному: переміщення точки в просторі (визначення найкоротшої відстані між пунктами мережі) розділяється на ряд послідовних етапів (кроків), проводиться послідовна оптимізація кожного з них, починаючи з останнього. На кожному етапі розрахунків спочатку визначається умовне оптимальне управління (при всіляких припущеннях про результати попереднього кроку), а потім, коли процес оптимізації доведений до вихідного стану, знову проходиться вся послідовність кроків, але вже у зворотному порядку, спочатку до кінця, і на кожному кроці з безлічі умовних оптимальних управлінь обирається одне (у цьому випадку мінімальна відстань між пунктами транспортної мережі).

Перевага такого методу поетапної оптимізації в тому, що він спрощує рішення багатьох екстремальних завдань, оскільки набагато легше

багаторазово вирішувати завдання відносно просте, ніж один раз – досить складне.

Нехай задана транспортна мережа з пунктами-вершинами й відстані між пунктами, тобто визначені ланки мережі і їхня довжина (рисунки 1).

Відстані між вершинами визначаються виміром відстаней від кожного пункту до всіх інших за масштабними картами.

Зробимо загальну постановку задачі. Розглядається керований процес, у результаті управління система (об’єкт управління) S переводиться з початкового стану s_0 у стан \hat{s} . Припустимо, що управління можна розбити на n кроків, тобто рішення приймається послідовно на кожному кроці, а управління, що переводить систему S з початкового стану в кінцевий, являє собою сукупність n покрокових управлінь.

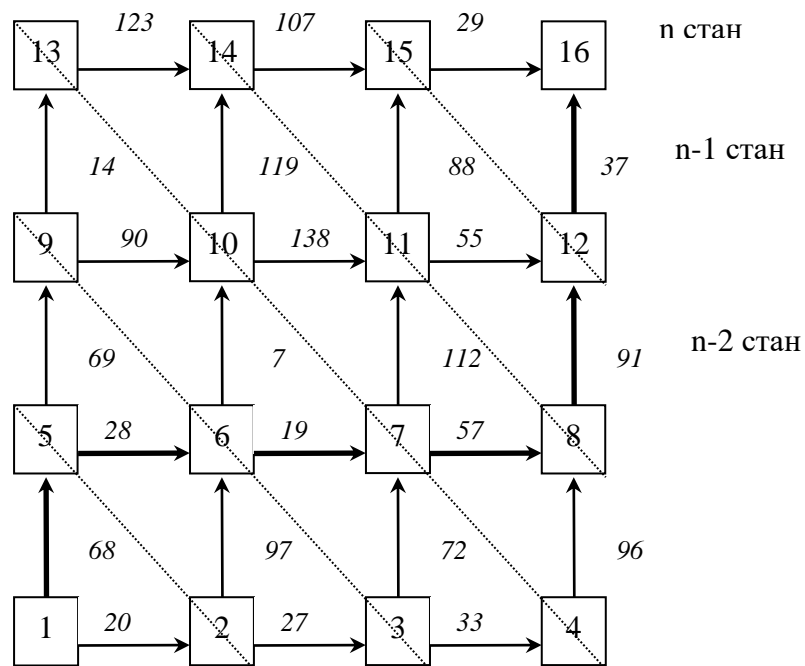


Рисунок 1 – Розмічений граф (для визначення мінімальної відстані руху)

Позначмо через X_k управління на k -му кроці ($k = 1, 2, \dots, n$). Перемінні X_k задовольняють деяким обмеженням.

Нехай $X (X_1, X_2, \dots, X_n)$ – управління, що переводить систему S , зі стану s_0 у стан \hat{s} . Позначимо через s_k стан системи після k -го кроку управління. Одержуємо послідовність станів $s_0, s_1, s_{k-1}, s_k, \dots, s_{n-1}, s_n = \hat{s}$, яку зобразимо кружками (рисунки 2).

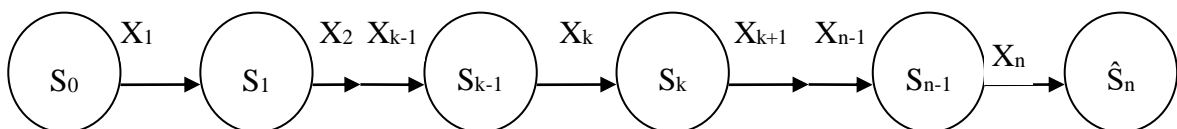


Рисунок 2 – Послідовність станів управління

Показник ефективності розглянутої керованої операції – цільова функція залежить від початкового стану і управління:

$$Z = F(S_0, X). \quad (1)$$

Зробимо кілька припущень:

1. Стан s_k системи наприкінці k -го кроку залежить тільки від попереднього стану s_{k-1} і управління на k -ому кроці X_k (і не залежить від попередніх станів і керувань). Ця вимога називається «відсутністю післядії». Сформульоване положення записується у вигляді рівнянь:

$$S_k = \varphi_k(S_{k-1}, X_k) \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (2)$$

які називаються рівняннями станів.

2. Цільова функція (1) є адитивною від показника ефективності кожного корку. Позначимо показник ефективності k -го кроку через

$$Z_k = f_k(S_{k-1}, X_k) \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (3)$$

тоді

$$Z = \sum_{k=1}^n f_k(S_{k-1}, X_k). \quad (4)$$

Задача покрокової оптимізації формулюється так: визначити таке припустиме управління X , що переводить систему S зі стану S_0 у стан \hat{S} , при якому цільова функція (4) приймає найменше значення.

Виділимо особливості моделі динамічного програмування:

1. Задача оптимізації інтерпретується як n -кроковий процес управління.

2. Цільова функція дорівнює сумі цільових функцій кожного кроку.

3. Вибір управління на k -тому кроці залежить тільки від стану системи до цього кроку, не впливає на попередні кроки (немає зворотного зв'язку).

4. Стан S_k після k -го кроку управління залежить тільки від попереднього стану S_{k-1} і управління X_k (відсутність післядії).

5. На кожному кроці управління X_k залежить від кінцевого числа керуючих перемінних, а стан S_k – від кінцевого числа параметрів.

Таким чином, модель враховує принцип оптимальності: який би не був стан системи S в результаті будь-якого числа кроків, на найближчому кроці потрібно вибрати управління так, щоб воно в сукупності з оптимальним управлінням на всіх наступних кроках приводило до оптимального виграшу на всіх корках, що залишились, включаючи даний.

Принцип оптимальності затверджує, що для будь-якого процесу без зворотного зв'язку оптимальне управління таке, що воно є оптимальним для будь-якого підпроцесу стосовно вихідного стану цього підпроцесу. Тому рішення на кожному кроці виявляється найкращим з погляду управління в цілому.

Використаємо принцип оптимальності на моделі пошуку оптимальної відстані (рисунок 3).

Ребру приписується вага більше нуля. Постановка задачі $\min (A, B) \rightarrow$
Алгоритм рішення заснований на наступному твердженні:

$$S \mid S(A, P, B) = \min. (AP) \Rightarrow S(P, B) = \min.$$

Послідовність рішень $\xrightarrow{\text{def}}$ стратегія.

На безлічі стратегій $\xrightarrow{\text{def}}$ цільова функція.

Стратегія, на якій цільова функція досягає $\min \xrightarrow{\text{def}}$ Оптимальна стратегія.

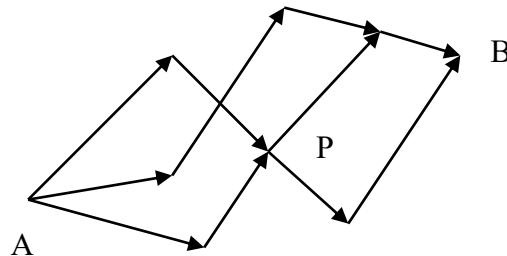


Рисунок 3 – Ациклічна мережа (спрямований граф)

Для реалізації методу необхідно:

I Процес рішення перетворити в n-етапний процес.

II Для кожного етапу описати:

а) безліч рішень;

б) безліч початкових станів;

III Для I, II виконаємо принцип оптимальності.

Оптимальна стратегія має таку властивість: які б не були початкові рішення і стан, досягнуті в результаті цих рішень, подальші рішення повинні бути оптимальними щодо досягнутих станів.

Використаємо спрямований граф (рисунок 1) для знаходження мінімальної відстані з вузла 1 у вузол 16. Реалізація моделі таблична на прикладі станів (n-1), (n-2).

1. Розіб'ємо процес на n-етапів, як показано на рисунку.

2. Для кожного етапу будемо виписувати в таблиці 1 стани S і безліч рішень X.

3. Застосуємо принцип оптимальності Беллмана стосовно до мінімальної відстані, тобто: найкоротший шлях з A в B володіє тою властивістю, що які б не були початкові відрізки цього шляху і пункт P, у який вони привели, подальший шлях повинен бути найкоротшим шляхом з P у B.

У підсумку отримали маршрут 1-5-6-7-8-12-16 з мінімальною відстанню перевезення швидкопсувного вантажу 300 км.

Однак таке рішення завдання не враховує швидкість доставки швидкопсувного вантажу, тобто її зниження у зв'язку з дорожніми умовами, тому пропонується уточнена методика формування маршруту руху, що мінімізує час доставки вантажу.

Таблиця 1 – Таблична реалізація мінімальної відстані на прикладі станів (n-1), (n-2)

x	16	\hat{x}	\hat{f}	n-1 стан
s				
12	37	37	16	
15	29	29	16	

x	12	15	\hat{x}	\hat{f}	n-2 стан
s					
8	128	0	128	12	
11	92	117	92	12	
14	0	136	136	15	

Підвищення ефективності доставки швидкопсувних вантажів автомобілями шляхом мінімізації часу руху від постачальника до споживача пропонується досягти виконуючи наступні корки:

1. Розрахунок швидкості руху транспортного засобу з урахуванням дорожніх умов, використовуючи методику [2], та визначення часу руху на ділянках транспортної мережі.

Значення максимально можливих або припустимих швидкостей руху V_{\max} на кожній ділянці дороги для кожного періоду року обчислюється виходячи з параметрів і стану доріг.

Кожному розрахунковому стану покриття відповідає певний коефіцієнт опору коченню:

$$f_v = f_{20} + K_f \cdot (V - 20). \quad (5)$$

де f_{20} – коефіцієнт опору коченню при швидкості 20 км/год; приймаємо його рівним $f_{20} = 0,01$ згідно [2];

K_f – коефіцієнт зміни опору коченню залежно від швидкості; приймаємо для вантажного автомобіля $K_f = 0,0002$ [2];

V – швидкість, для якої визначаються значення f_v .

Максимально можливу швидкість на прямих ділянках дороги визначають за динамічними характеристиками автомобіля.

Необхідний динамічний фактор:

$$D = f_v \pm i, \quad (6)$$

де i – поперечний ухил дороги.

Максимально припустиму швидкість на кривих у плані (км/год) визначають за умовами стійкості автомобіля при русі покриттям, що перебуває в стані, характерному для розрахункового періоду:

$$V_{\phi \max} = \sqrt{127 \cdot R \cdot (\phi_2 \pm i_a)}. \quad (7)$$

де ϕ_2 – коефіцієнт поперечного зчеплення; приймаємо $\phi_2 = 0,8 \cdot \phi$;

φ – коефіцієнт поздовжнього зчеплення; приймаємо $\varphi = 0,8$ [2];

α – поперечний ухил віражу.

При цьому на ділянках, де на обмеження швидкості впливає кілька параметрів доріг, швидкість приймаємо за меншим значенням.

Таблиця 2 – Вихідні дані й результати розрахунку часу руху на ділянках мережі з урахуванням дорожніх умов

№ ділянки	Ухил i , %	Радіус кривої в плані R , м	Динамічний фактор D	Швидкість за динамічним фактором $V_{\text{фmax}}$, км/год	Швидкість за радіусом $V_{\text{фmax}}$, км/год	Час руху ділянкою t_p , год
1-2	+10	-	0,04	50	-	0,4
1-5	+30	-	0,06	35	-	1,94
2-3	+5	-	0,035	50	-	0,54
2-6	-5	-	0,025	60	-	1,62
3-4	-20	-	0,01	90	-	0,37
3-7	+10	-	0,04	50	-	1,44
4-8	-15	-	0,015	90	-	1,07
5-6	-10	-	0,02	80	-	0,35
5-9	+10	-	0,04	50	-	1,38
6-7	-15	100	0,015	90	82	0,23
6-10	-40	-	-0,01	90	-	0,08
7-8	+10	-	0,04	50	-	1,14
7-11	+30	-	0,06	35	-	3,2
8-12	+20	-	0,06	45	-	2,02
9-10	+10	400	0,04	50	164	1,8
9-13	+5	-	0,035	50	-	0,28
10-11	-15	-	0,015	90	-	1,53
10-14	-15	-	0,015	90	-	1,32
11-12	-10	-	0,02	80	-	0,69
11-15	-20	-	0,01	90	-	0,98
12-16	+40	200	0,07	32	116	1,16
13-14	+30	300	0,06	35	142	3,51
14-15	-10	-	0,02	80	-	1,34
15-16	+20	-	0,05	45	-	0,64

Таким чином, виконаємо розрахунок максимально можливої швидкості руху на кожній ділянці заданої транспортної мережі в наступній послідовності:

- розрахуємо за формулою (5) коефіцієнт опору коченню для швидкості 120 км/год [2];

- за динамічними характеристиками автомобіля КамАЗ-5320 [3] з урахуванням розрахунку за формулою (6) визначимо максимально можливу швидкість на прямих ділянках доріг;
- використовуючи формулу (7) розрахуємо максимально можливу швидкість на кривих у плані;
- розрахуємо час руху на ділянках мережі з урахуванням дорожніх умов:

$$t_{\delta\delta\delta} = \frac{l_i}{V_{i\delta\delta\delta \max}}, \quad (8)$$

де l_i – відстань між вершинами або окремими пунктами транспортної мережі, км;

$V_{i\delta\delta\delta \max}$ – максимально можлива швидкість руху на кожній ділянці дороги з урахуванням дорожніх умов, км/год.

Вихідні дані й результати розрахунку часу руху на ділянках мережі з урахуванням дорожніх умов наведені в таблиці 2.

2. Рішення завдання динамічного програмування з урахуванням часу руху на ділянках транспортної мережі (ланки мережі – час руху між пунктами). Розмічений граф наведено на рисунку 4.

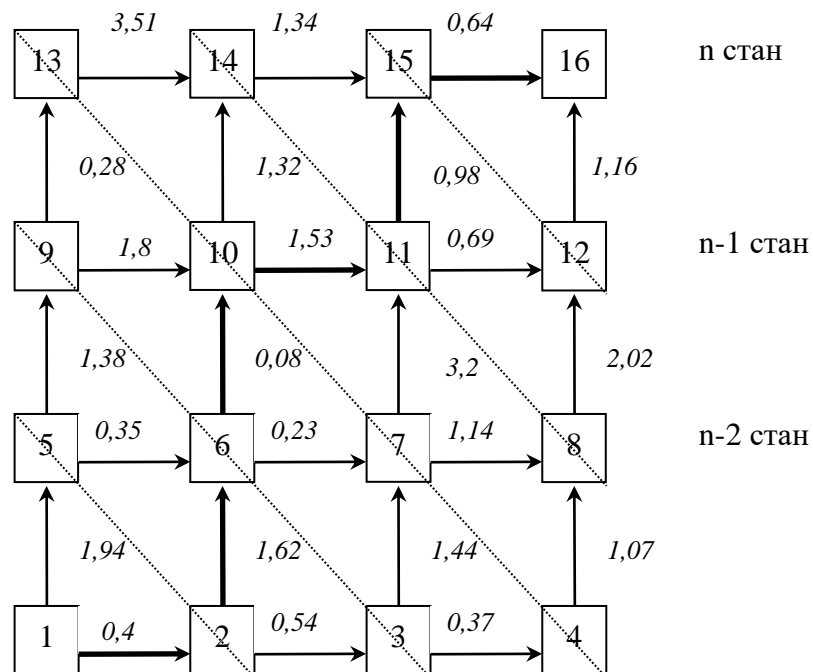


Рисунок 4 – Розмічений граф (для визначення мінімального часу руху)

У результаті отримали маршрут 1-2-6-10-11-15-16 з мінімальним часом перевезення швидкопсувного вантажу 5,25 год.

Попередній маршрут, мінімальний за відстанню перевезення швидкопсувного вантажу, займе 6,84 год.

Результати досліджень. Таким чином, запропонована методика дає вигреш у часі на 1,59 год.

Висновки. Наукова новизна роботи полягає в уточненні методики розрахунку мінімального часу доставки швидкопсувного вантажу з урахуванням дорожніх умов.

Практична значимість міститься у визначенні маршруту з мінімальним часом доставки швидкопсувного вантажу з урахуванням дорожніх умов.

Тобто у роботі:

- здійснено вибір методики розрахунку найкоротшої відстані між пунктами з метою мінімізації часу руху автомобіля з швидкопсувним вантажем;

- проведено уточнення обраної методики шляхом мінімізації часу руху автомобіля з швидкопсувним вантажем з урахуванням дорожніх умов для підвищення ефективності доставки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Хэмди А. Таха. Введение в исследование операций. пер. с англ. / А. Таха Хэмди. – М. : Издательский дом «Вильямс», 2001. – 912 с.

2. Указания по обеспечению безопасности дорожного движения на автомобильных Дорогах. ВСН 25-86. Минавтодор РСФСР. – М. : Транспорт, 1988. – 183 с.

3. Бортницкий П.И. Тягово-скоростные качества автомобилей / П. И. Бортницкий, В. И. Задорожный. – К. : Вища школа, 1978. – 176 с.

Артамонова Ю.В., Гармаш Е.Г., Хрипуненко Г.В. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДОСТАВКИ СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ГРУЗОВ АВТОМОБИЛЯМИ ПУТЕМ МИНИМИЗАЦИИ ВРЕМЕНИ ДВИЖЕНИЯ ОТ ПОСТАВЩИКА К ПОТРЕБИТЕЛЮ

Осуществлен выбор методики расчета кратчайшего расстояния между пунктами с целью минимизации времени движения автомобиля со скоропортящимся грузом, проведено уточнение выбранной методики путем минимизации времени движения автомобиля со скоропортящимся грузом с учетом дорожных условий для повышения эффективности доставки.

Ключевые слова: скоропортящийся продукт, динамическое программирование, скорость, продольный уклон, радиус кривой в плане, время движения.

Artamonova J.V., Garmash E.G., Hripunenko G.V. IMPROVING THE EFFICIENCY OF MOTOR DELIVERY OF PERISHABLE CARGO FROM SUPPLIER TO CONSUMER BY MINIMIZING THE TRAVEL TIME

Selection design procedure of the shortest distance between points in order to minimize motor travel time with perishable cargo was realized, refinement of the selected design procedure by minimizing motor travel time with perishable cargo was made adjusted for road conditions to increase the delivery efficiency was made.

Keywords: perishable product, dynamic programming, speed, longitudinal slope, radius of curve, travel time.

НОВЕ ВИРІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ ПИЛОВЛОВЛЕННЯ НА ТРАНСПОРТІ

Батлук В.А., Басов М.В., Романцов Е.В.,

Львівський державний університет безпеки життєдіяльності

У статті розглядаються експериментальні дослідження відцентрово – інерційного пиловловлювача з водяною сорочкою з метою проведення його порівняльних випробувань і виділення кращої конструкції, яка дозволить підвищити ефективність уловлювання пилу і понизити енерго- і металоємність.

Ключові слова: пиловловлювач, пиловиведення.

Постановка проблеми. Найбільші досягнення в галузі відцентрового вловлення твердих частинок з газових та рідинних потоків треба відмітити в частині апаратурного оформлення (конструювання), а не наукових розробок, що пояснюється з одного боку накопиченням багаторічного досвіду експлуатації промислових апаратів, а з другого – великою складністю описування окремих явищ і характеристик гетерогенних систем: тверде тіло – газ, тверде тіло – рідина в відцентровому полі. Тому теорія роботи циклонів ще не вдосконалена і не дає можливості розраховувати циклони різних конструкцій. До цього часу тільки емпіричним шляхом вирішується питання про найвигідніші форми циклонів.

Всі вдосконалення, які проводяться в циклонах, можна розділити на наступні групи: при підводі запиленого потоку в апарат (вхідний патрубок), сам корпус апарата, при відводі очищеного повітря з апарата (вихідний патрубок чистого повітря) і пилу (бункер і вихідний патрубок виділеного в ньому пилу).

Ми будемо розглядати тільки варіанти вдосконалень в корпусі апарата, при цьому вихідний патрубок чистого повітря – елемент, що найчастіше піддається дослідженню. Це зв'язано з необхідністю боротьби з вторинним виносом дрібнодисперсного пилу за рахунок радіальних стоків.

Аналіз останніх досягнень. Всі вдосконалення в корпусі апарата проводяться з метою збільшення ефективності пиловловлення та зменшення гідравлічного опору циклонів за рахунок регулювання вторинного виносу дрібнодисперсних частинок через патрубок виходу чистого повітря. Гідравлічний опір визначає енергію, що затрачується на процес пилоочистки і, таким чином, вартість його. Геометрична форма і конструкція вихлопного патрубка вносять основний внесок в загальний гідравлічний опір апарата, який збільшується при зменшенні його діаметра та збільшенні глибини його входу в апарат. Тому більшість вдосконалень вихідного патрубка чистого повітря оснований:

- на зміні його форми (циліндрична, конічна, циліндрично-конічна, спіральна);
- на оснащенні його зубцями, направляючими спіралями, вібруючими елементами, нахиленими соплами, перфорованими отворами.

Всі ці вдосконалення приводять до незначного підвищення ефективності пиловловлення і зменшення гідравлічного опору.

У зв'язку з тим, що обертовий рух пилоповітряної суміші, що поступає у вихідний патрубок, затухає дуже повільно, то для утворення аеродинамічного вентиляційного ефекту навколо вихідного патрубка чистого повітря встановлюють конічний, спіральний, лопасний, гвинтово-лопасний розкручувач, крильчатку, гвинтову направляючу.

Для стабілізації руху пилоповітряної суміші всередині корпусу циклона і запобігання попадання дрібнодисперсного пилу в патрубок виходу чистого повітря в корпусі апарата співвісно встановлюють суцільні циліндричні, конічні, циліндрично-конічні, спіральні, перфоровані камери або стержні по осі апарата, причому перфоровані камери існують циліндричні, конічні, циліндрично-конічні.

Всі ці вдосконалення показали можливість незначного зменшення гідравлічного опору апарата, але ефективність пиловловлення при цьому або зменшується, або лишається без змін.

Для підвищення ефективності очистки повітря від пилу і для зменшення виносу з апарата дрібнодисперсних фракцій на вихлопних патрубках монтують додаткові пристрої, що являють другий ступінь пилоочистки: пилові камери, мультициклони, які дозволяють значно підвищити ефективність пиловловлення, але і збільшують при цьому гідравлічний опір.

Шляхом досліджень на стандартному експериментальному стенді в НУ «Львівська політехніка» на стандартному кварцевому піску з певним медіанним розміром ми вибрали в якості еталону найефективніший з існуючих апаратів сухого знепилення – циклон ЦН-11, з яким і будемо порівнювати параметри новостворених пиловловлювачів.

Метою роботи є досягнення значного підвищення ефективності пилоочистки від дрібнодисперсного пилу при зменшенні гідравлічного опору та габаритів апарата, шляхом виконання певним чином корпусу апарата.

Виклад основного матеріалу. Робота пиловловлювача буде зрозумілою з рисунку 1 і опису.

Пиловловлювач працює наступним чином. Пилоповітряний потік за рахунок дії відцентрових сил після його входу в апарат тангенційно через патрубок 2 розділився на два гвинтоподібних потоки: перший – вздовж стінки 7 корпусу 1, другий – навколо жалюзійного відокремлювача 5. У другому потоці частинки пилу не встигають за рухом повітря, яке круто повертає в щілини між жалюзі відокремлювача, через наявність сил інерції, які діють на них, попадають на жалюзі, відбиваються від них доти, доки не відіб'ються до стінки корпусу апарата і не підхопляться першим потоком, що рухається до пилівипускного патрубка 4. Пил, який рухається гвинтоподібно вздовж стінки 7 корпусу 1 весь час охолоджується за рахунок того, що в каналі, утвореному стінками 1 і 7 корпусу, також зверху вниз рухається охолоджена в охолоджувачі 11 вода, призначення якої не тільки охолодити виділений пил і пилогазовий потік, який рухається в просторі між стінкою 7

апарата та жалюзійним відокремлювачем 5, а ще притягнути до себе виділений в пиловловлювачі пил за рахунок утвореної біля стінки корпуса апарата різниці температур.

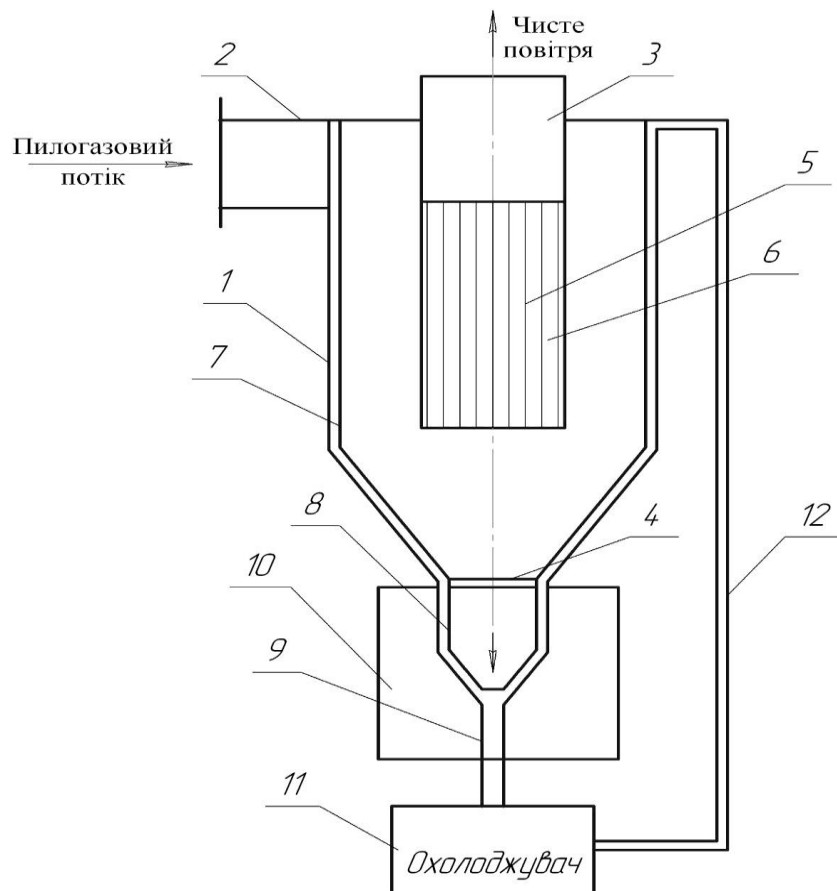


Рисунок 1 – Принцип роботи пиловловлювача

Вода, яка подається на рівні тангенційного вхідного патрубка 2 через форсунки (на кресленні не показані) в канал, утворений стінками 7 і 1 корпуса апарата, рухається в цьому каналі зверху вниз до осевого патрубка 4 виходу пилу і вже в нижній частині в бункері апарата 10 для збирання пилу через конічну воронку 8 цей канал об'єднується в один суцільний трубопровід 9, розташований по осі апарата, який іншим своїм кінцем входить в охолоджувач 11. Охолоджувач 11 оснащений трубопроводом 12, який за допомогою насоса (на кресленні не показаний) приєднує його у верхній частині апарата на рівні вхідного патрубка 2 до каналу, утвореного подвійними стінками 1 та 7 його корпуса.

Ми провели експериментальні дослідження ефективності пиловловлення в залежності від відношення висоти циліндричної частини відокремлювача до висоти його конічної частини. Дані випробувань наведені в таблиці 1 (експериментальний пил – кварцевий пісок з медіанним діаметром $50 \cdot 10^{-6}$ м).

Як видно з таблиці 1, відношення висоти циліндричної частини до висоти конічної частини $1,3 \div 1,6$ дає максимальну ефективність пиловловлення при різних витратах повітря.

Таблиця 1 – Експериментальні дослідження ефективності пиловловлення в залежності від відношення висоти циліндричної частини відокремлювача до висоти його конічної частини

Розхід повітря, м ³ /г	Відношення висоти циліндричної частини відокремлювача до висоти його конічної частини	Ефективність пиловловлення, %	
		Запропонованого	Циклона ЦН-11
1000	0	83.1	82.3
	1	84.8	-
	1.1	85.1	-
	1.2	95.6	-
	1.3	89.1	-
	1.4	89.0	-
	1.5	89.1	-
1000	1.6	89.1	82.3
	1.7	84.9	-
	1.8	83.6	-
	2.0	82.0	-
2000	0	84.0	83.6
	1	95.0	-
	1.1	85.6	-
	1.2	86.5	-
	1.3	90.2	-
	1.4	90.0	-
	1.5	90.2	-
	1.6	90.1	-
	1.7	85.2	-
	1.8	84.4	-
	2.0	83.0	-
3000	0	84.5	85.5
	1	85.6	-
	1.1	86.1	-
	1.2	87.0	-
	1.3	91.8	-
	1.4	91.7	-
	1.5	91.8	-
	1.6	91.5	-
	1.7	87.4	-
	1.8	86.2	-
	2.0	84.1	-

Ми провели експериментальні дослідження ефективності пиловловлення в залежності від ширини каналу, утвореного стінками 1 та 7 апарата. Дані випробувань наведені в таблиці 2 (експериментальний пил –

кварцевий пісок з медіанним діаметром $(32 \text{ та } 50) \cdot 10^{-6} \text{ м}$. Витрати повітря – $1000 \text{ м}^3/\text{г}$.

Таблиця 2 – Визначення ширини каналу, утвореного стінками 1 та 7 апарата

Розмір пилу, $10^{-6}, \text{ м}$	Ширина каналу, утвореного стінками 1 та 7 апарата, мм	Ефективність роботи, %
32	0	81,9
	2	82,8
	4	83,9
32	5	85,1
	6	85,8
	8	86,2
32	10	87,2
	12	86,5
	14	85,3
32	16	83,9
	20	81,8
50	0	93,1
	2	82,8
	4	84,0
50	5	85,1
	6	87,2
	8	88,0
50	10	89,2
	12	87,8
	14	86,2
50	16	85,1
50	20	84,3

У результаті експериментів доведено, що оптимальною є ширина каналу, утвореного стінками 1 та 7 апарата, яка дорівнює 10 мм.

При ширині нижчій за 10 мм стінки корпусу апарата 1 та 7 ближче притискаються одна до другої і вода, по-перше, буде мати більшу швидкість протікання, і для її подачі необхідний більш потужний насос, а, по-друге, її температура буде така ж, як і при ширині каналу в 10 мм.

При збільшенні цієї ширини понад 10 мм стінки корпусу апарата 1 та 7 віддаляються одна від другої і тоді, по-перше, швидше охолоджується вода, а, по-друге, її швидкість падає, і всього цього разом недостатньо для отримання необхідного ефекту.

Величина, яка дорівнює 10 мм, є оптимальною, тому що при такому варіанті досягається постійна, стала швидкість руху води всередині каналу, утвореного стінками 1 та 7 апарата, і її температура буде достатньою для досягнення запланованого ефекту.

На експериментальному стенді національного університету «Львівська політехніка» проведені порівняльні дослідження запропонованого пиловловлювача з найбільш поширеним апаратом циклоном ЦН-11, результати яких наведені в табл. 3.

В якості експериментального пилу прийнято кварцовий пісок із медіанним діаметром $(8,32,50) \cdot 10^{-6}$ м.

Таблиця 3 – Порівняльні дослідження пиловловлювачів

Витрата повітря, м ³ /год.	Медіанний діаметр пилу, 10 ⁻⁶ м	Ефективність роботи, %		Гідравлічний тиск, Па	
		Запропонованого	Циклона ЦН-11	Запропонованого	Циклона ЦН-11
1000	8	81,0	64,4	900	1200
2000		81,9	67,5	1100	1500
3000		82,5	68,6	1360	1600
3500		81,8	67,4	1400	1650
1000	32	87,1	71,1	900	1200
2000		89,3	72,9	1100	1500
3000		90,2	73,5	1360	1600
3500		84,6	72,8	1400	1650
1000	50	89,1	89,1	900	1200
2000		90,3	91,8	1100	1500
3000		92,5	93,7	1360	1600
3500		87,2	91,9	1400	1650

Таким чином в наведеній конструкції відбувається вирівнювання потоків усередині корпусу апарата, заспокоєння потоку, зниження швидкості турбулентних вихорів, зменшення радіусу вторинного вихору, який рухається гвинтоподібно знизу вверх назустріч руху пилогазової суміші, яка рухається зверху донизу, і виключається підсос газу в системі, а це, в свою чергу, значно підвищує ефективність роботи апарата і знижує його гідравлічний опір. Як видно з таблиці 1, нам вдалося збільшити ефективність пиловловлення в запропонованому пиловловлювачі на 2-3 % в порівнянні з прототипом, зменшивши гідравлічний опір його в 1,2-1,4 рази.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Шляхом створення цілого ряду пиловловлювачів нам вдалося досягти значного збільшення (6-8 %) ефективності вловлення дрібнодисперсного пилу $(8 \text{ і } 16) \cdot 10^{-6}$ м у порівнянні з еталоном – циклоном ЦН-11 при зменшенні їх гідравлічного опору і витрат металу (менші габаритні розміри). Апарат першого типу, в якому вдалося досягти невеликого збільшення показників роботи, все одно на 1-2% перевищує ефективність роботи еталона.

Створивши цілий ряд апаратів пиловловлення, нам вдалося задовольнити (за вимогами дотримання норм ГДК) цілий ряд галузей промисловості, тому що в залежності від типу пилу та технологічних умов виробництва можна вибрати найбільш придатний до цих вимог тип

РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА
пиловловлювача, для якого нами створена автоматизована система (за допомогою ЕОМ) такого вибору.

В даний час йде впровадження цілого ряду запропонованих пиловловлювачів під час роботи транспорту, при обробці деревини, переробці відходів гуми, виробництві цементу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Патент на корисну модель № 50556. Пиловловлювач із водяною сорочкою / Батлук В. А., Романцов Е. В. – Заявка № и200914006В01Д45/00 від 31.12.2009; Опубл 10.06.2010; Бюл. № 11 2010р.

2. Батлук В. А. Рівень забруднення атмосферного повітря та його вплив на стан здоров'я населення України / В. А. Батлук, Е. В. Романцов, Н. М. Параняк // Збірник наукових праць «Строительство, материаловедение, машиностроение», № 52, Серія «Безопасность жизнедеятельности». – Днепропетровск, 2010. – С. 205-210.

Батлук В.А., Басов М.В., Романцов Е.В. НОВОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ПЫЛЕУЛАВЛИВАНИЯ НА ТРАНСПОРТЕ

В статье рассматриваются экспериментальные исследования центробежно-инерционного пылеуловителя водяной сорочкой с целью проведения его сравнительных испытаний и выделения лучшей конструкции, которая позволит повысить эффективность улавливания пыли и снизить энерго- и металлоёмкость.

Ключевые слова: пылеуловитель, улавливание пыли.

Batluk V.A., Basov Y.V., Romantsov Y.V. NEW SOLUTION FOR THE PROBLEM OF DUST COLLECTION AT TRANSPORT

Experimental researches of centrifugal-inertia dust separator with water dress for conducting its comparative tests and selecting the best construction which will allow to increase efficiency of dust catching and reduce energy and steel intensity are examined in the article.

Key words: dust separator, dust collection

ВПЛИВ ЯКОСТІ ЖИВИЛЬНОЇ ВОДИ ПАРОГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК НАФТОГАЗОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТРАНСПОРТУ НА ВИТРАТИ ПАЛИВА

Богатчук І.М.,

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Процюк Б.Д., Богатчук М.І.,

Центр нормативно-економічних досліджень ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ

Богатчук Л.О.,

Івано-Франківська експедиція з геофізичних досліджень в свердловинах

ДГП «Укргеофізика»

В роботі розглянуто вплив живильної води на утворення накипу при експлуатації парогенераторних установок, внаслідок чого зменшується ККД та збільшується витрата палива на отримання пари. Визначено, що зміна температури води на 1 °С від прийнятого середнього значення, приводить до зниження або підвищення витрат палива на 0,1462 кг/год для ППУА 1200/100 і ППУА 1600/100 на 0,1932 кг/год на кожний градус. Запропоновано залежності для визначення витрат палива установками при зміні ККД від 0,5...0,9.

Ключові слова: живильна вода, парогенераторна установка.

Вступ і актуальність досліджень. Зміни, що відбулись у народному господарстві, суттєво вплинули на необхідність економії паливно-мастильних матеріалів при експлуатації агрегатних установок нафтогазового технологічного транспорту нафтогазового комплексу України. В умовах ринкової економіки, коли на облік кожна зароблена й витрачена копійка, актуальним є питання заощадження енергоресурсів, які мають безпосередній вплив на собівартість виробленої продукції, зокрема видобутої нафти і газу (в даному випадку на одиницю виробленої пари).

Парогенераторні установки, типу [1]: ППУ-3; ППУ-3М; ППУА-1200/100; ППУА-1600/100; АДПМ-12/150У1; 2АДПМ-12/150-У1 та інші, призначені для депарафінізації привибійної зони свердловин, трубопроводів, резервуарів, арматури, підземного та наземного нафтопромислового обладнання, а також інших потреб, наприклад: мийки автомобілів перед техоглядом і фарбуванням, відпарювання землі і трубопроводів водопостачання, теплопостачання та іншого. Виробниками ППУА 1600/100 (нової моделі) [2] передбачено додатковий режим ІІ, який призначений для операцій з обігріву, миття і інших внутрішньо виробничих робіт насиченою парою низького тиску.

До води, яка використовується для вироблення і закачування в пласт пари, ставляться підвищені вимоги, в порівнянні з водою, яка використовується у звичайних промислових котельнях. Пояснюється це тим, що в прямотечійних парових установках, якими є парогенератори, в результаті випаровування різко збільшується концентрація розчинених в воді солей [3].

При виробленні пари з ступінню сухості 0,7 концентрація розчинених в залишковій воді солей збільшується в 3,5 рази. При ступені сухості пари 0,8

концентрація розчинених солей в залишковій воді зростає в 5 разів, а при ступені сухості виробленої пари 0,9 збільшується в 10 раз. Якщо вміст солей в воді перевищує межу їх розчинення, а розчинність солей при високих тисках значно знижується, то на внутрішніх поверхнях нагріву парової установки буде інтенсивно відкладатись накип [3].

Таблиця 1 – Техніко-експлуатаційні характеристики установок типу ППУ

Параметри	Тип установки				
	ППУ-3 [1]	ППУ-3М [1]	ППУА-1200/100 [2]	ППУА-1600/100 [4]	ППУА-1600/100 [5] (модеф) режими I/II
Паропродуктивність, кг/год	1000	1000	1200	1600	1600
Тиск пари, МПа	10	10	10	10	10 / 0,78
Температура пари, °С	310	310	310	310	310 / 175
Теплопродуктивність (розрахункова), кДж/год (ккал/год)	-	-	-	3929200 (940000)	3929200 (940000)/ 1178760 (282000)
Жорсткість живильної води, мкг-екв/кг (мг-екв/л), не більше	10 (0,01)	10 (0,01)	10 (0,01)	10 (0,01)	10 (0,01)
Температура живильної води °С, не нижче	5	5	5	5	5
Час необхідний для отримання пари з моменту пуску установки, хв., не більше	-	-	-	20	20/20
Витрата палива паровим котлом, кг/год, не більше	82	82	83,2	110	110/35
Паливо для роботи установки	Дизельне ГОСТ 305-82				

Для усунення накипу в промислових котельнях проводять продувку солевмістимої води, що конструктивно і технологічно неможливо виконати в парогенераторах. Тому вода, яка представляє собою концентрований розчин солей, разом з паром закачується в оброблюваний пласт і погіршує його пористість і проникливість, що, в свою чергу, негативно впливає на

результати паро-теплової обробки. В зв'язку з наведеним, з метою запобігання відкладання накипу на поверхнях, нагріву і виносу солей в свердловину, необхідно видалити солі із живильної води парової установки [2, 3].

Згідно існуючих норм, загальна жорсткість живильної води для парогенераторів, які виробляють пару з тиском 60-110 кг/см², не повинна перевищувати в середньомісячній нормі 0,01-0,005 мг-екв/л, а вміст кисню в цій воді не повинен бути вищим 0,01-0,015 мг/кг [3].

Для забезпечення таких високих вимог необхідна попередня очистка сирової води.

В процесі роботи парогенераторних установок мають місце випадки порушення правил інструкцій з технічної експлуатації. На жаль, у виробничих умовах не завжди контролюється якість живильної води, що подається до парогенератора. Зустрічаються також інші порушення: перегрів котла, та ін.. Належно не підготовлена вода зумовлює появу шару накипу з низьким коефіцієнтом теплопровідності, та, як наслідок, і високого термічного опору стінок труб, що призводить до зниження коефіцієнта корисної дії (ККД) котла, перевитрат палива на отримання необхідної кількості пари в порівнянні з нормативними даними, регламентованими інструкціями з технічної експлуатації установок [2, 4, 5].

В інструкціях [2, 4, 5] особлива увага звертається на якість живильної води. Застерігається, що безвідмовна і довговічна робота парового котла залежить, в основному, від якості живильної води і її твердості, тобто від вмісту в живильній воді накипоутворюючих солей.

При роботі парового котла на воді з твердістю більше 0,01 мг-екв/л (10 мкг-екв/л) на внутрішніх стінках змійовиків осідає накип. В місцях відкладання накипу зменшується теплопровідність металу труб, стінки змійовика перегріваються, проходить перепал і розрив змійовика. Чим гірша якість живильної води, тим інтенсивніше відкладається накип. Інструкціями з технічної експлуатації установок [2, 4, 5] застерігається, що робота парового котла на не підготовленій живильній воді не допускається. Згадане має негативний вплив і на надійність роботи установки.

Однак, в зв'язку з характером роботи, експлуатація парогенераторних установок часто здійснюється в польових умовах на далекій відстані від основних баз їх дислокації (зберігання і обліку), що приводить до вимушеного споживання фізично і хімічно не підготовленої живильної води. Як правило, це підземні природні джерельні води, води з рік, озер, ставків та ін. За фізико-хімічними властивостями згадані води не відповідають поставленим вимогам, передбаченим інструкціями з експлуатації [2–5], для яких твердість повинна бути менша 10 мкг-екв/л. За різними інформаційними джерелами [6, 7] твердість природної не підготовленої води складає від 0,5 до 5,0 мг-екв/л, що більш, як в 50 разів перевищує передбачені інструкціями з експлуатації парогенераторних установок [2, 4, 5] нормативи.

На деяких нафтогазопромислових підприємствах відсутні системи для підготовки живильної води для котельних агрегатів. У кращому випадку природну воду відстоюють.

Аналіз умов експлуатації парогенераторних установок мобільного типу показує, що їх кількість в підприємствах нафтогазової галузі роздрібнена (не сконцентрована в одному територіальному чи регіональному районі). Нафтогазові управління чи інші підприємства, які займаються експлуатацією свердловин, зберіганням чи транспортуванням нафти або газу мають одну, а в кращому випадку дві і більше парогенераторні установки.

Таким організаціям не завжди доцільно створювати спеціальні технологічні системи для підготовки живильної води, в кращому випадку при невеликих відстанях до місця експлуатації установок, використовують живильну воду котельних агрегатів, яка споживається для обігріву приміщень та інших побутових потреб, причому вони різні за фізико-хімічними властивостями для живлення парових і водогрійних котлів.

Підготовка живильної води для парогенераторних установок в технологічному і технічному відношенні досить складна і фінансово дорога, в зв'язку з чим деякі експлуатуючі організації нехтують правилами з експлуатації парогенераторних установок (підготовки живильної води) і використовують технічну воду, якою користуються на об'єктах нафтогазової галузі. Тут має місце певна економічна доцільність, оскільки витрати на створення системи водопідготовки і витратних матеріалів для цього буде перевищувати вартість ремонту (кислотної обробки парового котла, яка проводиться з метою усунення накипу на стінках змішувачів, що утворився внаслідок використання не якісної води). Враховуючи, що парогенераторні установки працюють на далеких відстанях від основних баз, де можна заправити установку підготовленою живильною водою, інколи економічно недоцільно транспортувати установку для заправки живильною водою на основну базу, так як транспортні витрати на переїзд установки до основної бази можуть бути набагато більші ніж на кислотну обробку (ремонт) парогенераторних котлів.

При тривалій вимушеній експлуатації парового котла на непідготовленій воді, коли на внутрішніх стінках утворився накип, виникає необхідність коректувати нормативи на витрату палива поправочними коефіцієнтами через зниження коефіцієнту теплопередачі від котельних газів до води або пари, і збільшує витрати палива через зниження ККД.

Слід зауважити, що температура живильної води теж має вплив на витрати палива.

Даний чинник бажано враховувати при обчисленні і корегуванні норм витрат палива.

Постановка задачі. Враховуючи умови експлуатації парогенераторних установок мобільного типу на непідготовленій воді, коли на внутрішніх стінках утворюється накип, знижується коефіцієнт теплопередачі, а значить і ККД установки. В цілому стає необхідність корегувати норми витрат палива поправочними коефіцієнтами.

Використання живильної води з різною температурою також веде до зниження або збільшення витрат палива на одиницю виробленої пари.

Метою запропонованої роботи є розробка рекомендацій з розрахунку витрат палива при зміні ККД установки та температури живильної води, яка подається в котел теплогенератора.

Результати досліджень. Розглянемо теоретичну розрахункову питому витрату палива при роботі установок ППУА-1600/100; ППУА-1200/100. Для розрахунків візьмемо рекомендовані інструкцією з експлуатації режими [2, 4, 5]. При цьому використаємо термодинамічні властивості води і водяної пари в стані насичення (за тиском), використовуючи джерело [8].

Для отримання сухої насиченої пари з води за температури $t_B < t_S$ за умови сталого абсолютного тиску (суха насичена пара має температуру насичення t_S) питома кількість теплоти складає [9-11]

$$q_{\tilde{n}i} = c_{\delta} \cdot (t_S - t_B) + r = c_{\delta} \cdot (t_S - t_B) + (i'' - i') = i'' - \tilde{n}_p \cdot t_B, \text{ кДж/(кгК)}, \quad (1)$$

де \tilde{n}_{δ} – питома масова ізобарна теплоємність води, кДж/(кгК); для подальших розрахунків згідно рекомендацій [10] приймаємо $\tilde{n}_{\delta} = 4,19$ кДж/(кгК);

t_B – температура живильної води, яка в практичних умовах коливається в певних межах, оС;

t_S – температура сухої насиченої пари, оС;

r – питома теплота пароутворення ($r = i'' - i'$), кДж/кг;

i'' – ентальпія сухої насиченої пари, кДж/кг;

$i' = \tilde{n}_p \cdot t_S$ – ентальпія киплячої води, кДж/кг;

$i_B = \tilde{n}_p \cdot t_B$ – ентальпія живильної води, кДж/кг.

Для отримання 1 кг вологої насиченої пари з мірою сухості x з води, що має температуру $t_B < t_S$ витрата питомої теплоти складе [9-11]

$$q_{\delta} = \tilde{n}_{\delta} \cdot (t_S - t_B) + \delta \cdot r = i' \cdot (1 - x) + x \cdot i'' - i_B, \text{ кДж/(кгК)}, \quad (2)$$

де x – міра сухості вологої насиченої пари (x змінюється від 0 до 1).

Підставивши в формулу 2 замість i_B значення $c_p \cdot t_B$, отримаємо кількість підведеної питомої теплоти до води для отримання вологої насиченої пари

$$q_{\delta} = i''x + i' \cdot (1 - x) - c_{\delta} \cdot t_A, \text{ кДж/кг}. \quad (3)$$

Теоретична годинна витрата палива установок при зміні ККД складає [12, 13]

$$B = \frac{q_{\delta} \cdot D}{\eta_{\delta} \cdot Q_i}, \text{ кг/ГОД}, \quad (4)$$

де D – паро (вода) продуктивність парогенераторної установки, кг/год;
 $\eta_{\text{ад}}$ – ККД бруто парогенераторної установки, відповідно для установок
 ППУА-1200/100- $\eta'_{\text{ад}} = 0,817$ і ППУА-1600/100 – $\eta''_{\text{ад}} = 0,824$; Q_i° – нижча
 теплота згоряння палива, за його робочою масою кДж/кг; для дизельного
 палива згідно [2, 4, 5] $Q_i^{\circ} = 42564$ кДж/кг палива.

За нормативними даними для парогенераторних установок типу
 ППУА-1200/100 при $P = 9,81$ МПа, $t = 310$ °С, $D = 1200$ кг/год, витрата палива
 складає $B_{1,2} = 83,2$ кг/год [2]; для установки ППУА-1600/100 при тих же
 параметрах P і t і продуктивності $D = 1600$ кг/год – $B_{1,6} = 110$ кг/год [4].
 Модифікована парогенераторна установка ППУА-1600/100 [5] має
 додатковий режим II з параметрами $P = 0,78$ МПа, $t = 175$ °С, $D = 1600$ кг/год і
 витратою палива $\hat{A}_{1,6}^1 = 35$ кг/год.

В технічній характеристиці та інструкціях з експлуатації установок
 [2, 4, 5] відсутні дані про коефіцієнт корисної дії парогенераторних
 установок. Джерелами [3, 11] наводяться дані, що ККД бруто подібного
 типу установок становить від 0,7...0,8 і більше для різного типу
 парогенераторних установок. Знаючи витрату палива для одержання сухої
 насиченої пари за потрібних P , t і x , а також рекомендовану витрату палива
 згідно технічної характеристики установок [2, 4, 5], визначаємо коефіцієнт
 корисної дії бруто парогенераторної установки

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{B}{B_{\text{ТХ}}}, \quad (5)$$

де $B_{\text{ТХ}}$ – витрата палива для зазначених P , t і x ; за технічними
 характеристиками установок ППУА-1200/100 – 83,2 кг/год,
 ППУА-1600/100 – 110 кг/год.

Використавши методику наведені в роботах [12, 13] і застосовуючи
 середовище EXCEL отримано графік і поліноміальні залежності другого
 степеню з вірогідною апроксимацією не менше $R_2 = 0,9987$, що свідчить про
 високу точність і можливість використання отриманих залежностей для
 визначення витрат палива при зміні ККД від 0,5 до 0,9, розрахованих за
 формулою (4) при наступних вихідних даних: $\tilde{n}_g = 4,19$ кДж/(кгК); $Q_i^{\circ} = 42564$
 кДж/кг; $t_b = 18$ °С; $x = 0,8$;

На рисунку 1 зображено графік зміни витрат палива при зміні ККД від
 0,5 до 1, розрахованих за формулою (4) при наведених вихідних даних.

В отриманих поліноміальних залежностях замінивши x на $\eta_{\text{ад}}$ і y на B
 отримаємо рівняння (6, 7) для визначення витрат палива при зміні ККД від
 0,5 до 0,9, розрахованих за формулою (4) при вищенаведених вихідних даних

$$B_{1,2} = 181,12 \eta_{\text{ад}}^2 - 403,24 \eta_{\text{ад}} + 290,06; \text{ при } R_2 = 0,9987; \quad (6)$$

$$B_{1,6} = 241,5 \eta_{\text{ад}}^2 - 537,65 \eta_{\text{ад}} + 386,75; \text{ при } R_2 = 0,9987. \quad (7)$$

Використання парогенераторної установки в різні пори року при різній вхідній температурі живильної води також вимагає корегування витрат палива.

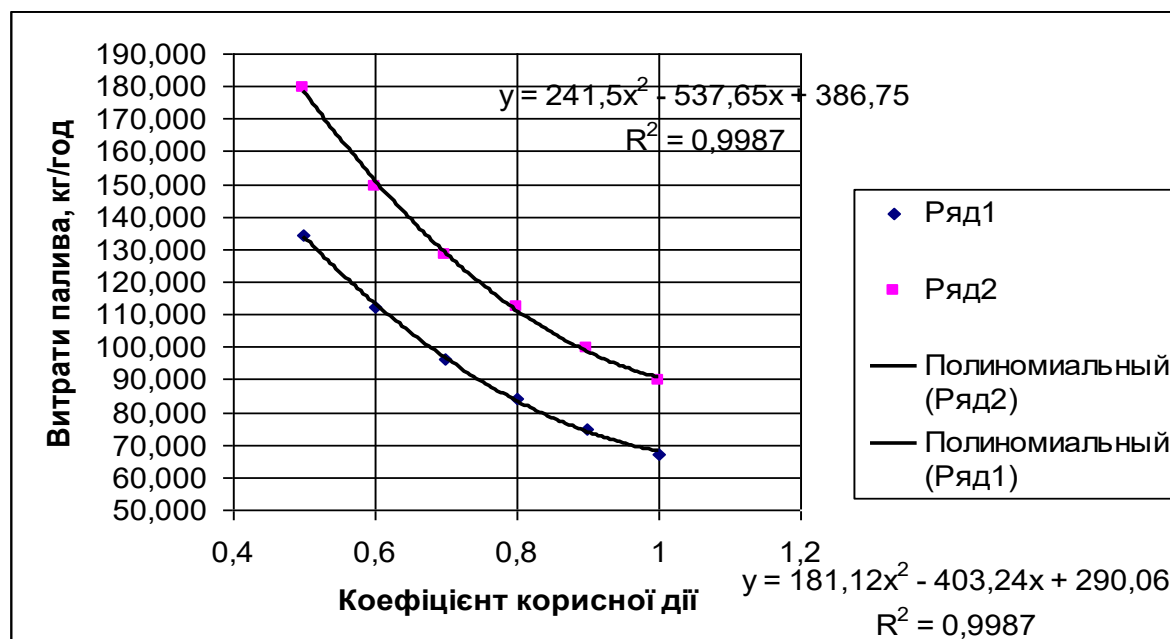


Рисунок 1 – Залежність витрат палива V парогенераторними установками при зміні коефіцієнта корисної дії η_{ad}

Якщо прийняти, що температура живильної води при теплотехнічних розрахунках парогенераторних установок приймалась 18°C , то рекомендовані в інструкціях з експлуатації [2, 4, 5] витрати палива можна прийняти як середнє значення. Зміна температури води відносно середнього прийнятого значення ($t_B = 18^\circ\text{C}$) буде, згідно теплотехнічних розрахунків, приводити до збільшення або зменшення витрат палива парогенераторними установками на отримання певної порції пари.

Використавши формулу 3 та методики наведені в роботах [12, 13] і застосовуючи середовище EXEL отримаємо графік з поліноміальними залежностями для розрахунку витрат палива при зміні температури живильної води від $6\text{--}30^\circ\text{C}$. Вірогідна апроксимація отриманих залежностей $R_2 = 1$, що свідчить про високу точність і можливість використання отриманих залежностей для визначення витрат палива, розрахованих за формулою (4).

Розрахунки витрат палива в залежності від зміни температури живильної води для установок ППУА-1200 велись при наступних вихідних величинах: $\tilde{n}_o = 4,19$ кДж/(кгК); $Q_i^o = 42564$ кДж/кг; $t_B = 6\text{--}30^\circ\text{C}$; $x = 0,8$; $\eta_{ad} = 0,808$.

На рисунку 2 зображено графік і поліноміальна залежність зміни витрат палива парогенераторними установками ППУА-1200 від зміни температури живильної води.

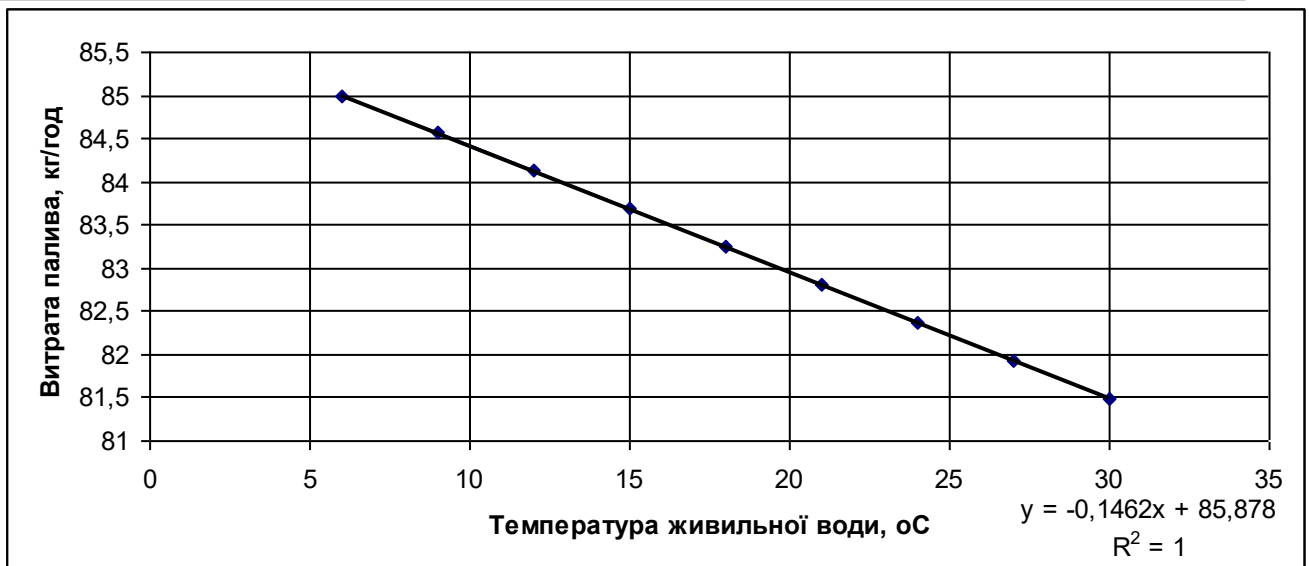


Рисунок 2 – Залежність годинної витрати палива В від вхідної температури живильної води t_B

Розрахунки витрат палива в залежності від зміни температури живильної води для установок ППУА-1600 велись при наступних вихідних величинах: $\tilde{n}_\delta = 4,19$ кДж/(кгК); $Q_i^\delta = 42564$ кДж/кг; $t_B = 6...30^\circ\text{C}$; $x = 0,8$; $\eta_{ад} = 0,815$.

На рисунку 3 зображено графік і поліноміальна залежність зміни витрат палива парогенераторними установками ППУА-1600 від зміни температури живильної води.

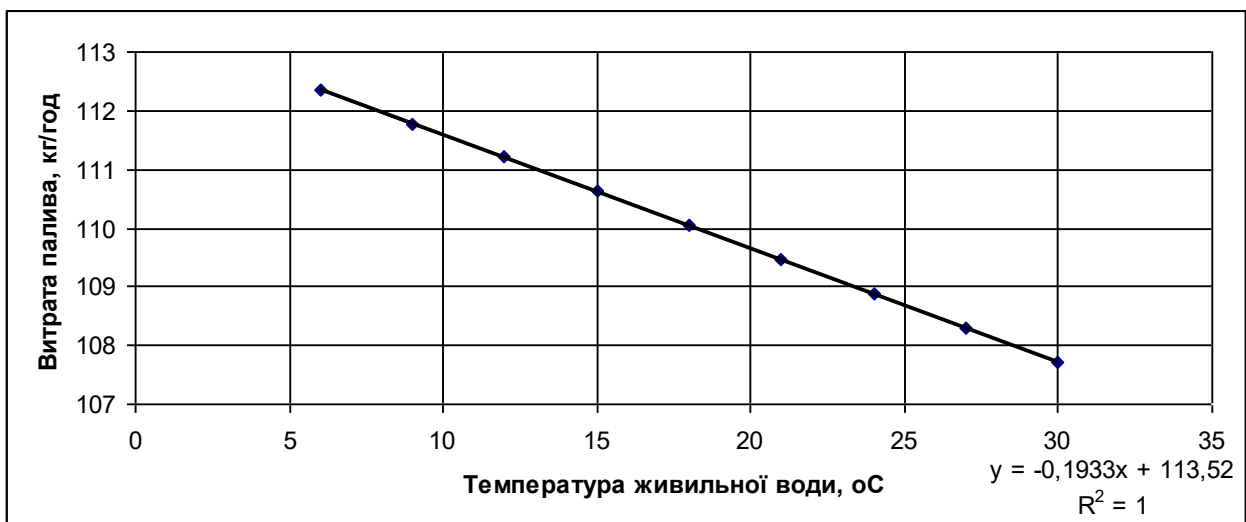


Рисунок 3 – Залежність годинної витрати палива В від вхідної температури живильної води t_B

В отриманих поліноміальних залежностях замінивши x на t_B і y на В отримаємо рівняння (8, 9) для визначення витрат палива при зміні t_B від 6 до 30 °С для вищенаведених вихідних даних.

$$B_{1,2} = -0,1462t_B + 85,878; \text{ при } R_2 = 1; \quad (8)$$

$$B_{1,6} = -0,1933t_B + 113,52; \text{ при } R_2 = 1. \quad (9)$$

Нормативні витрати палива парогенераторних установок [2, 4, 5] ППУА-1200/100 – 83,2 кг/год і ППУА-1600/100 – 110 кг/год приблизно відповідають температурі живильної води $t_B = 8^\circ\text{C}$. Згідно отриманих залежностей (9, 10) зміна температури живильної води на 1°C , приводить до зниження або підвищення витрат палива на 0,1462 кг/год для ППУА 1200/100 і на 0,1933 кг/год для ППУА 1600/100 від прийнятого середнього значення $t_B = 18^\circ\text{C}$. Отримані значення збільшення або зменшення витрат палива рівнозначні коефіцієнтам отриманим в формулах (9, 10). При вхідній температурі живильної води вище $t_B = 18^\circ\text{C}$ необхідно від нормативної загальної кількості палива відняти: для установок ППУА 1200/100 по 0,1462 кг/год і ППУА 1600/100 по 0,1933 кг/год палива на 1°C . Якщо температура менше середньо прийнятої, то навпаки необхідно додати цю кількість палива до нормативів.

Висновки. Експлуатаційні спостереження і аналіз витрат палива при роботі парогенераторних установок показали, що в багатьох випадках дійсні витрати палива не співпадають з витратами за технічними характеристиками парогенераторної установки.

Порушення правил інструкцій з технічної експлуатації установок призводить до використання непідготовленої живильної води, що веде до перегріву котла і зумовлює появу шару накипу з низьким коефіцієнтом теплопровідності, та, як наслідок, і високого термічного опору стінок труб, що призводить до зниження коефіцієнта корисної дії (ККД) котла і значних необґрунтованих перевитрат палива через зменшення ККД. Для установки ППУА 1600/100 зменшення ККД з 0,8 до 0,7 приведе до збільшення витрат палива від 112,106 кг/год до 128,121 кг/год, що складає 16,015 кг/год.

Наприклад, для установки ППУА 1600/100 при збільшенні температури живильної води з 18°C до 30°C необхідно від нормативних витрат відняти $\approx 2,32$ кг/год палива, а при 6-годинній роботі установки $\approx 13,92$ кг, що приблизно буде складати 16,37 літрів за зміну при густині дизельного палива 0,85 т/м³.

В інструкціях [2, 4, 5] особлива увага звертається на якість живильної води. Застерігається, що безвідмовна і довговічна робота парового котла залежить в основному від якості живильної води і її твердості, тобто від вмісту в живильній воді накип утворюючих солей.

Інструкціями з технічної експлуатації установок [2, 4, 5] робота парового котла на непідготовленій живильній воді не допускається.

Експлуатація парогенераторних установок в польових умовах на далекій відстані від основних баз їх дислокації (зберігання і обліку) приводить до вимушеного споживання фізично і хімічно непідготовленої живильної води, як правило це підземні природні джерельні води, води з рік,

озер, ставків, які за фізико-хімічними властивостями не відповідають поставленим вимогам, передбаченим інструкціями з експлуатації. За різними інформаційними джерелами [6, 7] твердість природної не підготовленої води складає від 0,5 до 5,0 мг-екв/л, що щонайменше в 50 разів більше ніж передбачено інструкціями з експлуатації парогенераторних установок [2, 4, 5].

Все вищенаведене вимагає корегування витрат палива при експлуатації парогенераторних установок мобільного типу.

Отримані результати нормативами служити не можуть.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Нефтепромысловое оборудование : Справочник. / [Под ред. Е. И. Бухаленко]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Недра, 1990. – 559 с.
2. Установка промышленная паровая передвижная ППУА-1600/100 (ТУ 26-02-987-85) / ОАО «Нальчикский машиностроительный завод» – Нальчик, КБР 2005. – 73 с. – (Руководство по эксплуатации)
3. Термоинтенсификация добычи нефти / [Байбаков Н. К., Брагин В. А., Гарушев А. Р., Толстой И. В.]. – М. : Недра, 1971. – 280 с.
4. Установка промышленная паровая передвижная ППУА-1200/100. (25.00.00.000 ТО). – 1989. – 72 с. – (Техническое описание и инструкция по эксплуатации).
5. Установка промышленная паровая передвижная ППУА-1600/100. (35.00.00.000 ТО). – 2004. – 61 с. – (Техническое описание и инструкция по эксплуатации).
6. Окоча А. І. Довідник з палива і мастильним матеріалам / А. І.Окоча, Я. Ю.Білоконь. – К. : Урожай, 1988. – 184 с.
7. Колесник П. А. Материаловедение на автомобильном транспорте. – М. : Транспорт, 1987. – 271 с.
8. Ривкин С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 424 с.
9. Литвин А. М. Теоретические основы теплотехники – М. : Энергия, 1969. – 328 с.
10. Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка. – К. : Техніка, 2001. – 320 с.
11. Поршаков Б. П. Основы термодинамики и теплотехники / Б. П. Поршаков, Б. Д. Романов. – М. : Недра, 1988. – 300 с.
12. Козак Ф. В. Про методику визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту / Ф. В. Козак, Б. Д. Процюк, М. І. Богатчук // Науковий вісник ІФНТУНГ – 2008. – № 2 (18). – С. 89-93.
13. Козак Ф. В. Методика визначення витрат палива парогенераторними установками нафтогазового технологічного транспорту для різних режимів експлуатації / Ф. В. Козак, Б. Д. Процюк, М. І. Богатчук, Л. О. Богатчук // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2010. – № 3 (25). – С. 36-45.

Богатчук И.М., Процюк Б.Д., Богатчук М.И., Богатчук Л.О. ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ ПАРОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК НЕФТЕГАЗОВОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА НА РАСХОДЫ ТОПЛИВА

В работе рассмотрено влияние питательной воды на образование накипи при эксплуатации парогенераторных установок, в результате чего уменьшается КПД и увеличивается затрата топлива на получение пары. Определено, что изменение температуры воды на 1^oC от принятого среднего значения приводит к снижению или повышению расхода топлива на 0,1462 кг/час для ППУА 1200/100 и ППУА 1600/100 на 0,1933 кг/час на каждый градус. Предложены зависимости для определения расходов топлива установками при изменении КПД от 0,5...0,9.

Ключевые слова: питательная вода, парогенераторные установки.

Bogatchuk I.M., Protsyuk B.D., Bogatchuk M.I., Bogatchuk L.O. INFLUENCE OF QUALITY OF NOURISHING WATER OF VAPOR GENERATOR DEVICES OF OIL AND GAS TECHNOLOGICAL TRANSPORT ON CHARGES OF FUEL

Influence of nourishing water on scum formation while operating vapor generator setups resulting in diminishing efficiency and increasing fuel expenditure for producing vapor is considered. The author defines that change of water temperature by 1 °C from the accepted mean value results in a decline or increase of fuel expenditure by 0,1462 kg/hr for PPUA 1200/100 and PPUA 1600/100 by 0,1933 kg/hr for every grade. Dependences for determining fuel expenditure at the setups when changing efficiency from 0,5...0,9 are proposed.

Key words: nourishing water, vapor generating setups.

ЭНЕРГОНАКОПИТЕЛЬНАЯ РЕКУПЕРАЦИОННАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА НА БАЗЕ СУПЕРКОНДЕНСАТОРОВ С СОЛНЕЧНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЕЙ

*Вершинин Д.В., Смотров Е.А., Сусленко А.Ю., Фель А.М.,
ГП НТЦ «Станкосерт», Одесса*

Эта статья посвящена проблемам энергетической эффективности электрических транспортных средств и предлагает решение некоторых из них с помощью рекуперативного торможения. Благодаря его использованию кинетическая энергия движения электромобиля преобразуется в заряд суперконденсаторов при торможении, а затем запасенная энергия используется при ускорении. Применение энергонакопительной рекуперационной системы обеспечивает нам возможность контролировать процесс заряда и разряда аккумуляторной батареи и суперконденсаторов при торможении и разгоне соответственно. Использование этой технологии позволяет продлить срок службы батареи, увеличить пробег электротранспортных средств на одном цикле заряда, а также возможность более эффективно использовать энергию, что делает его более безопасным для экологии.

Ключевые слова: многодвигательное электротранспортное средство, электропривод мотор-колесо, суперконденсаторы, рекуперативное торможение, энергонакопительная рекуперационная система.

Введение. Перспективность применения автономного электропривода для городских транспортных средств (ТС) мало у кого вызывают сомнения. Это утверждение основывается не только на экологических аспектах, которые в будущем будут играть доминирующую роль в развитии городского транспорта и транспорта для закрытых территорий, но и на анализе энергетической эффективности электромобиля. В конечном итоге, электромобель практически в 2 раза эффективнее расходует энергию, по сравнению с традиционными ТС, приводимыми в движение двигателями внутреннего сгорания (ДВС). К этому необходимо добавить простоту конструкции ЭТС (отсутствие сложных механических узлов с большими затратами на трение), и, как следствие, низкую стоимость обслуживания электромобилей.

Постановка задачи. Современные решения в области электротранспорта при всех своих достоинствах имеют ряд недостатков, связанных с техническими ограничениями эксплуатации таких ТС, препятствующих их массовому внедрению в современные транспортные потоки. Одной из таких проблем является малый ресурс (относительно ресурса остальных узлов электротранспорта), дороговизна и недостаточно большая (с точки зрения средней дистанции пробега автомобиля в день, особенно что касается муниципального и обслуживающего транспорта) емкость аккумуляторной батареи (АБ) электротранспортного средства (ЭТС). (В тексте данной статьи под понятием АБ следует понимать LiFePO₄ батареи, но большинство сказанного в той или иной мере справедливо и по отношению к другим типам АБ).

Результаты исследований. Данная статья освещает основные характеристики и принципы работы энергонакопительной рекуперационной системы на базе суперконденсаторов, призванной решить некоторые из вышеуказанных проблем. В основе принципа работы этой системы лежит преобразование кинетической энергии движения ЭТС при торможении в электрическую энергию с накоплением последней в виде заряда импульсных суперконденсаторов и последующим его использованием при разгоне, именуемое рекуперативным торможением. Рекуперация сама по себе не является инновативной идеей, многие ТС, в том числе троллейбусы, трамваи и электровозы могут рекуперировать указанную энергию в сеть, если сеть обладает свойством обратимости. На ЭТС с автономным источником питания (АБ) не имеется такой возможности, следовательно, приходится рекуперировать энергию в АБ, но в таком режиме количество и скорость передачи энергии значительно превышают возможности АБ по «усвоению» (КПД заряда током 0,5С в среднем не превышает 60%) [1]; имеют место большие тепловые потери, которые, кроме очевидных недостатков, приводят к ускоренному износу батареи. В связи с этим является перспективным использование импульсных суперконденсаторов (СК) в качестве буферного накопителя рекуперированной энергии. Такие соображения основаны на характеристиках СК, обладающих малым внутренним сопротивлением и индуктивностью, малым током утечки (в сравнении с обычными конденсаторами), длительным сроком службы (вплоть до 30 лет), а также способностью за очень небольшие (в сравнении с АБ) промежутки времени эффективно принимать и отдавать большие количества энергии. Эффективное использование СК требует применения специального устройства, позволяющего управлять процессом заряда и разряда СК, уменьшая при этом пиковые токи АБ. Эту функцию и выполняет энергонакопительная рекуперационная система, схема включения которой приведена на рисунке 1.

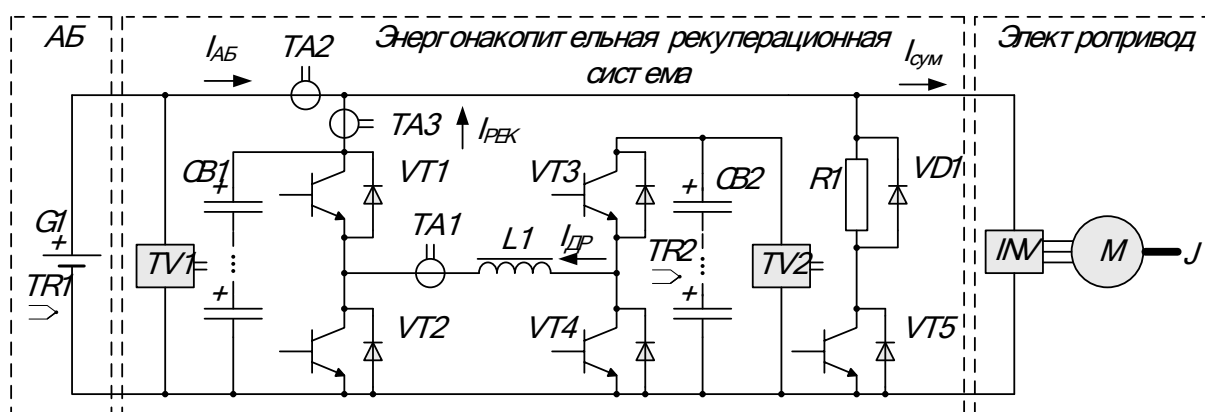


Рисунок 1 – Схема включения энергонакопительной рекуперационной системы в состав силового оборудования ЭТС:

G1 – силовая аккумуляторная батарея ЭТС; TA1, TA2, TA3 – датчики тока дросселя, АБ и рекуператора соответственно; TV1, TV2 – датчики напряжения АБ и СК; VT1, VT2, VT3, VT4, VT5 – силовые IGBT ключи;

СВ1 – емкостной блок подавления пульсаций в звене постоянного тока; СВ2 – батарея импульсных суперконденсаторов; L1 – силовой дроссель; R1 – шунтирующий (разрядный) резистор; VD1 – диод, шунтирующий всплески самоиндукции на паразитной индуктивности разрядного резистора; TR1, TR2 – датчики температуры АБ и СК.

Приведенная выше схема силовой части энергонакопительной рекуперационной системы рассматривается как контролируемый источник тока [2] и предоставляет такие возможности:

- накопление и хранение энергии торможения в СК путем коммутации VT1 (до уровня напряжения на АБ) и VT4 при полностью открытом VT1 (boost режим, позволяющий заряжать СК до напряжения в 2-3 раза выше напряжения АБ);
- отдача энергии при разгоне в электропривод для ограничения тока АБ, коммутируя VT3 (при уровне напряжения СК выше уровня АБ) и VT2 при полностью открытом VT3 после уменьшения напряжения на СК ниже уровня АБ;
- возможность шунтирования АБ резистором R1 путем коммутации VT5 для обеспечения защиты АБ от перенапряжений;
- как результат трех вышеуказанных функций, система позволяет стабилизировать токи заряда и разряда АБ, значительно уменьшает пиковые токи АБ;
- максимально токовая защита силовых элементов системы – транзисторов и дросселя;
- защита от перенапряжения АБ и СК;
- защита от перегрева.

Реализовать все эти возможности позволяет система управления, построенная на основе микроконтроллера. Взаимодействие силовой части и блока управления можно изобразить в виде структурной схемы, приведенной ниже.

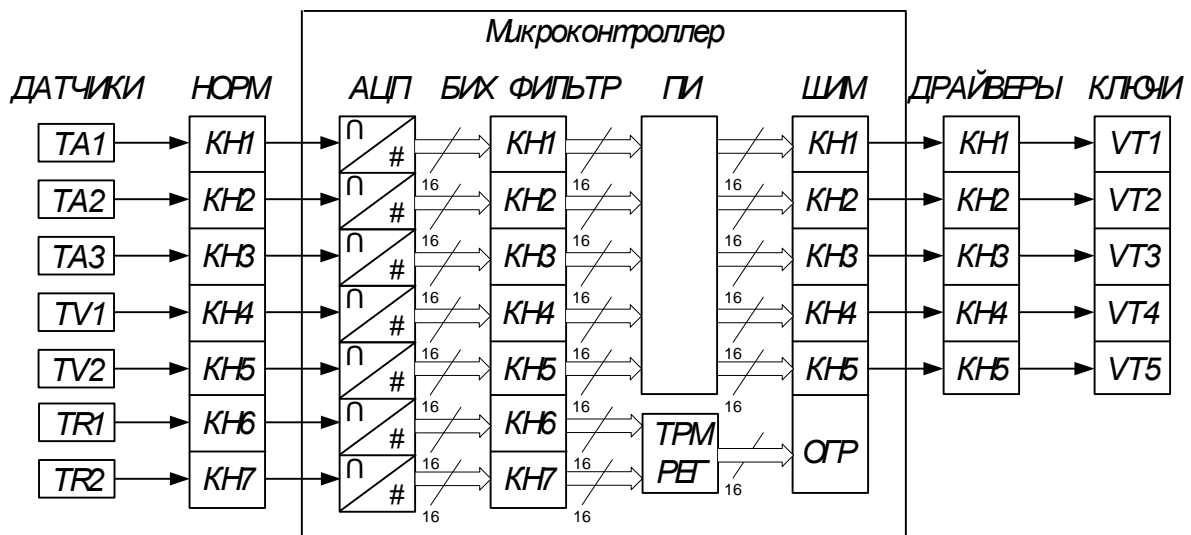


Рисунок 2 – Структурная схема взаимодействия силовой части и блока управления

Сигналы со всех датчиков поступают на соответствующие узлы нормирования, после чего они, уже приведенные к допустимым уровням, обрабатываются в АЦП на борту микроконтроллера с различной частотой опроса:

- токи АБ, дросселя и рекуператора (быстро меняющиеся параметры и также приоритетные для вычислений ПИ-регулятора) измеряются с частотой 500КГц, так как такая частота преобразования необходима для получения достаточно точной информации о состоянии системы и, как следствие, точной, быстродействующей системы регулирования;

- напряжения АБ и СК измеряем с частотой 80КГц (напряжение на СК и АБ меняются с меньшей, относительно токов, скоростью);

- сигналы с термодатчиков обладают значительной инерционностью по сравнению с вышеупомянутыми сигналами и поэтому их измерение производится с частотой обсчета системы 20КГц.

После преобразования цифровые данные поступают на цифровую обработку фильтрами с бесконечной импульсной характеристикой (БИХ фильтрация), что в значительной мере способствует получению наиболее достоверных данных, уменьшая влияния различных помех: электромагнитной, шума, дискретизации и т.д. Параметры фильтров выбираются в соответствии с требованиями к качеству фильтруемых параметров и инерционности сигнала.

Отфильтрованные значения токов и напряжений поступают на вход ПИ регулятора, состоящего из двух последовательных звеньев:

- первое контролирует ток АБ и рекуператора, выбирает соответствующий режим в зависимости от величины стабилизируемого тока;

- второе получает задание с выхода первого звена и удерживает ток дросселя в заданных пределах.

Значения напряжений устанавливает ограничения на режимы работы силового модуля:

- при превышении допустимого уровня напряжения на СК (задаваемого производителем) система управления запрещает режим заряда СК, позволяя только разряжаться;

- в случае превышения допустимого уровня напряжения на АБ система управления инициирует коммутацию разрядного ключа VT5.

Данные о температуре используются для защиты системы в предельных условиях: в случае превышения температуры АБ или СК система управления, после предупредительного сигнала, полностью отключает коммутацию силовых ключей VT1-VT4. Такое радикальное решение связано с тем, что выход температурных показателей из диапазона свидетельствует о нарушении режима эксплуатации или выхода из строя оборудования и требует немедленного реагирования для предотвращения нанесения травм пассажирам, ускоренного износа или полной потери ресурса силовой установки ЭТС.

Ниже на рисунке 3 предложена структура регулятора, которая была реализована программными средствами на базе микроконтроллера. Как уже

говорилось, она содержит 2 подчиненных контура регулирования и один независимый. Рассмотрим более детально механизм их функционирования в различных режимах движения ЭТС.

В момент получения энергонакопительной рекуперационной системой разрешения на работу происходит самодиагностика и калибровка ее датчиков, по результатам которых производятся последующие действия. Если напряжение на конденсаторах отличается от номинального вследствие различных причин: длительного простоя ЭТС, недостаточно интенсивного предшествующего торможения, следует подзарядка суперконденсаторов до стандартного уровня. Эта операция производится для обеспечения возможности стабилизировать ток АБ в период движения с самого начала, вместо того чтобы ждать первого активного торможения, во время которого будет запасено достаточное количество энергии в СК. После выполнения подготовки система переходит в основной режим работы.

Как уже говорилось, рассматриваемое устройство является контролируемым источником тока и, соответственно, приоритетным источником задания режима работы является ток АБ, определяемый режимом работы электропривода. Необходимо сказать, что рекуператор призван компенсировать только динамическую составляющую тока потребления приводами ЭТС (статическая составляющая предполагает ток, который идет на преодоление статического момента ЭТС и определяется в начале движения – страгивании с места), а также позволяет АБ заряжаться номинальным (согласно документации на конкретную АБ) током при торможении. Таким образом, приняв полярность токов согласно обозначениям на рисунке 1 можно записать требуемый ток рекуператора в виде:

$$I_{\text{çàääàì}} = \begin{cases} I_{\text{ÄÄ}} - I_{\text{ñòääò}}, I_{\text{ÄÄ}} > 0 \\ I_{\text{ÄÄ}} + I_{\text{çäääÿä}}, I_{\text{ÄÄ}} < 0 \end{cases} \quad (1)$$

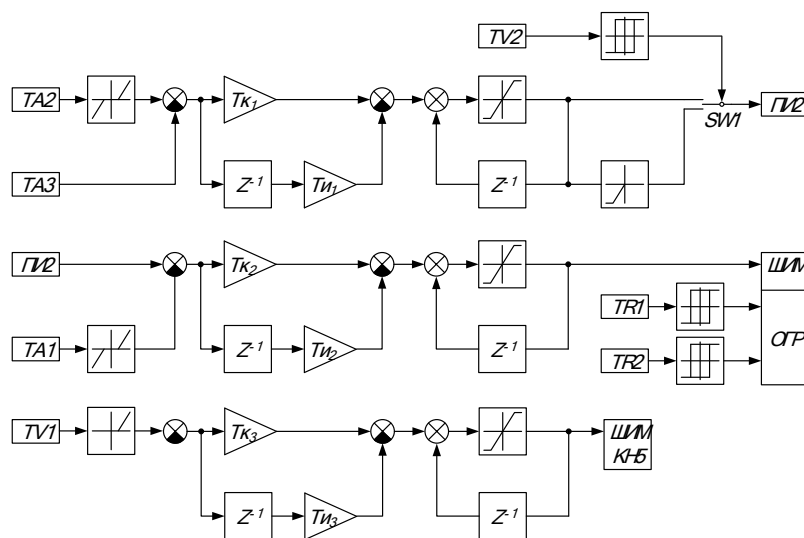


Рисунок 3 – Структура регулятора

На рисунке 3 видно, что в регуляторе это условие выполняется в виде мертвой зоны. Сигнал ошибки регулирования формируется при помощи сумматора, реализующего равенство:

$$x = I_{\text{с\ddot{a}\ddot{a}}} - I_{\text{Д\ddot{A}}}. \quad (2)$$

Далее по структуре идут звенья, реализующие ПИ закон регулирования, соединенные с выходом, а также селектор режимов SW1, который по команде от датчика напряжения TV2 подключает выход к параллельной ветви, которая запрещает прохождение положительного сигнала ПИ на вход ПИ2, тем самым исключает возможность дальнейшего заряда СК до момента снижения показаний TV2 меньше нижнего порога.

Далее следует второе звено, на вход которого подается сигнал с выхода первого звена и с датчика тока дросселя. Второй сигнал, перед тем как попасть на сумматор, поступает на вход элемента мертвой зоны, что обеспечивает зону нечувствительности. Таким образом, реализуется механизм токоограничения – пока ток дросселя находится в пределах обозначенных как допустимые, он не вносит никаких коррекций в процесс регулирования, если же он вышел за мертвую зону – происходит вычитание сигнала задания и сигнала с датчика тока.

$$x = \begin{cases} \ddot{E} & 2, |I_{\ddot{A}D}| < dz \\ \ddot{E} & 2 - I_{\ddot{A}D}, |I_{\ddot{A}D}| > dz \end{cases}. \quad (3)$$

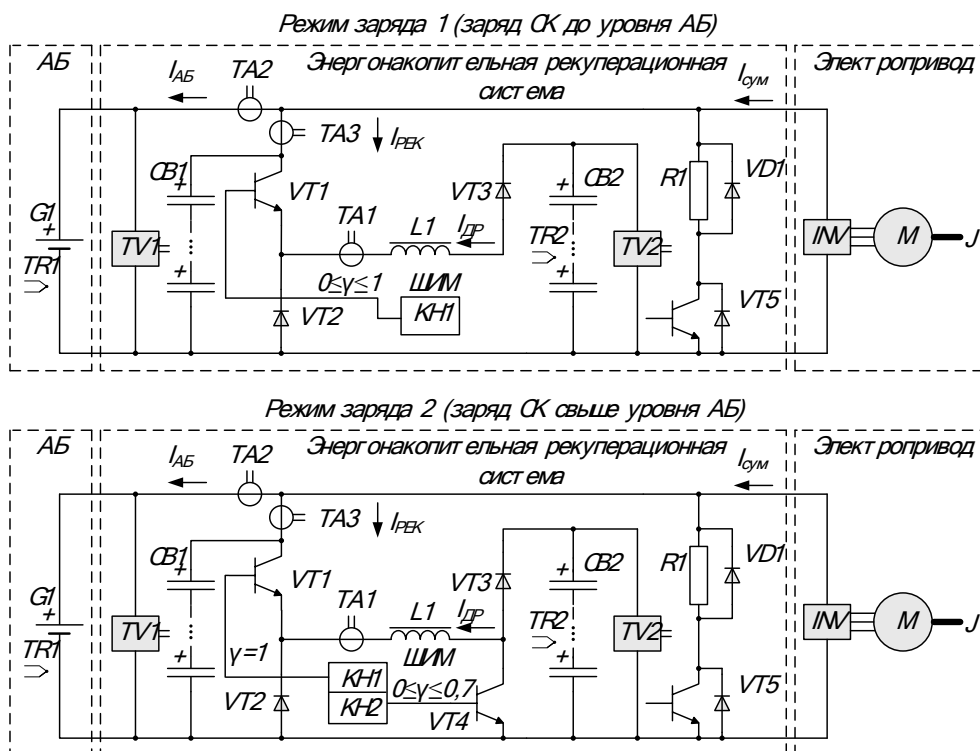


Рисунок 4 – Графическое отображение работы ключей при заряде (для легкости восприятия незадействованные элементы в текущем режиме упрощены)

За сумматором следует аналогичные предыдущему блоку ПИ регулятора, выход которого соединен с ШИМ модулятором каналов управления VT1-VT4, имеющим также входы запрета работы ШИМ и подключенными к ним через гистерезисные пороговые элементы термодатчики. На вход ШИМ модулятора поступает величина необходимой интенсивности процесса заряда или разряда, в самом блоке модуляторе есть набор логики, который, в конечном итоге, и реализует механизм коммутирования силовых ключей. Подробное графическое описание режимов заряда и разряда рекуператора представлено на рисунке 4 и рисунке 5 соответственно.

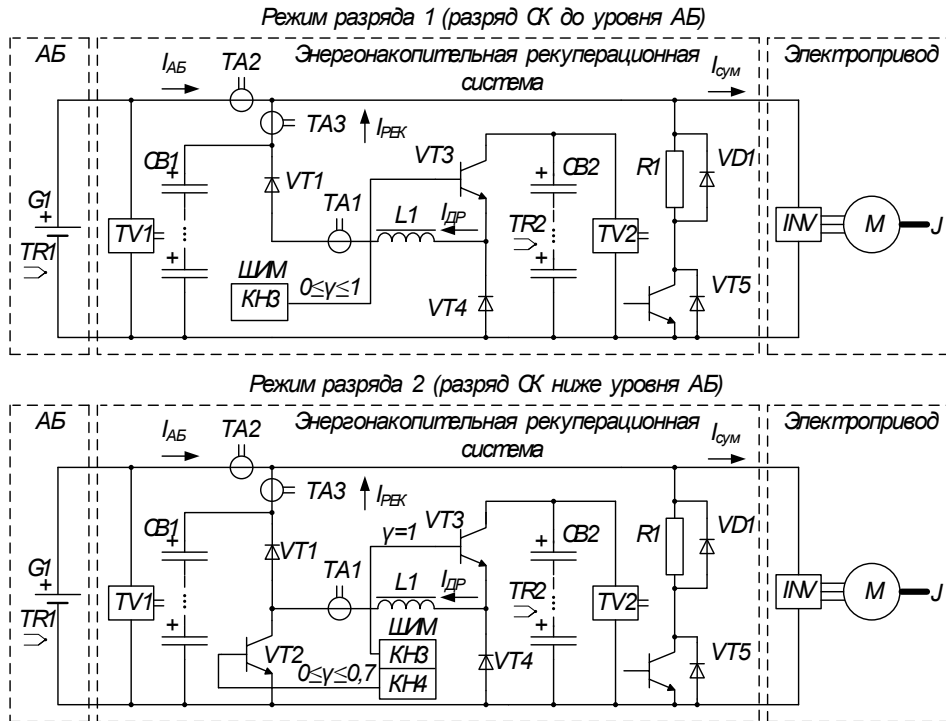


Рисунок 5 – Графическое отображение работы ключей при разряде (для легкости восприятия незадействованные элементы в текущем режиме упрощены)

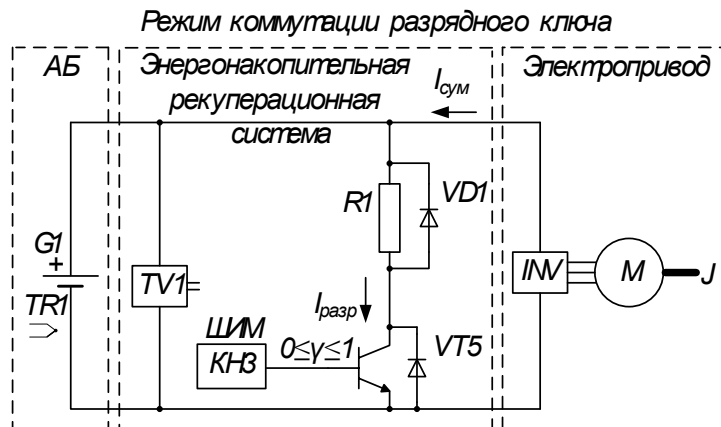


Рисунок 6 – Графическое отображение работы разрядного ключа (не участвующие элементы системы для облегчения восприятия не отображены)

Параллельно двум подчиненным контурам регулирования функционирует третий, отвечающий за независимое коммутирование разрядного ключа VT5 в случае превышения напряжения на АБ. Он, как два предыдущих контура, имеет зону нечувствительности для того чтобы не вмешиваться в процесс регулирования при нормальном напряжении АБ.

Наглядно функционирование рекуперационной системы в различных режимах представлено на рисунке 7.

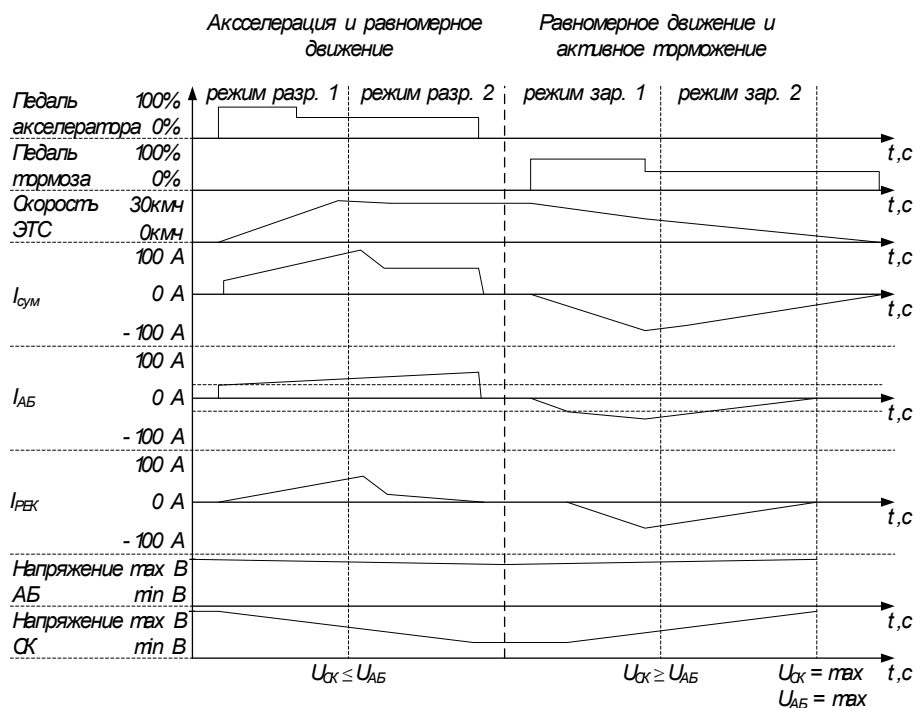


Рисунок 7 – Диаграмма предполагаемой работы ЭТС с интегрированной энергонакопительной рекуперационной системой:

- пунктирные линии вдоль оси $I_{АБ}$ обозначают уровень статической составляющей тока потребления электропривода и допустимый ток заряда АБ;
- вертикальные пунктирные линии обозначают переход системы в различные режимы работы.

Как видно из рисунка использование рекуперационной системы позволяет значительно снизить пиковое потребление тока АБ за счет наличия дополнительного энергетического балласта в виде СК, а также обеспечивает должный режим заряда.

Экспериментальные результаты. Результаты исследований нашли свое применение на легком электротранспортном средстве ЛЭТС, рассчитанном для передвижения 6 пассажиров (в грузовом варианте 500кг + водитель) на территориях санаториев, парков, рекреационных зон и т.д. Режим движения включает частые остановки и разгоны по различным типам покрытия: асфальту, грунтовой дороге, беговой дорожке, с большим количеством подъемов и спусков. Максимальная скорость 30 км/ч.

Дистанция пробега на одной подзарядке 100 км. Такие характеристики сформулировали определенные требования к силовому оснащению ЛЭТС:

- полный независимый привод по типу «мотор-колесо» [3] с электронным дифференциалом и различными режимами функционирования (активный, нормальный и экономичный режимы);

- достаточный запас и эффективное потребление энергии для длительного передвижения требуют присутствия емкой LiFePO₄ батареи на 60Ач [4] и энергонакопительной рекуперационной системы, особенно актуальной в применении на холмистой местности.

Конструкцией ЛЭТС также предусмотрен вариант размещения на крыше трех панелей солнечных батарей, общей мощностью ~400Вт, которые вместе с соответствующим контролером заряда за 5-6 часов хорошей погоды поставляют ~2кВтч электроэнергии, тем самым увеличивая длительность пробега на одной зарядке.



Рисунок 8 – Испытания ЛЭТС с демонтированной крышей.

Экономические показатели. Как уже упоминалось, энергонакопительная рекуперационная система (ЭРС) теоретически позволяет значительно увеличить срок эксплуатации батареи ЭТС. К моменту написания статьи мы еще не обладаем достаточным количеством собственной накопленной статистической информации о выигрыше в эксплуатационном ресурсе батареи, так как для этого необходимо проведение длительных испытаний в различных условиях эксплуатации, но ссылаясь на авторитетную информацию об эффективности похожих рекуперационных систем ведущих производителей ЭТС, увеличение срока эксплуатации может достигать 6 кратного размера для особо динамичных режимов. Учитывая тот факт, что стоимость батареи составляет около 30-40% стоимости всего ЭТС, то можно говорить о том что внедрение ЭРС позволяет значительно уменьшить расходы на эксплуатацию. Так же не менее важным является то, что применения рекуператора позволяет увеличить дистанцию пробега ЭТС до 20-30% в городском режиме (ECE 15), за счет снижения среднего расхода энергии с 85 Втч/км до 65 Втч/км, что в денежном эквиваленте составляет снижение цены за 1 км пробега с 0,031грн до 0,023грн при стоимости 1 КВтч равной 0,36грн.

Выводы. Опытная эксплуатация ЛЭТС подтвердила эффективность разработанной энергонакопительной рекуперативной системы на базе суперконденсаторов, позволяющей использовать 60-70% энергии торможения и исключить пиковые перегрузки АБ, чем достигается обеспечение максимальной длительности жизненного цикла АБ и увеличение дистанции пробега ЭТС.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. <http://afstrinity.com>
2. Смотров Е. А. Рекуператор бортового источника питания электротранспортного средства / Е. А. Смотров. – К. : «Техника». – 2010. – Вып. 78.
3. <http://inkar.mccinet.ru>
4. Вершинин Д. В. Особенности выбора параметров бортового источника питания электротранспортного средства / Д. В. Вершинин, В. А. Водичев, В. А. Войтенко, Е. А. Смотров // Электромашиностроение и электрооборудование. – К. : Техника. – 2008. – Вып. 71. – С. 5-11.

Вершинин Д.В., Смотров Е.О., Сусленко О.Ю., Фель О.М.
ЕНЕРГОНАКОПИЧУВАЛЬНА РЕКУПЕРАЦІЙНА СИСТЕМА ДЛЯ МІСЬКОГО ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТУ НА БАЗІ СУПЕРКОНДЕНСАТОРІВ З СОНЯЧНОЮ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЄЮ

Ця стаття присвячена проблемам енергетичної ефективності електричних транспортних засобів і пропонує вирішити деякі з них за допомогою рекуперативного гальмування. Завдяки його використанню кінетична енергія руху електромобіля перетворюється в заряд суперконденсаторів під час гальмування, а потім збережена енергія використовується при прискоренні. Застосування енергонакопичувальної рекуперативної системи забезпечує нам можливість контролювати процес заряду і розряду акумуляторної батареї під час гальмування та розгону відповідно. Використання цієї технології дає змогу продовжити термін роботи батареї, збільшити пробіг електротранспортних засобів на одному циклі заряду, а також можливість більш ефективно споживати енергію, що робить його більш безпечним для екології.

Ключові слова: електротранспортний засіб з багатьма двигунами, електропривід мотор-колесо, суперконденсатори, рекуперативне гальмування, енергонакопичувальна система рекуперативної.

Vershynin D.V., Smotrov Y.A., Suslenko A.Y., Fel A.M. ENERGY STORAGE RECUPERATIVE SYSTEM FOR CITY ELECTRIC VEHICLES BASED ON SUPERCAPACITORS AND SOLAR POWER PLANT

This article focuses on the problems of electric vehicle's energy efficiency and proposes to solve some of them by using recuperative braking. Due to it e-vehicle's kinetic energy of moving is stored in supercapacitors during braking and then the saved energy is used during acceleration. Use of energy storage recuperative system makes it possible to control the charging and discharging processes of the accumulator battery during braking and acceleration accordingly. Using this technology can extend battery life, mileage of e-vehicles on one charge cycle as well as use energy more effectively making it ecofriendly.

Key words: multimotor electric vehicle, engine-wheel electrical drive, supercapacitors, recuperative braking, energy storage recuperative system.

ПРОГРЕССИВНЫЕ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ НА ТРАНСПОРТЕ

Гнатюк А.В.,

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

В рамках статьи проведено обоснование актуальности применения магнитно-импульсных технологий на транспорте. Представлены новые разработки лаборатории электромагнитных технологий ХНАДУ по магнитно-импульсной рихтовке поврежденных элементов кузовных конструкций, и проведена их экспериментальная апробация.

Ключевые слова: магнитно-импульсная обработка металлов, индукционная индукторная система, массивный экран, магнитное поле.

Постановка проблемы. Применение прогрессивных магнитно-импульсных технологий на транспорте инициированы, в первую очередь, спросом на выполнение операций по реставрации кузовных покрытий автомобилей и корпусов самолётов. Причём, как показывает практика, до 80% повреждений приходится на небольшие и средние повреждения. Половина из них – это вмятины, не требующие замены всего элемента и устраняемые рихтовкой. Более 50% таких повреждений составляют зоны с затрудненным или полностью закрытым обратным доступом – двери, капоты, крыши, пороги, арки, задние части хэчбэков, купе, боковины микроавтобусов, корпусные элементы самолетов. В этой связи особый интерес представляют устройства, позволяющие произвести, так называемую, внешнюю рихтовку без разборки кузова и нарушения существующего защитного (возможно лакокрасочного) покрытия [1, 2].

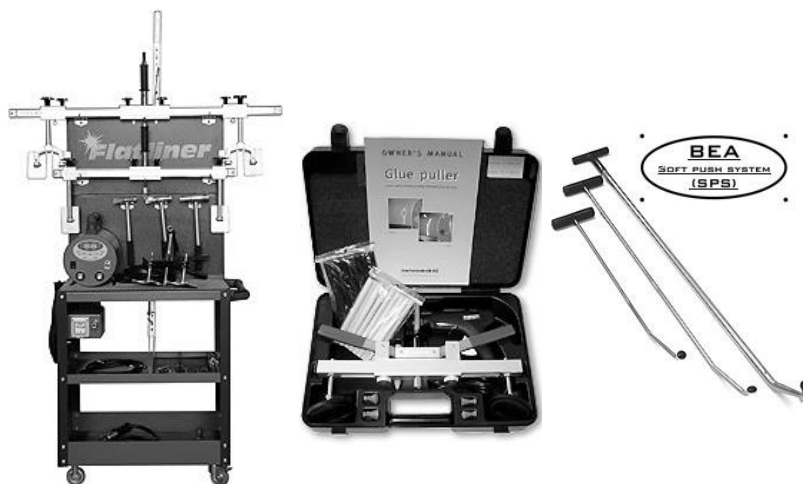


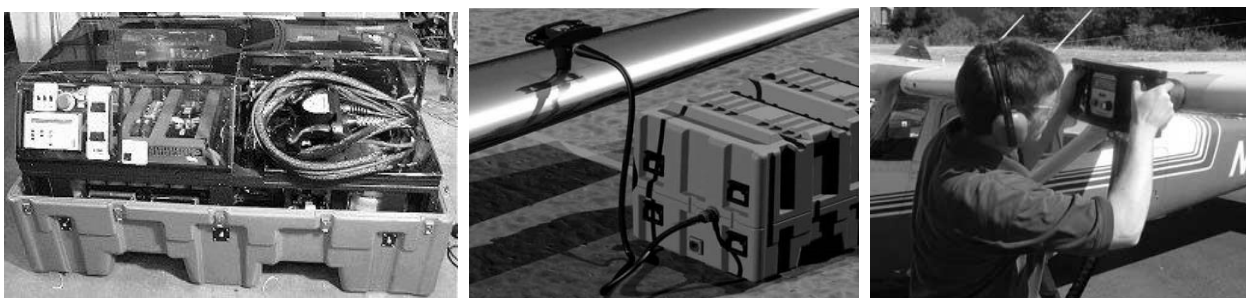
Рисунок 1 – Инструменты для рихтовки вмятин в автомобильных кузовах фирмы Veulentechnik AG

Анализ основных достижений и публикаций. Концерном «Veulentechnik AG» (Швейцария, Германия, Австралия), объединяющим несколько авторемонтных компаний в разных странах мира, предложен

довольно обширный ряд механических устройств для внешней рихтовки вмятин в автомобильных кузовах (рис. 1).

Практическое применение этих устройств не обеспечивает достаточную надёжность с точки зрения сохранности ремонтируемого элемента. Последнее замечание означает, что в процессе реставрации возможно и его разрушение [3].

Более перспективными и реальными для практики реставрации повреждений в элементах кузовов автомобилей и корпусов самолётов представляются разработки с использованием энергии электромагнитных полей. В этой области на протяжении последних 35-40 лет передовые позиции занимают фирмы США «Boeing», «Electroimpact», «Fluxtronic». Эти фирмы производят магнитно-импульсные комплексы для внешней рихтовки корпусов самолётов (рис. 2).



а

б

в

Рисунок 2 – Магнитно-импульсные комплексы для внешней рихтовки корпусов самолётов: а – фирмы «Electroimpact»; б, в – фирмы «Fluxtronic»

Принцип действия этих комплексов основан на суперпозиции магнитных полей с разными рабочими частотами. В технической реализации это исполняется, как двухчастотная магнитно-импульсная система.

Недостатками таких систем является:

- два источника мощности;
- сложная высокоточная электроника;
- высокая цена.

В европейских странах в последнее время также интенсивно начали применять прогрессивные магнитно-импульсные технологии. Первые образцы комплексов для бесконтактной магнитно-импульсной рихтовки были созданы совместно фирмами «Beulentechnik AG» (штаб-квартира в Швейцарии, Цюрих) и «Tesla» (Чехия, Прага)), рис. 3, но в основу их действенности были положены результаты разработок 2002 ÷ 2004 гг., выполненных в НТУ «ХПИ». [4-6].

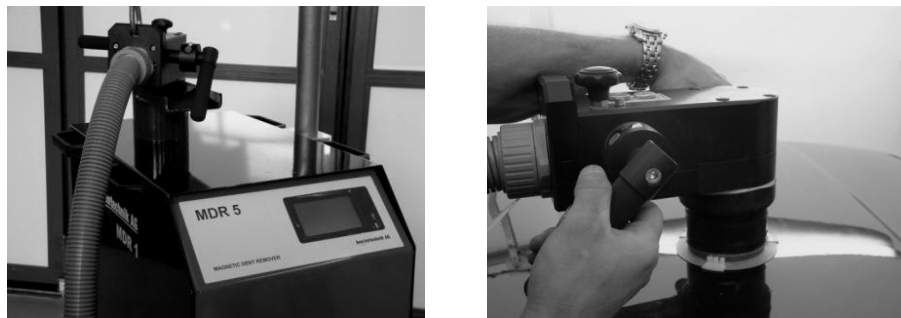
Принцип действия этих комплексов основан на природном притяжении ферромагнитных металлов при понижении рабочей частоты действующего поля. Техническая реализация – магнитно-импульсная система фирмы «Tesla» (Чехия).

Недостатки:

- заложены устаревшие результаты работ 2002 ÷ 2004 гг.;

– низкая эффективность и ограниченная область применения (в частности, только сталь!).

Проблема притяжения заданных участков листовых металлов с помощью силового воздействия со стороны электромагнитных полей может быть решена и с использованием других технических предложений, выдвинутых в разное время разными авторами. К таковым, например, можно отнести различные вариации способа, описанного в монографии Г. А. Шнеерсона [7] и заключающегося в создании медленно нарастающего магнитного поля, резко прерываемого при достижении заданного уровня напряжённости. В обрабатываемом участке металла наводятся вихревые токи, экранирующие внутреннее поле и препятствующее его уменьшению. Направление индуцированных токов таково, что возникающие электродинамические усилия притягивают к индуктору заданный участок металла, вызывая его деформирование. Несмотря на кажущуюся «прозрачность» данного предложения, информация о каких-либо его практических реализациях в научной периодике отсутствует.



а

б

Рисунок 3 – Магнитно-импульсная установка фирмы «Tesla»:

а – общий вид; б – установка в работе

Общим недостатком всех вышеперечисленных магнитно-импульсных систем для внешней реставрации повреждённых листовых металлов является сложность технической реализации, которая обусловлена наличием двух источников электромагнитной мощности (низкочастотного и высокочастотного), сложных систем высоковольтной электроники и устройств синхронизации всего комплекса в целом. Как следствие, имеет место достаточно высокая себестоимость оборудования и низкая надёжность.

Цель настоящей работы – обоснование актуальности применения магнитно-импульсных технологий на транспорте, на основании обзора публикаций в научной периодике и Интернет-ресурсов. Освещение новых авторских предложений по магнитно-импульсной рихтовке поврежденных элементов кузовных конструкций.

Лаборатория электромагнитных технологий. Источники мощности

Работы по созданию оборудования и инструментов для магнитно-импульсного притяжения, основанных на иных физических концепциях, были начаты в НТУ «ХПИ» в 2002 году. В настоящее время работы

связанные с применением прогрессивных магнитно-импульсных технологий на транспорте ведутся в Харьковском национальном автомобильно-дорожном университете (ХНАДУ), где создана специализированная научно-исследовательская лаборатория электромагнитных технологий [8].

Задачи, лаборатории электромагнитных технологий:

1) Создание малогабаритных источников мощности, работающих от сети $\sim 220\text{В}$ в режиме многократного повторения импульсов силового воздействия.

2) Создание инструментов, трансформирующих естественное магнитно-импульсное отталкивание в притяжение листовых металлов.

3) Практическая направленность работ – создание магнитно-импульсных систем для внешней рихтовки корпусных элементов автомобилей и самолётов без нарушения их защитного покрытия.

Пути решения, физические обоснования. Авторские предложения.

1) Создание источников мощности.

Применение схем электронного управления зарядно-разрядными процессами, позволяющими осуществлять непрерывное запасание энергии емкостными накопителями и их разряд в цепи индуктора-инструмента. Как показывают оценки и эксперимент, реальная мощность сети (до $5 \div 7 \text{ кВт}$) позволяет получить частоту повторения импульсов силового воздействия \sim до 5 Гц.

2) Создание инструментов.

– ИНДУКЦИОННЫЕ ИНДУКТОРНЫЕ СИСТЕМЫ. Основаны на применении закона Ампера о притяжении проводников с одинаково направленными токами. Работа с алюминием и его сплавами.

– ОДНОВИТКОВЫЕ ИНДУКТОРНЫЕ СИСТЕМЫ. Основаны на применении эффекта притяжения ферромагнетика при понижении рабочей частоты действующего поля. Работа с различными сталями. (Обнаружен проф. Батыгиным Ю. В., Лавинским В. И., Хименко Л. Т. в 2004г.)

– 3) КОМБИНИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ. Комбинация закона Ампера и эффекта притяжения ферромагнетика (фактически, это индукционные индукторные системы). Работа с любыми металлами.

Многократное силовое воздействие серией импульсов достигается за счёт специальных решений в конструкции магнитно-импульсной установки – источника мощности (рис. 4). Данные решения защищены патентом Украины [9].

Система синхронизации контроля и управления (рис. 4) даёт команду на открытие ключа K_1 в зарядном контуре. При достижении напряжения на конденсаторах заданного уровня, система управления даёт команду на закрытие ключа K_1 и отключение ключа K_2 . После полного разряда конденсаторных батарей на индукторную систему ключ K_2 закрывается и система управления даёт команду на открытие ключа K_1 , и цикл работы повторяется.

Как показали эксперименты, при уровне зарядных напряжений $\sim 1,5$ кВ работа с сетью позволяет на выходе установки получить частоту повторения генерируемых токовых импульсов порядка $\sim 3 \div 5$ Гц.

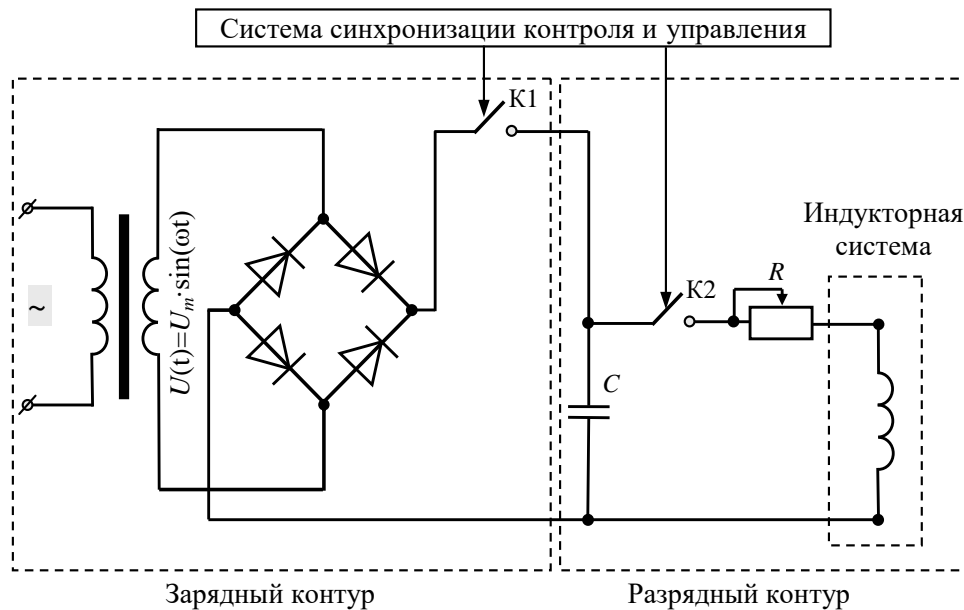


Рисунок 4 – Схема магнитно-импульсной установки для многократного генерирования разрядных импульсов

Естественно, что необходимый уровень зарядных напряжений конденсаторной батареи определяется прочностными характеристиками объекта обработки. При каждом силовом воздействии из серии импульсов создаваемые в нём внутренние механические напряжения должны хоть немного, но превышать пределы текучести обрабатываемых металлов. В этом случае каждый последующий удар из серии будет только увеличивать относительные деформации.

В лаборатории магнитно-импульсных технологий ХНАДУ создана магнитно-импульсная установка МИУС-2 (рис. 5), которая обладает следующими характеристиками [1, 8, 9]:

- работа от сети ~ 220 В,
- зарядное напряжение до 2 кВ, запасаемая энергия до 2 кДж,
- собственная частота в импульсе $\sim 7,5$ кГц, в комплекте с согласующими устройствами – импульсными трансформаторами $\sim 1 \div 2$ кГц,
- частота повторения разрядных импульсов до ~ 10 Гц.
- емкость запасаемой энергии $C = 1200$ мкФ

МИУС-2 используется как источник мощности для многократного генерирования разрядных импульсов в системах для магнитно-импульсной рихтовки автомобильных кузовов.

ИНДУКТОРНЫЕ СИСТЕМЫ

В качестве инструмента в рассматриваемых комплексах для магнитно-импульсной рихтовки используются плоские одновитковые индукторные системы. Одной из разновидностей индукторных систем выступают, так называемые, индукционные индукторные системы, рис. 6, рис. 7. Данные

РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

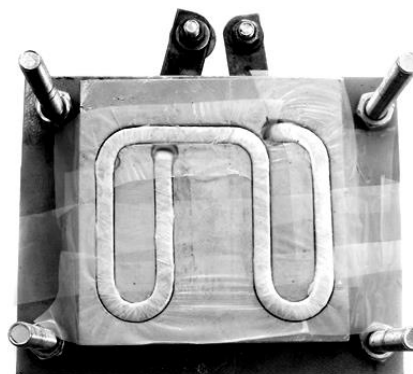
конструкции индукторных систем являются авторскими разработками специалистов научно-исследовательской лаборатории электромагнитных технологий ХНАДУ и защищены патентами Украины [10, 11]



а

б

Рисунок 5 – МИУС-2: а – общий вид; б – блок управления



а

б

в

Рисунок 6 – Индукторные системы: а – цилиндрическая индукционная индукторная система; б – одновитковый цилиндрический индуктор; в – прямоугольная индукторная система

Принцип действия этих инструментов для магнитно-импульсного притяжения заданных участков поверхности тонкостенных листовых заготовок можно раскрыть с помощью схемы на рис. 7.

Конструктивно, такая система включает плоский одновитковый соленоид-индуктор – 1, дополнительный элемент, обеспечивающий возникновение сил притяжения, это вспомогательный экран – 2 и листовую заготовку – 3, определённый участок которой следует деформировать в направлении к поверхности индуктора. Все три составляющие укладываются

параллельными слоями, изолированно друг от друга: «экран – индуктор – листовая заготовка».

Листовая заготовка размещается так, чтобы участок, подлежащий деформированию, находился в рабочей зоне системы (в области внутреннего отверстия витка).

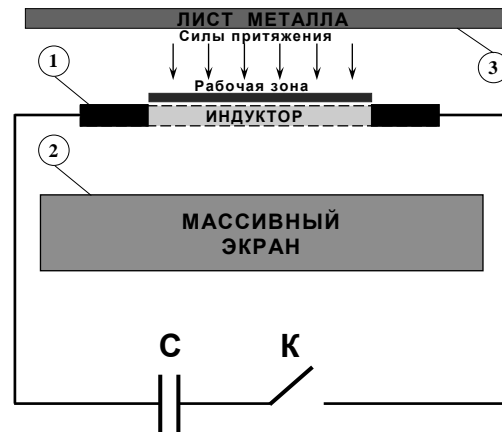


Рисунок 7 – Индукционная индукторная система

Индукционная индукторная система работает следующим образом. Заряженный емкостной накопитель энергии – С, после срабатывания коммутатора – К, разряжается в цепи с подключённым индуктором – 1. При протекании разрядного тока по плоскому индуктору в экране и заготовке наводятся вихревые токи, имеющие одинаковое направление. В соответствии с законом Ампера, непосредственно под витком индуктора, заготовка – 3 будет воспринимать отталкивающие усилия, так как токи, протекающие в индукторе и заготовке, имеют противоположные направления. В рабочей же зоне индуктора, т.е. в «окне», образованном витком индуктора, заготовка – 3 будет притягиваться к экрану – 2, так как индуцированные в ней и в экране токи имеют одинаковое направление.

Необходимо подчеркнуть обязательное условие практической работоспособности индукционных индукторных систем. Как следует из физического осмысления закона Ампера, силовое взаимодействие между плоскими проводящими листами, в металле которых возбуждаются одинаково направленные индуцированные токи, возможно лишь в режиме интенсивного проникновения электромагнитного поля индуктора сквозь эти листы. Только в этом случае при нулевом поле между ними возникают силы магнитного давления извне, обуславливающие их взаимное притяжение. Кроме того, при достаточно низких рабочих частотах действующих полей интегральное во времени силовое действие сил отталкивания будет стремиться к нулю.

Экспериментальные исследования. Разработанные в лаборатории магнитно-импульсных технологий ХНАДУ индукторные системы были экспериментально апробированы на МИУС-2.

Для проведения эксперимента были взяты образцы обшивки кузова автомобиля фирмы «Субару» толщиной ~ 1 мм. В ходе эксперимента, сначала, с помощью созданной магнитно-импульсной установки были получены деформации (вмятины) на взятых образцах обшивки кузова автомобиля (рис. 8, позиция № 1). Потом эти образцы перевернули так, чтобы центр образовавшейся лунки совпал с центром отверстия конического индуктора, и произвели втягивание уже существующей лунки в поверхность (рис. 8, позиция № 2). На представленных рисунках видно, что форма образованной и удаленной вмятины (лунки) соответствует форме и размеру конуса индуктора, рис. 6, б.

При проведении эксперимента установка МИУС-2 работала в режиме зарядного напряжение – 1,8 кВ и запасаемой энергии – 1,5 кДж.

Отличительная особенность экспериментального оборудования и проведенных экспериментов от ранее полученных результатов состоит в следующем.

– Силовое воздействие на заготовку со стороны индукторной системы носило кумулятивный характер в результате многократного повторения (ранее описанный в научной периодике результат был получен при однократном силовом воздействии [2, 8, 12]).

– Получен результат с помощью цилиндрического согласующего устройства – индукторной системы (ранее подобный результат был получен на дисковом согласующем устройстве).

– Операция осуществлена при гораздо меньших энергетических затратах (в $6 \div 7$ раз) и меньшем напряжении (в 2,5 раза), чем в аналогичных экспериментах НТУ «ХПИ» 2004г. [8, 12]. Данный результат обусловлен многократным силовым воздействием и оптимальным выбором конструкции согласующего устройства.

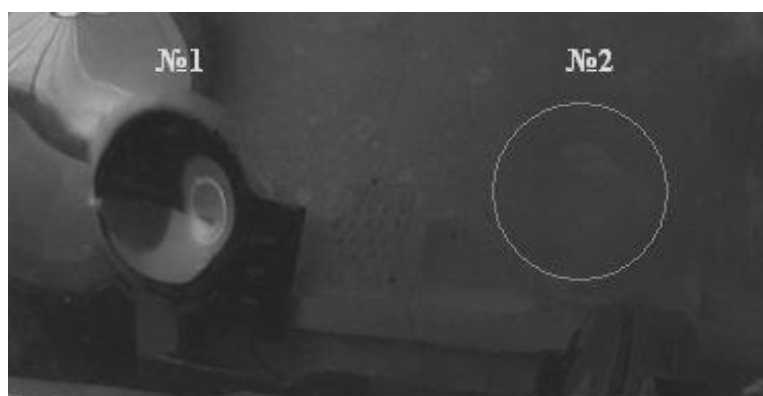


Рисунок 8 – Фрагмент обшивки кузова автомобиля «Субару»: № 1 – деформация образца по форме индуктора; № 2 – контур удаленной вмятины.

Толщина кузовных элементов современных автомобилей, выполненных из различных сталей и алюминиевых сплавов, как правило, не превышает ~ 1 мм. Механическая прочность автомобильных кузовов обеспечивается рёбрами жёсткости с внутренней стороны, где также

располагаются компоненты электрических и электронных сервисных систем, что затрудняет или вообще исключает доступ к поврежденной поверхности изнутри. Поэтому применение магнитно-импульсных технологий для внешнего восстановления поврежденных элементов кузовных конструкций автомобилей является наиболее эффективным.

Выводы.

1. Анализ мировых тенденций развития современных промышленных технологий показывает всё возрастающую актуальность направления магнитно-импульсной обработки металлов, связанного с притяжением заданных участков проводящих объектов.

2. Предложена схема, так называемой, индукционной индукторной системы, позволяющей трансформацию отталкивания хорошо известного в классической магнитно-импульсной обработке металлов, в притяжение заданных участков обрабатываемого объекта. Принцип действия основан на притяжении одинаково направленных токов.

3. Проиллюстрирована экспериментальная апробация разработанной магнитно-импульсной установки совместно с индуктором с рабочей областью в форме усеченного конуса.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гнатов А. В. Безконтактне магнітно-імпульсне рихтування автомобільних кузовів : Матеріали міжнародної науково-технічної конференції [«Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій»], (Тернопіль, 19-21 травня 2010 р.) / А. В. Гнатов. – Тернопіль : Вісник ТДТУ, 2010. – Т.15. – №2. – С. 164-171.

2. Туренко А. Н. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий. Том 3. Теория и эксперимент притяжения тонкостенных металлов импульсными магнитными полями: монографія / А. Н. Туренко, Ю. В. Батыгин, А. В. Гнатов. – Харків : ХНАДУ, 2009 – 240 с.

3. www.beulentechnik.com.

4. Пат. 3998081 США, МКИ В21Д26/14. Electromagnetic dent puller / Karl A. Hansen, Iver Glen Hendricson; Заявл. 17.07.74; Опубл. 21.12.76.

5. www.electroimpact.com.

6. www.fluxtronic.com.

7. Шнеерсон Г. А. Поля и переходные процессы в аппаратуре сверхсильных токов. – Л : Энергоиздат, 1981. – 199 с.

8. Батыгин Ю. В. Экспериментальные исследования магнитно-импульсного притяжения тонкостенных листовых металлов / Ю. В. Батыгин, С. Ф. Головащенко, А. В. Гнатов, Д. О. Смирнов // Електротехніка і електромеханіка. – Харків, 2010. – № 3. – С. 39-41.

9. Пат. № 44933 України. Генератор багаторазових імпульсів струму для магнітно-імпульсної обробки металів / Ю. В. Батигін, О. Ю. Бондаренко, А. В. Гнатов, Г. С. Сериков, Є. А. Чаплигін; заявник та патентовласник Харківський автомобільно-дорожній унів. – Зареєстровано в державному реєстрі патентів України на корисні моделі 26.10.2009 р.

10. Пат. 31751 України, В 21 Д 26/14. Спосіб магнітно-імпульсної обробки металевих заготовок методом притягання до індуктора / Ю. В. Батигін, О. Ю. Бондаренко, Є.О. Чаплигін; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. ун-т. – № u200712252; заявл. 05.11.2007; опубл. 25.04.08, Бюл. № 8.

11. Пат. 31752 України, В 21 Д 26/14. Спосіб магнітно-імпульсної обробки металевих заготовок / Батыгин Ю. В., Бондаренко А. Ю., Сериков Г. С.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. ун-т. – № u200712252; заявл. 05.11.2007; опубл. 25.04.08, Бюл. № 8.

12. Yu. V. Batygin, V. I. Lavinsky, L. T. Khimenko, Direction Change of the Force Action upon Conductor under Frequency Variation of the Acting magnetic Field. Proceedings of the 1-st International Conference on High Speed Metal Forming. March 31/April 1, 2004. Dortmund, Germany. – P.157-160.

Гнатів А.В. ПРОГРЕСИВНІ МАГНІТНО-ІМПУЛЬСНІ ТЕХНОЛОГІЇ НА ТРАНСПОРТІ

В рамках статті проведено обґрунтування актуальності застосування магнітно-імпульсних технологій на транспорті. Представлені нові розробки лабораторії електромагнітних технологій ХНАДУ по магнітно-імпульсному рихтуванню пошкоджених елементів кузовних конструкцій, та проведена їх експериментальна апробація.

Ключові слова: магнітно-імпульсна обробка металів, індукційна індукторна система, масивний екран, магнітне поле

Gnatov A.V. PROGRESSIVE MAGNETIC PULSE TECHNOLOGIES FOR TRANSPORT

The magnetic pulse technologies urgency for transport is proved. Some new elaborations for magnetic pulse straightening of damaged parts of body constructions are presented and their experimental testing was done.

Key words: magnetic pulse metal working, induction inductor system, massive screen, magnetic field.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО КОНДЕНСАТУ В
БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Дмитренко В.С., Гасва Л.І., Негри В.В., Федик І.М.,

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

В Україні існує проблема зменшення витрати моторних палив в бензинових двигунах внутрішнього згорання. Вирішується ця проблема шляхом використання газового конденсату в якості альтернативного палива, що має високі фізико-хімічні і експлуатаційні показники і забезпечує збільшення моторресурсу двигуна в 1,5 рази.

Ключові слова: альтернативне паливо, газовий конденсат, двигун, відхідні гази.

Вступ. Багато країн світу, в тому числі і Україна, належать до країн, власний паливно-енергетичний ресурс яких значно менший, ніж цього вимагає їх внутрішня потреба. Тому такі країни потрапляють в пряму залежність від країни-постачальника енергоносіїв. А отже, в разі виникнення проблем з їх постачанням виникають складнощі в економіці країни, а в окремих випадках це становить серйозну загрозу національній безпеці держави. Тому досить актуальною темою на сьогодні є пошук альтернативних палив, які б повністю замінили традиційний бензин і дизельне паливо чи уможливили їх здешевлення.

Актуальність досліджень. Альтернативні види рідкого та газового палива (надалі – альтернативні види палива) – рідке та газове паливо, яке є альтернативою (заміною) відповідним традиційним видам палива і яке виробляється (видобувається) з нетрадиційних джерел та видів енергетичної сировини. Нетрадиційні джерела та види енергетичної сировини – сировина рослинного походження, відходи, тверді горючі речовини, інші природні і штучні джерела та види енергетичної сировини, у тому числі нафтові, газові, газоконденсатні і нафтогазоконденсатні вичерпані, непромислового значення та техногенні родовища, важкі сорти нафти, природні бітуми, газонасичені води, газогідрати тощо, виробництво (видобуток) і переробка яких потребує застосування новітніх технологій і які не використовуються для виробництва (видобутку) традиційних видів палива. До альтернативних видів рідкого палива належать :

- горючі рідини, одержані під час переробки твердих видів палива (вугілля, торфу, сланців);

- спирти та їх суміші, олії, інше рідке біологічне паливо, одержане з біологічної сировини (у тому числі з поновлюваних відходів сільського та лісового господарства, інших біологічних відходів);

- горючі рідини, одержані з промислових відходів, у тому числі газових викидів, стічних вод, виливів та інших відходів промислового виробництва;

- паливо, одержане з нафти і газового конденсату, нафтових, газових, та газоконденсатних родовищ непромислового значення та вичерпаних

родовищ, з важких сортів нафти та природніх бітумів, якщо це паливо не належить до традиційного виду.

До альтернативних видів газового палива належать:

- газ (метан) вугільних родовищ, а також газ, одержаний у процесі підземної газифікації та підземного спалювання вугільних пластів;

- газ, одержаний під час переробки твердого палива (кам'яне та буре вугілля, горючі сланці, торф), природних бітумів, важкої нафти;

- газ, що міститься у водоносних пластах нафтогазових басейнів з аномально високим пластовим тиском, в інших підземних газонасичених водах, а також у газонасичених водоймищах і болотах;

- газ, одержаний з природних газових гідратів, та підгідратний газ;

- біогаз, генераторний газ, інше газове паливо, одержане з біологічної сировини, у тому числі з біологічних відходів;

- газ, одержаний з промислових відходів (газових викидів, стічних вод промислової каналізації, вентиляційних викидів, відходів вугільних збагачувальних фабрик тощо);

- стиснений та зріджений природний газ, зріджений нафтовий газ, супутний нафтовий газ, вільний газ метан, якщо вони одержані з газових, газоконденсатних та нафтових родовищ не промислового значення та вичерпаних родовищ, які не належать до традиційних видів палива.

Постановка задачі. Газовий конденсат являє собою продукт, який виділений із природного газу і являє собою суміш рідких вуглеводнів, які містять більше 4 атомів вуглецю в молекулі [1, 2]. В природних умовах газовий конденсат являє собою розчин в газі більш важких вуглеводнів. Вміст газового конденсату в газах різних родовищ коливається від 12 до 700 см³ на 1 м³ газу. Виділений із природного газу при зниженому тиску і температурі в результаті зворотньої конденсації газовий конденсат по зовнішньому вигляду є безколірна або слабофарбована рідина густиною 700...800 кг/м³ з температурою початку кипіння 30...70°. Склад газового конденсату приблизно відповідає бензиновій або гасовій фракції нафти або їх суміші. Газовий конденсат є цінна сировина для виробництва моторних палив, а також для хімічної переробки. Добування газового конденсату здійснюють із зворотнім закачуванням в пласт газу, який очищений від бензинової фракції. Для отримання конденсату з газу використовують масляну абсорбцію або низькотемпературну сепарацію. Для доставки газового конденсату паливним транспортом його стабілізують ректифікацією або витримують при атмосферному тиску і підвищеній температурі для усунення легколетючих фракцій. Практикується також доставка нестабільного газового конденсату по трубопроводу під власним тиском на газобензинові заводи для забирання легколетючих фракцій і кінцевої переробки.

В сучасних умовах газовий конденсат використовується для виробництва бензину на нафтопереробних заводах [3, 4, 5]. Але у ході експлуатації двигунів внутрішнього згорання на стаціонарних установках і автомобілях у відриві від основної бази, цеху технологічного транспорту, та

за відсутності бензину, може виникнути необхідність у використанні газового конденсату, як палива для двигунів внутрішнього згорання. Тому були проведені лабораторні, стендові та експлуатаційні дослідження даного виду палива.

Результати досліджень. Об'єктом дослідження був газовий конденсат із свердловини, двигун внутрішнього згорання ВАЗ-21011 із робочим об'ємом циліндрів 1,445 л, ефективною потужністю $N_e = 55$ кВт, який експлуатувався в приміській зоні міста Івано-Франківська по третій категорії умов експлуатації на дорогах з гравійним, асфальтовим вибоїстим покриттям і горбистій передгірській місцевості. Був використаний двигун після капітального ремонту, який був виконаний після пробігу автомобіля 280000 км з початку експлуатації, а об'єктом стендових досліджень був газовий конденсат і тяговий стенд К467М з двигуном ЗИЛ-130.

Циліндри розточено під ремонтний розмір і здійснено шліфування корінних і шатунних шийок колінчастого вала двигуна. Також був проведений капітальний ремонт автомобіля. Перед складанням було виконано мікрометраж основних деталей кривошипно-шатунного механізму двигуна: циліндрів, поршнів, поршневих канавок і кілець, корінних і шатунних шийок колінчастого вала двигуна, а також деталей газорозподільного механізму: опорних шийок розподільного вала, стрижнів і втулок клапанів.

Таблиця 1 – Фізико-хімічні властивості газового конденсату і бензину А-80

Показник	Газовий конденсат	Бензин А-80
Мінеральні луги і кислоти	Відсутні	Відсутні
До перегонки взято, мл	100	
Відігнано, мл	96	
Залишок з втратами, не більше,	4	4
Температура перегонки, °С:		
- початку кипіння	35	≥ 30
- 10%	58	≤ 75
- 50%	96	≤ 100
- 90%	170	≤ 190
- кінця (кк)	216	≤ 215
Тиск насичених парів P_n , кПа	20,1	$\leq 79,9$

Перед запуском двигуна в дослідну експлуатацію було проведено технічне обслуговування через 1000 км і 3000 км із заміною оливи і фільтрів та наступним промиванням системи мащення двигуна. Подальші технічні обслуговування проводились через 10000 км із заміною оливи і фільтрів. Як мастило використовувалась олива всесезонна SAE 15W/40 API SL/CM. У ході експлуатації виконувалась оцінка експлуатаційних властивостей оливи

РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА
лабораторним аналізом (методом «Оливної плями»). Оцінка технічного стану двигуна в процесі експлуатації проводилась компресометром.

Фізико-хімічні властивості газового конденсату досліджувались шляхом порівняння з властивостями стандартного бензину А-80. Після досягнення двигуном автомобіля граничного стану, що характеризувався підвищеною димністю, зниженням компресії до 0,7 МПа, підвищеною витратою палива до 10 л/100 км, автомобіль знімався з експлуатації і проводилась його технічна експертиза. Оцінювання технічного стану проводилось за високо- низькотемпературними відкладеннями і зношуванням деталей кривошипно-шатунного і газорозподільного механізмів двигуна. Фізико-хімічні властивості газового конденсату наведені в таблиці 1.

За фракційним складом газового конденсату можна визначити температуру довкілля, за якої можливий легкий, задовільний і неможливий пуск двигуна.

Температура довкілля, при якій відбувається легкий пуск двигуна визначається:

$$t_{ii} > (t_{10\%} / 1,25) - 59, \quad (1)$$

$$t_{ii} = (58 / 1,25) - 59 = -12,6^\circ.$$

Те саме для задовільного пуску

$$t_{ci} \geq 0,679t_{10\%} - 61,5, \quad (2)$$

$$t_{ci} \geq 0,679 \cdot 58 - 61,5 = -22,1^\circ.$$

Температура довкілля, нижче якої практично неможливий пуск холодного двигуна визначається:

$$t_{ii} \leq 0,657t_{10\%} - 61,5, \quad (3)$$

$$t_{ii} \leq 0,657 \cdot 58 - 61,5 = -23,4^\circ.$$

За температурою 10% википання бензину можна визначити також температуру довкілля, за якої можливе утворення парових пробок у системі живлення двигуна і перебої в його роботі за рахунок парових пробок

$$t_{ii} \geq 2(t_{10\%} - 46,5), \quad (4)$$

$$t_{ii} \geq 2(58 - 46,5) = 23^\circ.$$

Температура 50% википання конденсату пов'язана прямолінійною залежністю з температурою горючої суміші у впускному трубопроводі, і за якої закінчується прогрівання двигуна:

$$t_{u|c|} = (t_{50\%} - 50) / 2, \quad (5)$$

$$t_{u|c} = (96 - 50) / 2 = 23^\circ .$$

Залежність зміни динамічності автомобіля порівняно з умовно нормативною (%) від температури википання 50% конденсату має вигляд:

$$\Delta D = 100 - 25(t_{50\%} - 90)^{0.75}, \quad (6)$$

$$\Delta D = 100 - 25(96 - 90)^{0.75} = 4,2\% .$$

За температурою 90% википання конденсату можна визначити зміну робочого спрацювання деталей двигуна порівняно з нормальним:

$$\Delta_{ci} = 100 - 0,03(t_{90\%} - 160)^2, \quad (7)$$

$$\Delta_{ci} = 100 - 0,03(170 - 160)^2 = 97\% .$$

Отже, на основі наведених розрахунків можна сказати, що конденсат, як автомобільне паливо, задовольняє вимогам стандарту (ДСТУ4063-2001) за наведеними в таблиці 1 показниками. Він буде повністю випаровуватися і згоряти в двигуні, зміна динамічності двигуна є незначною, лако- і нагаороутворення на деталях двигуна і їх значного спрацювання не буде проходити.

Звідси видно також, що газовий конденсат має меншу температуру випаровування, що призводить до утворення парових пробок у паливопроводах системи живлення у літній період експлуатації, порушення процесу сумішоутворення з повітрям і згоряння палива. При цьому в карбюраторі змінюється рівень палива у поплавцевій камері карбюратора під тиском газу у циліндрі, і рівень палива збільшується. Цей недолік усувається так: у каністру з газовим конденсатом заливається вода – кип'яток ($t^\circ\text{C} = 100^\circ\text{C}$) з розрахунку на 30 л газового конденсату 5 л води. Під час змішування води з газовим конденсатом останній починає кипіти і при цьому виділяється газ. Коли газовий конденсат охолоне, то між водою і газовим конденсатом утворюється осад. Вода важча і опускається вниз. Треба акуратно відокремити газовий конденсат від води і тоді його можна застосовувати в системі живлення двигуна.

Інший спосіб підготовки газового конденсату в польових умовах полягає ось у чому: заповнюється газовий конденсат у бідон будь-якої ємності із вмонтованим у нього тенном на 90%. Зверху відводиться трубка, яка проходить крізь охолоджувач. Ця система повинна бути герметичною. Під час кипіння утворюється газ, який поступає трубкою і охолоджується, при цьому утворюється бензин, який трубкою зливається в каністру, а важкі фракції залишаються в бідоні. Бензин використовується в системі живлення двигуна під час його роботи в реальних умовах експлуатації.

Характерним при використанні газового конденсату в двигуні є необхідність установаження пізнього запалення, що забезпечує бездетонаційні

згорання палива, роботу двигуна і помірні зноси деталей кривошипно-шатунного механізму.

Таким чином, оцінка забруднення деталей поршнєвої групи двигуна показала, що високотемпературні відкладення (нагари, лаки) на днищі і юбці поршня і в поршнєвих канавках мають сірий і світлокоричневий колір, що близько до технічного стану поршнів при роботі на стандартному бензині А-80.

Низькотемпературні відкладення на деталях двигуна – оливний піддон, сітка оливозабірника, пружини газорозподільного механізму і кришка головки блока циліндрів – є незначні і близькі до таких при роботі на стандартному бензині А-80.

За час експлуатаційних випробовувань знос циліндрів склав 0,4 мкм/1000 км пробігу, а знос колінчастого вала 0,2 мкм/1000 км, що забезпечило пробіг автомобіля 240000 км, що в 1,5 рази більше пробігу на бензині.

При проведенні досліджень на стенді тягових властивостей в лабораторії ІФНТУНГ ми визначили витрату палива при використанні суміші газового конденсату і бензину А-80 ТУ У 00149943.501-98 в різних пропорціях. Результати, отримані під час досліджень наводимо в таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати досліджень суміші бензину і газового конденсату на стенді тягових властивостей К467М

№п/п	Назва параметрів	Величина		
1	Вміст газового конденсату в паливній суміші, %	0	50	100
2	Об'єм палива, що витрачений за час Тек, мл	1000	1000	1000
3	Маса палива, що витрачена, г	745	745	745
Без навантаження				
4	Час, за який витрачено паливо, сек	532	487	417
5	Вміст СО в відхідних газах, %	1,5	1,4	1,2
6	Вміст СН в відхідних газах, $\times 100 \text{ млн}^{-1}$	14	15	18
Під навантаженням				
7	Покази ваги навантаження, кг	5	5	3
8	Час, за який витрачено паливо, сек	301	267	252
9	Вміст СО у відхідних газах, %	1,7	1,8	1,6
10	Вміст СН в відхідних газах, $\times 100 \text{ млн}^{-1}$	15	15	16

Обробку отриманих результатів здійснюємо за нищенаведеними формулами, і результати обрахунків заносимо в таблицю 3.

Годинна витрата палива G_T визначається за формулою:

$$G_T = A \cdot \frac{\Delta G_T}{T_{e\dot{e}}}, \quad (8)$$

де A – коефіцієнт, що рівний 3,6, якщо $T_{e\dot{e}}$ виражено в секундах;

ΔG_T – маса палива, що витрачена за час $T_{ек}$, г.

Ефективна потужність двигуна N_e визначається за формулою:

$$N_e = C_2 \cdot P_T \cdot n_T, \quad (9)$$

де C_2 – постійна величина, що дорівнює $C_2 = 0,735 \cdot 10^{-3}$;

P_T – покази ваги навантаження, кг;

n_T – число обертів електродвигуна навантаження, c^{-2}

Величину питомої витрати палива, г/(кВт·год.), визначаємо за формулою:

$$g_e = \frac{10^3 \cdot G_T}{N_e}, \quad (10)$$

Таблиця 3 – Результати обрахунків стендових випробувань

№п/п	Назва параметрів	Величина		
		0	50	100
1	Вміст газового конденсату в паливній суміші, %	0	50	100
Без навантаження				
2	Годинна витрата палива G_T , кг/год	5,04	5,51	6,43
Під навантаженням				
3	Годинна витрата палива G_T , кг/год	8,91	10,04	10,64
4	Ефективна потужність двигуна N_e , кВт	7,35	7,35	4,41
5	Питома витрата палива, г/(кВт·год)	1212,24	1365,99	2412,70

В результаті проведення досліджень на стенді К467М з двигуном ЗИЛ-130 при його роботі на холостому ході і за допомогою газоаналізаторів 121 ФА-01(СО) і 123 ФА-01 (СН) було отримано значення витрати палива і вмісту СО і СН в відхідних газах, в залежності від вмісту в паливі газового конденсату, залежність яких показана на рисунках 1-3.

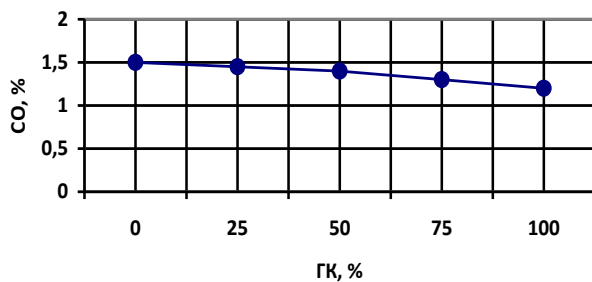


Рисунок 1 – Графік зміни показників CO у відпрацьованих газах двигуна залежно від вмісту в паливі ГК

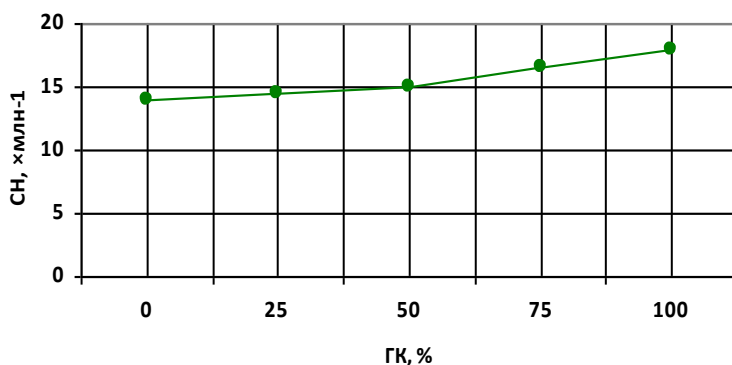


Рисунок 2 – Графік зміни показників CH у відпрацьованих газах двигуна залежно від вмісту в паливі ГК

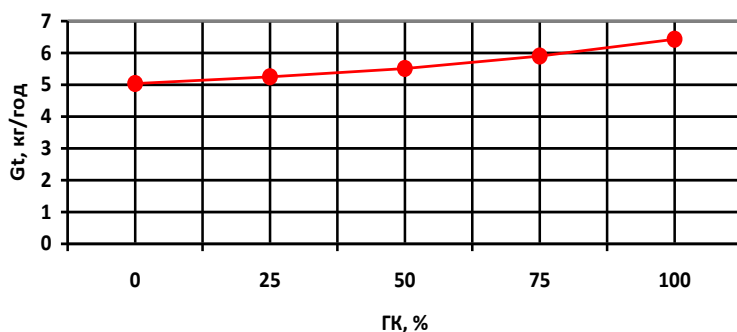


Рисунок 3 – Графік зміни годинної витрати палива G_t , на двигуні ЗИЛ-130 залежно від вмісту в паливі ГК

Висновок. На основі наведених вище розрахунків можна зробити висновок про те, що газовий конденсат, як автомобільне паливо, відповідає вимогам що наведені в таблиці 1. Під час експлуатації він буде повністю випаровуватися і згоряти в двигуні, динамічність двигуна майже не змінюється, лако- і нагаороутворення на деталях двигуна не буде. Також газовий конденсат має меншу температуру випаровування, що призводить до утворення парових пробок у паливопроводах при високих температурах навколишнього середовища, але цей недолік можна усунути.

Отже, як видно із графіків, при збільшенні процентного вмісту газового конденсату в паливі вміст оксидів вуглецю (CO) у відпрацьованих газах

РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА зменшується, але незначно зростає в них кількість вуглеводнів (СН). Однак таке їх незначне зростання знаходиться в межах норми [6]. Також можна спостерігати незначне збільшення витрати палива зі збільшенням вмісту газового конденсату, але, враховуючи його низьку ціну, це збільшення є несуттєвим.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Великовський А. С. Газоконденсатные месторождения / А. С. Великовский, В. В. Юшкин. – М., 1959.
2. Руководство по добыче, транспорту и переработке природного газа. – М., 1965.
3. Гаєва Л. І. Використання експлуатаційних матеріалів і економія паливно-енергетичних ресурсів [Текст] /Л. І. Гаєва, М. В. Гордійчук. – Івано-Франківськ : Факел, 2001. – 274 с.
4. Дудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування. Технологія : Підручник / О. А. Дудченко. – К. : Вища шк., 2007. – 527 с.
5. Горючие, смазочные материалы [Текст] : энциклопедический толковый словарь-справочник [ред.-упоряд. М. Школьников]. – М. : Техинформ, 2007. – 545 с.
6. ДСТУ 4277-2004. Норми і методи вимірювань вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі. – К., 2004. – 8 с.

Дмитренко В.С., Гаєвая Л.И., Негри В.В., Федык И.М. ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОВОГО КОНДЕНСАТА В БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В Украине существует проблема уменьшения затраты моторных топлив в бензиновых двигателях внутреннего сгорания. Решается эта проблема путем использования газового конденсата в качестве альтернативного топлива, которое имеет высокие физико-химические и эксплуатационные показатели и обеспечивает увеличение моторресурса двигателя в 1,5 раза.

Ключевые слова: альтернативное топливо; газовый конденсат; двигатель; отходные газы.

Dmytrenko V.S., Gayeva V.S., Negry V.V., Fedyk I.M. RESEARCH IN USING GAS RUNBACK IN PETROL INTERNAL COMBUSTION ENGINES

There is a problem of diminishing expensire of agile fuels in petrol combustion engines in Ukraine. This problem can be solved by using gas runback as alternative fuel which has high physical, chemical and operating indexes and provides increase in motor potential of the engine by 1,5 times.

Key words: alternative fuel; gas runback; engine; exhaust-gas.

УДК 629.12.01.001.2.004.12(04)
А 47

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЯ В ХОДОВОМ КОНЦЕ ТРОСА ЛИНЕМЁТНОГО УСТРОЙСТВА

*Алексенко В.Л., Исаев Е.А.,
Вуз «Херсонский государственный морской институт»,
Сулов В.П.,*

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев

Предложена инженерная методика определения усилий в ходовом конце троса линемётного устройства на начальном участке траектории. Приведены результаты исследовательских расчётов.

Ключевые слова: линемет, расчет усилий.

Введение. Для передачи с судна толстого тяжелого швартова на берег, причал или другое судно один конец бросательного конца ввязывается в огон швартова, а к другому привязывается лёгкость (колотуша) – мешочек наполненный песком. Передача бросательного конца производится следующим образом: матрос, находящийся на борту судна, набрав в левую руку несколько шлагов (петель) бросательного конца, правой рукой раскручивает конец с лёгкостью и бросает его на причал. Там, приняв бросательный конец, тянут его к себе и таким образом перетягивают швартов на причал. Изготовление и использование бросательного конца никаких расчётов, кроме хорошей морской практики, не требуют.

Для забрасывания линия или прочного троса на большие расстояния при проведении аварийно-спасательных или других работ применяют специальные мортирки: небольшие короткоствольные пушки – линемёты, использующие для забрасывания ходового конца, как энергию пиропатрона, так и пневматический или реактивный (ракета) принципы. Проектирование подобной артсистемы требует выполнения значительного объёма динамических расчетов, в том числе прочности ходового конца линия и его соединения со снарядам.

Актуальность исследований. Особенностью расчета динамической системы снаряд-трос является действие короткого импульса, подобного приведенному на осциллограмме (рисунок 1), полученной авторами при испытаниях мощного устройства подобного типа.

Справочники и исследования [1-4] по деформируемым и недеформируемым сплошным гибким нитям ориентированы на якорно-швартовные устройства и не содержат методик пригодных для определения максимальных усилий в ходовом конце линия.

Постановка задачи. Ниже предлагается инженерная методика определения расчётного максимального усилия в ходовом конце,

возникающего на начальном участке траектории в период действия пневматического или пиротехнического заряда.

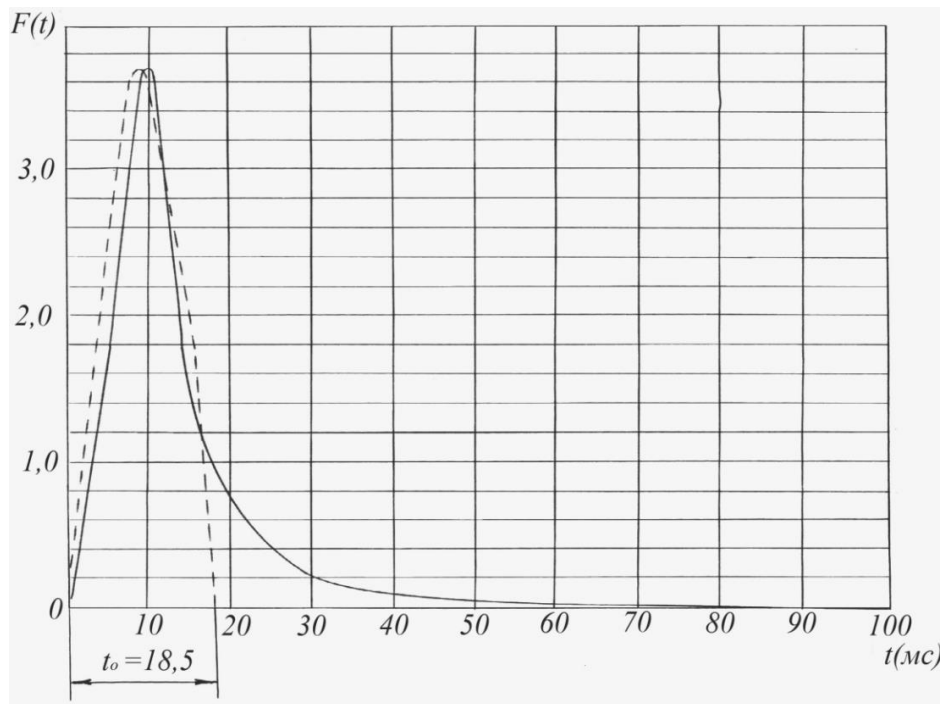


Рисунок 1 – Зависимость движущей силы от времени

Для нахождения усилия, возникающего в точке крепления линя к снаряду $S(t)$ можно применить приближенный метод, если выполняются следующие условия:

- уложенный в кассету линь имеет прямолинейный ходовой конец длиной h и первый шаг H , как показано на рисунке 2 ;

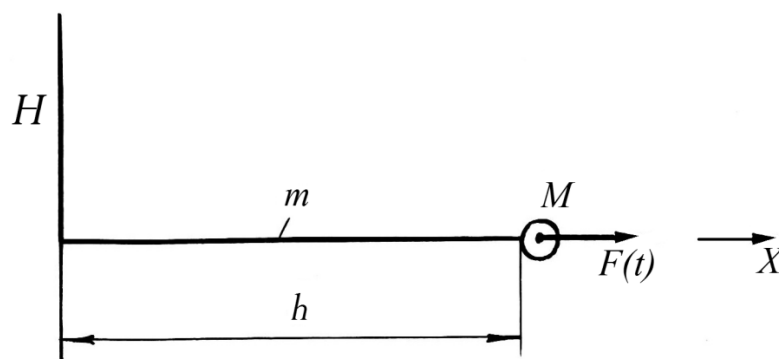


Рисунок 2 – Упрощенная расчетная схема укладки линя

- вовлечение дополнительных участков линя на пути H происходит непрерывно;

- масса линя, вовлекаемая в движение в рассматриваемый отрезок времени, значительно меньше массы M снаряда, т.е. $m(H+h) \ll M$, где m – погонная масса троса;

- линейная деформация линя слабо влияет на изменение усилия $S(t)$, что будет иметь место, если период низшей формы собственных колебаний системы «снаряд-лечь» рассматриваемой как свободная (незакрепленная) система, значительно больше времени нарастания усилия $F(t)$;

- реальный импульс движущей силы (рисунок 1) с приемлемой точностью аппроксимируется синусоидальным той же амплитуды F_a (пунктир)

$$F(t) = F_a \sin \pi t / t_0 \quad 0 \leq t \leq t_0 \quad (1)$$

$$F(t) = 0 \quad t > t_0$$

Основная часть. Исходные данные:

M – масса снаряда;

m – погонная масса линия;

h – начальный прямой участок линия;

$F(t)$ - усилие, действующее на снаряд на активном участке траектории.

Учитывая указанные выше условия, можно считать, что ускорение снаряда $a(t)$ определяется только силой $F(t)$, т.е. пренебрегать влиянием силы $S(t)$, что приведет к некоторому превышению $a(t)$, а следовательно и $S(t)$, т.е. с ошибкой в безопасную сторону

$$a(t) = F(t) / M. \quad (2)$$

Такие же ускорения и соответствующие скорости будут иметь все вовлеченные в движение элементы линия. Усилие $S(t)$ будет определяться суммой сил инерции вовлеченной в движение части троса, а также дополнительного усилия $\Delta S(t)$, необходимого, чтобы сообщать заданную (мгновенную) скорость, непрерывно вовлекаемым в движение его элементам.

$$S(t) = a(t)(mh + \Delta M) + \Delta S(t), \quad (3)$$

где

$$\Delta M = \int_0^t m v(t); \quad v(t) = \int_0^t a(t) dt$$

или

$$\Delta M = m \int_0^t \int_0^t a(t) dt^2 .$$

Дополнительное усилие $\Delta S(t)$ определяется из условия, что за время Δt элемент линия, имеющий массу $mdx = mv(t)dt$, получает скорость $v(t)$, т.е. количество движения, равное $mv^2(t)dt$. Следовательно:

$$\Delta S(t) \Delta t = mv^2(t) \Delta t,$$

откуда

$$\Delta S(t) = m v^2(t) \quad (3)$$

Учитывая полученные зависимости, окончательно можно записать

$$S(t) = \frac{mh}{M} \left\{ F(t) \left[I + \frac{I}{hM} \int_0^t \int_0^t F(t) dt^2 \right] + \frac{I}{hM} \left[\int_0^t F(t) dt \right]^2 \right\} \quad (4)$$

Время t изменяется в пределах $0 \leq t \leq t_{max}$, где t_{max} определяется из условия

$$\int_0^{t_{max}} \int_0^{t_{max}} a(t) dt^2 = H \quad (5)$$

Формулу (4) можно применять для определения усилия в любом сечении троса $S(x,t)$, где x – расстояние рассматриваемого сечения от точки крепления. При этом вместо h необходимо в (4) подставить величину $(h - x)$.

Максимальное растягивающее усилие в лине возникает в точке его крепления к снаряду с некоторым запаздыванием по отношению к моменту максимального значения силы $F(t)$.

Аппроксимируя движущую силу $F(t)$ формулой (1) приходим к следующим выражениям для усилия

$$\bar{S} = \frac{mh}{M} \left[\left(1 + \frac{u}{h} \right) \sin \frac{\pi t}{t_0} + \frac{M}{F_a h} \dot{u}^2 \right], \quad (6)$$

а также скорости перемещения ходового конца

$$\dot{u} = \beta \left(1 - \cos \frac{\pi t}{t_0} \right), \quad (7)$$

$$u = \beta \left(t - \frac{t_0}{\pi} \sin \frac{\pi t}{t_0} \right), \quad (8)$$

где

$$\bar{S}(t) = \frac{S(t)}{F_a}; \beta = F_a t_0 / (M \pi). \quad (9)$$

Поскольку аналитическое отыскивание экстремума функции (6) связано с нахождением корня трансцендентного уравнения, рекомендуется максимальное усилие в лине определять непосредственным вычислением ряда значений $\bar{S}(t)$ в интервале $(0, t_0)$.

В таблице 1 даны результаты вычислений по формулам (6) – (9) для двух синусоидальных импульсов движущей силы. Варьируется тип троса и длина ходового конца. Вычисления заканчиваются, когда снаряд проходит дульный срез ($u = 1\text{м}$). Газы при этом устремляются в окружающую среду, и давление на снаряд резко падает. Усилие в ходовом конце начинает уменьшаться в связи с торможением.

Рекомендации по практической методике расчёта. Расчёт прочности линия включает следующие этапы:

1. Определение параметров импульса движущей силы.
2. Вычисление наибольшего усилия в ходовом конце линия.
3. Сравнение наибольшего усилия с разрывным.

Таблиця 1 – Параметри руху і зусилля на ходовому кінці лінії

$F_a = 3,7 \cdot 10^6 \text{ Н}; t_o = 0,0185 \text{ с}$							
$\frac{t}{t_o}$	$10^{-6}F(t)$ (Н)	\dot{u} (м/с)	u (м)	$M/m=97,4\text{м.}$		$M/m=33,3\text{м.}$	
				$10^2 \cdot \bar{S}(t)$	$10^2 \cdot \check{S}(t)$	$10^2 \cdot \bar{S}(t)$	$10^2 \cdot \check{S}(t)$
I	2	3	4	5	6	7	8
0	0	0	0	0	-	0	-
0,1	1,14	8,20	$5,08 \cdot 10^{-3}$	0,321	1,04	0,939	3,04
0,2	2,17	32,0	$4,00 \cdot 10^{-2}$	0,665	1,13	1,94	3,30
0,3	2,99	69,1	0,132	1,11	1,38	3,25	4,02
0,4	3,52	116,0	0,302	1,76	1,85	5,13	5,39
0,5	3,7	168,0	0,563	2,62	2,62	7,65	7,65
0,6	3,52	219,0	0,922	3,61	3,80	10,6	11,1
0,619	3,44	229,0	1,00*	3,80	4,08	11,1	11,9
$F_a = 1,91 \cdot 10^6 \text{ Н}; t_o = 0,031 \text{ с}$							
0	0	0	0	0	-	0	-
0,1	0,590	7,10	$7,36 \cdot 10^{-3}$	0,323	1,05	0,944	3,06
0,2	1,12	27,7	$5,80 \cdot 10^{-2}$	0,692	1,18	2,02	3,44
0,3	1,55	59,8	0,191	1,24	1,53	3,62	4,47
0,4	1,82	100,0	0,437	2,11	2,21	6,15	6,47
0,5	1,91	145,0	0,917	3,34	3,34	9,74	9,74
0,538	1,90	162,0	1,00*	3,88	3,91	11,3	11,4
$F_a = 3,7 \cdot 10^6 \text{ Н}; t_o = 0,0185 \text{ с};$							
0	0	0	0	0	-	0	-
0,1	1,14	8,20	$5,08 \cdot 10^{-3}$	0,163	0,527	0,475	1,54
0,2	2,17	32,0	$4,00 \cdot 10^{-2}$	0,363	0,617	1,06	1,80
0,3	2,99	69,1	0,132	0,697	0,862	2,04	2,52
0,4	3,52	116,0	0,302	1,27	1,33	3,70	3,89
0,5	3,70	168,0	0,563	2,11	2,11	6,15	6,15
0,6	3,52	219,0	0,922	3,13	3,29	9,13	9,60
0,619	3,44	229,0	1,00*	3,32	3,56	9,71	10,4
$F_a = 1,91 \cdot 10^6 \text{ Н}; t_o = 0,031 \text{ с};$							
0	0	0	0	0	-	0	-
0,1	0,590	7,10	$7,36 \cdot 10^{-3}$	0,165	0,532	0,481	1,56
0,2	1,12	27,7	$5,80 \cdot 10^{-2}$	0,390	0,664	1,14	1,94
0,3	1,55	59,8	0,191	0,824	1,02	2,41	2,97
0,4	1,82	100,0	0,437	1,62	1,70	4,72	4,97
0,5	1,91	145,0	0,817	2,82	2,82	8,24	8,24
0,538	1,90	162,0	1,00*	3,37	3,40	9,86	9,93

*) пройдений шлях дорівнює довжині стовпа, тиск на торці толкателя падає на декілька порядків.

Первый пункт является задачей внутренней баллистики. Предполагается, что закон движущей силы во времени установлен экспериментально или рассчитывается по специальной методике.

Второй этап рекомендуется выполнить по методике приведенной выше, что, как показали исследования с уточнёнными расчётными схемами, обеспечивает приемлемую для практики точность.

В особых случаях, когда, например, необходимо оценить тот или иной вариант укладки линия в кассету, рекомендуется детально проанализировать движение рассматриваемой системы с помощью алгоритма предложенного авторами в работе [5].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Судовые устройства : Справочник / [Под ред. М. Н. Александрова] – Л : Судостроение, 1987. – 656 с.
2. Циммерман Г. Г. Численная модель динамики якорной цепи. // Совершенствование судовых устройств и гибких конструкций : сб. научн. тр. – Николаев : НКИ, 1986. – С. 102-115.
3. Шапиро Л. Г. Расчёт якорной системы плавучего сооружения с учётом растяжения связей // Судостроение. – 1986. – №3. – С. 12-13.
4. Берто Г. О. Океанографические буи. – Л. : Судостроение, 1967.
5. Исследование вопросов взаимодействия внешних и внутренних сил, действующих на гидродинамический тормоз якорного устройства и разработка методик расчёта прочности : Ч. 2. – Николаев, 1987. – Технический отчёт НИР по договору 2.1.Пр. 873, № гос. рег. 01.87.0 016822 (заключительный)

Алексенко В.Л., Исаев Є.О., Суслов В.П. ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЛЯ В ХОДОВОМУ КІНЦІ ТРОСА ЛІНЕМЕТНОГО ПРИСТРОЮ
Запропоновано інженерну методику визначення зусиль у ходовому кінці троса лінеметного пристрою на початковій ділянці траєкторії. Наведено результати дослідницьких розрахунків.
Ключові слова: лінемет, розрахунок зусиль.

Aleksenko V.L., Isaev E.A., Suslov V.P. ON DETERMINATION OF FORCE IN NAVIGATING THE END OF THE TETHER LINETHROWING GUN DEVICE
An engineering method of determining force in running the end of the tether line-throwing gun device in the initial trajectory is proposed. The results of the research calculations are given.
Key words: linimet, calculation of force.

АВТОМАТИЗОВАНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕПОКСИКОМПОЗИТНИХ ПОКРИТТІВ ПРИ ЗГІНАННІ

*Букетов А.В., Івченко В.В.,
ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»,
Стухляк П.Д., Чихіра І.В.,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
Трембач Р.Б.,
Тернопільський національний економічний університет*

У роботі розроблено автоматизовану установку для дослідження фізико-механічних властивостей захисних покриттів на основі полімерів при згинанні. Проведено експериментальні дослідження фізико-механічних властивостей епоксидних композитних покриттів, нанесених на металеву основу. Обґрунтовано механізм підвищення точності досліджень внаслідок зменшення тертя між елементами розробленого пристосування і умов деформування взірця.

Ключові слова: властивості, покриття, смола.

Постановка проблеми. Завдяки високим експлуатаційним властивостям епоксидні композити знаходять все більш широке застосування у вигляді конструкційних матеріалів у електрометалургії, машинобудуванні, хімічній та харчовій промисловості. Підвищені вимоги до надійності, технології ремонту машин і механізмів в умовах тривалої експлуатації під впливом агресивних середовищ викликають необхідність досліджень, спрямованих на дослідження деформаційних і міцнісних властивостей полімерних композитних матеріалів (ПКМ). У цьому плані першорядне значення має вибір параметру оцінки динамічних властивостей матеріалів за двома основними критеріями: роботі, необхідної для розвитку процесів деформування і руйнування зразків певної форми з одного боку, та використання напружено-деформаційних характеристик матеріалів (група силових параметрів) з іншого [1].

Одним з енергетичних параметрів, який широко використовують при аналізі напруженого деформованого стану матеріалів, є динамічна характеристика залежності відносної деформації від граничної сили при різних швидкостях навантаження зразка. Силові параметри у свою чергу об'єднують сукупність таких характеристик, як руйнівне напруження, граничні деформації руйнування, модуль пружності та ін. Аналіз результатів попередніх досліджень показує, що практично усі дослідники приділяють основну увагу лише одній з названих груп: енергетичних або силових [1]. Даний підхід не дає повного уявлення про поведінку матеріалу при динамічному навантаженні, позаяк у процесі деформування ПКМ на межі поділу фаз «матриця-наповнювач» виникає локалізація напружень руйнування. Даний фактор викликає швидке зростання критичних величин напружень, що призводить до мікрокогезійного розтріскування на межі поділу фаз і подальше руйнування матеріалу в цілому. Отже, фізико-

механічні характеристики ПКМ залежать від когезійної міцності системи «матриця-наповнювач», а оцінка динамічних властивостей композитів повинна проводитись на підставі узагальнення енерго-силових параметрів епоксикомпозитних матеріалів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з основних способів визначення енерго-силових параметрів міцності ПКМ є випробування в умовах згину. Це пов'язано з простою схемою навантаження зразків, наявністю адекватного математичного опису їх поведінки, а також з можливістю досліджень апарату для оцінки широкого комплексу механічних характеристик. Підхід при оцінюванні енергетичних і силових параметрів зразка у результаті деформації дозволяє:

- дослідити динаміку кількісних змін параметрів зразка у процесі деформування, що дозволяє якісно оцінити енергію когезійних зв'язків у ПКМ;

- наочно сконцентрувати на одній координатній площині безліч експериментальних даних, при різних режимах навантаження зразка;

- встановити одночасний оптимум руйнуючих напружень при заданому модулі пружності залежно від деформації зразка.

Однак, відомі методики дослідження матеріалів на згинання (ГОСТ 4648-71) мають ряд недоліків: наявність сил тертя між зразком і опорами при його деформації, локальним накладанням згинаючих сил, нерівномірністю прикладання сили деформації або руйнуванням поза зоною дії максимальних напружень [2]. У зв'язку з цим необхідно відзначити, що похибки, викликані даними факторами досить істотні, оскільки коефіцієнт тертя залежить від стану поверхні матеріалу, що випробовують, швидкості відносного руху поверхонь тертя і їх геометричної форми. Крім цього, нерівномірність навантаження на зразок призводить до виникнення тангенціальних деформацій і веде до руйнування зразка поза зоною максимальних напружень, що, фактично, спотворює форму діаграми деформування. Все це значно спотворює інформацію про реальний характер деформації ПКМ і може призвести до невірних оцінок характеристик матеріалів. Отже, для правильної оцінки фізико-механічних властивостей ПКМ необхідно використовувати точніші методики, які включають визначення енерго-силових параметрів при мінімізації вище перерахованих похибок під час дослідження. Тому у даній роботі розглядаються методичні питання випробувань ПКМ при згинанні, обговорюються основні закономірності деформування та руйнування, котрі спостерігають при дослідженнях полімерних композитів і захисних покриттів на їх основі. Особливо актуальними є дослідження матеріалів наповнених дисперсними частками різної фізичної природи для встановлення основних шляхів вдосконалення відомих методик дослідження деформацій матеріалів при згинанні, що спрямовані на максимальне зменшення похибок отриманих результатів випробувань. Доцільним було б проводити дослідження зразків у вигляді металевої основи з нанесеним на неї епоксикомпозитом.

Мета роботи – розробка автоматизованої установки для дослідження фізико-механічних властивостей захисних покриттів при згинанні.

Матеріали для досліджень. У якості об'єкта досліджень обрано промисловий епоксидний олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84), котрий характеризується високою адгезійною і когезійною міцністю, невеликою усадкою при формуванні у виробі, також достатніми технологічними властивостями при нанесенні на поверхні зі складним профілем та розвинутою сировинною базою в Україні. Для полімеризації епоксидних композицій використовували затверджувач поліетиленполіамін ПЕПА (ТУ 6-05-241-202-78). При формуванні одношарових композитних покриттів (КП) з рівномірним розподілом двокомпонентного полідисперсного наповнювача у епоксидний зв'язувач вводили частки коричневого шламу (КШ) з дисперсністю 63 мкм і вмістом 40 мас.ч., діоксиду титану з дисперсністю 10-20 мкм і вмістом 60 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомеру ЕД-20 і 10 мас.ч. ПЕПА (тут і далі за текстом вміст наповнювача наведено у мас.ч. на 100 мас.ч. зв'язувача). При формуванні функціонально-градієнтних покриттів вводили КШ і діоксид титану при тому ж вмісті і додатково вводили карбід кремнію при вмісті 80 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомеру ЕД-20.

Одношарові покриття з рівномірним розподілом двокомпонентного дисперсного наповнювача формували за такою технологією: дозування компонентів, їх гідродинамічне суміщення, введення затверджувача ПЕПА і затвердження композиції. Затверджували покриття за експериментально встановленим режимом. Далі проводили дослідження зразків.

Функціонально-градієнтні покриття формували за такою технологією:

– формування адгезійного шару товщиною 100 мкм, котрий містить частки КШ і діоксиду титану; витримка упродовж 2 год. при температурі $T = (293 \pm 2) \text{ K}$ для забезпечення взаємодії між шарами функціонально-градієнтного покриття;

– нанесення корозійностійкого шару товщиною 200 мкм не пізніше, ніж за 2 год. після нанесення адгезійного шару, котрий містить карбід кремнію; витримка покриття упродовж 72 год. при температурі $T = (293 \pm 2) \text{ K}$. Для стабілізації структуруючих процесів у матеріалі взірці витримували протягом $\tau = 60$ год на повітрі при температурі $T = 293 \pm 2 \text{ K}$ з наступним проведенням випробувань на згинання.

Для досліджень у вигляді основи використовували плоский взірець зі сталі Ст.3, на котрий з одного боку основи наносили покриття. Геометричні характеристики взірця з покриттям наступні:

– товщина: основи – $1,00 \pm 0,01$ мм, покриття – 0,4-1,4 мм;

– довжина: основи – $90 \pm 0,1$ мм, покриття – $25 \pm 0,1$ мм, відстань між опорами – $85 \pm 0,1$ мм;

– ширина: основи і покриття: $10 \pm 0,1$ мм.

За результатами досліджень будували криві залежності «навантаження (P) – прогин (Δl)» для взірців з покриттями. Потім визначали модуль пружності, максимальні значення тангенціальних і нормальних напружень, котрі характеризують відповідно адгезійну та когезійну міцність покриттів.

Розробка автоматизованої установки для дослідження фізико-механічних властивостей захисних покриттів при згинанні. Розроблені пристосування (рис. 1, 2) можна встановлювати на будь-якій випробувальній машині з межею вимірювання зусилля 104 Н з похибкою випробувань не більше 1 % і з постійною швидкістю переміщення індентора з похибкою не більше 2 %.

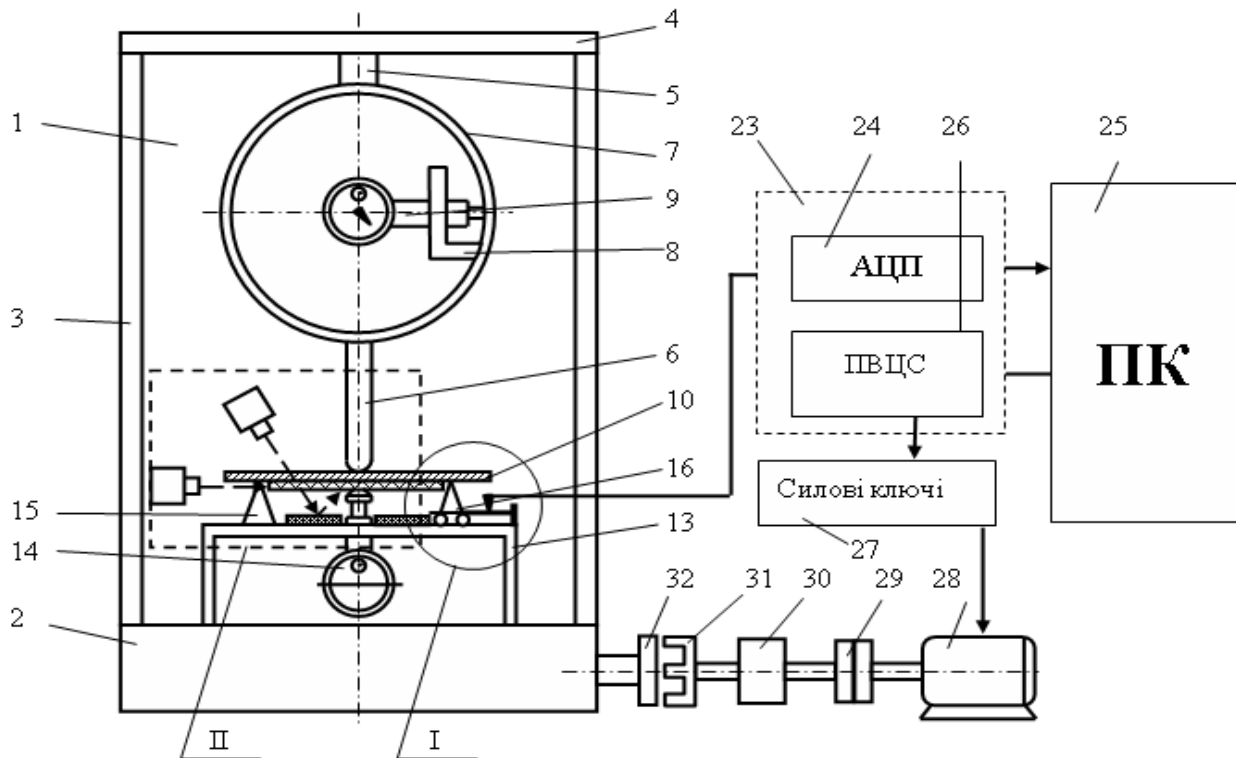


Рисунок 1 – Схема автоматизованої установки для дослідження фізико-механічних властивостей захисних покриттів при згинанні:
 1 – корпус; 2 – несуча рама; 3 – стійки; 4 – верхня опора; 5 – гвинт; 6 – індентор; 7 – навантажувальне колесо; 8 – захват; 9 – індикатор; 10 – взірць; 11 – металева основа взірця; 12 – захисне покриття; 13 – несуча опора; 14 – індикатор; 15 – нерухома опора; 16 – рухома опора; 17 – дзеркала; 18, 19 – цифрові камери; 20 – тензорезистор; 21 – пружина; 22 – шток; 23 – плата вводу-виводу дискретних сигналів; 24 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 25 – персональний комп'ютер (ПК); 26 – порт виводу цифрових сигналів (ПВЦС); 27 – силові ключі; 28 – кроковий двигун; 29 – компенсаційна муфта; 30 – редуктор; 31 – захват; 32 – маховик.

Автоматизована установка для дослідження фізико-механічних властивостей захисних покриттів при згинанні містить розривну машину 1, яка обладнана системою вимірювання похибки навантаження до 1 % від максимального навантаження. Розривна машина 1 містить несучу раму 2, на якій кріпляться стійки 3, що з'єднані верхньою опорою 4. До верхньої опори 4 кріпиться гвинт 5, що здійснює рівномірно-поступальний рух індентора 6 через навантажувальне колесо 7, на котрому кріпиться захват 8 з індикатором 9, що призначений для вимірювання величини навантажувального зусилля.

Зовнішнє зусилля через індентор 6 здійснює деформацію і руйнування зразка 10, останній містить металеву основу 11 і захисне покриття 12. Така схема пристосувань для забезпечення рівномірного поступального руху індентора 6 через навантажувальної колесо 7 дозволяє досліджувати взаємодію інгредієнтів у композитному покритті та їх вплив на експлуатаційні характеристики композитних гетерогенних матеріалів. У роботі [2] показано, що фактори, котрі впливають на похибку вимірів діаграм деформування взірців, залежать від історії навантажування зразка і визначають характер кривої деформування. Тільки закон навантаження $V = \text{const}$ дозволяє не враховувати історію навантаження, що забезпечує отримання достовірних результатів випробувань.

Зразок 10 розміщений на пристосуванні, яке складається з несучої опори 13, у центрі якої жорстко закріплений індикатор 14, призначений для вимірювання величини деформації зразка. Також на пристосуванні розміщена нерухома 15 та рухома 16 опори, конструкція яких забезпечує максимальне зменшення коефіцієнту тертя між стінками зразка і вершиною опор, що дозволяє збільшити точність вимірювань. Така схема встановлення зразка забезпечує зменшення сили тертя між поверхнею досліджуваного матеріалу і вершиною опор. Крім цього, опора 16 може здійснювати переміщення в осьовому напрямку, що дозволяє досліджувати зразки різної довжини, а також забезпечує рівномірність навантаження через індентор 6. Вимірювання величини прогину зразка проводять індикатором 14, який жорстко закріплений у центрі несучої опори 13.

Пристосування додатково обладнане дзеркалами 17, котрі забезпечують можливість аналізу процесу розтріскування захисного покриття за допомогою цифрової камери 18 і його відшаровування за допомогою цифрової камери 19. При цьому цифрова камера 18 розміщена під кутом $45 \dots 60^\circ$ до осі індентора, що дозволяє шляхом використання дзеркал 17 фіксувати момент утворення тріщини і її приросту. Розміщення цифрової камери 19 на площині адгезійного зчеплення захисного покриття і основи, дозволяє аналізувати процес відшарування захисного покриття від нього.

Установка обладнана автоматизованою системою управління експериментом, котра складається з тензорезистора 20, що закріплений на пружині 21, з'єднаної з рухомою опорою 16 і штоком 22. При цьому тензорезистор 20 з'єднаний з платою вводу-виводу дискретних сигналів з гальванічною розв'язкою 23, яка через аналого-цифровий перетворювач 24 з'єднується з персональним комп'ютером 25 для припинення експерименту при руйнуванні взірця. Персональний комп'ютер 25 через порт виводу цифрових сигналів 26, який розміщений на платі вводу-виводу дискретних сигналів 23, і підсилювач, у вигляді силових ключів 27, з'єднаний з кроковим двигуном 28, що забезпечує вмикання і автоматичне вимикання електродвигуна. Для здійснення поступального руху гвинта 5 крутний момент від крокового двигуна 28 передається через компенсаційну муфту 29, редуктор 30 і захват 31 на маховик 32 розривної машини.

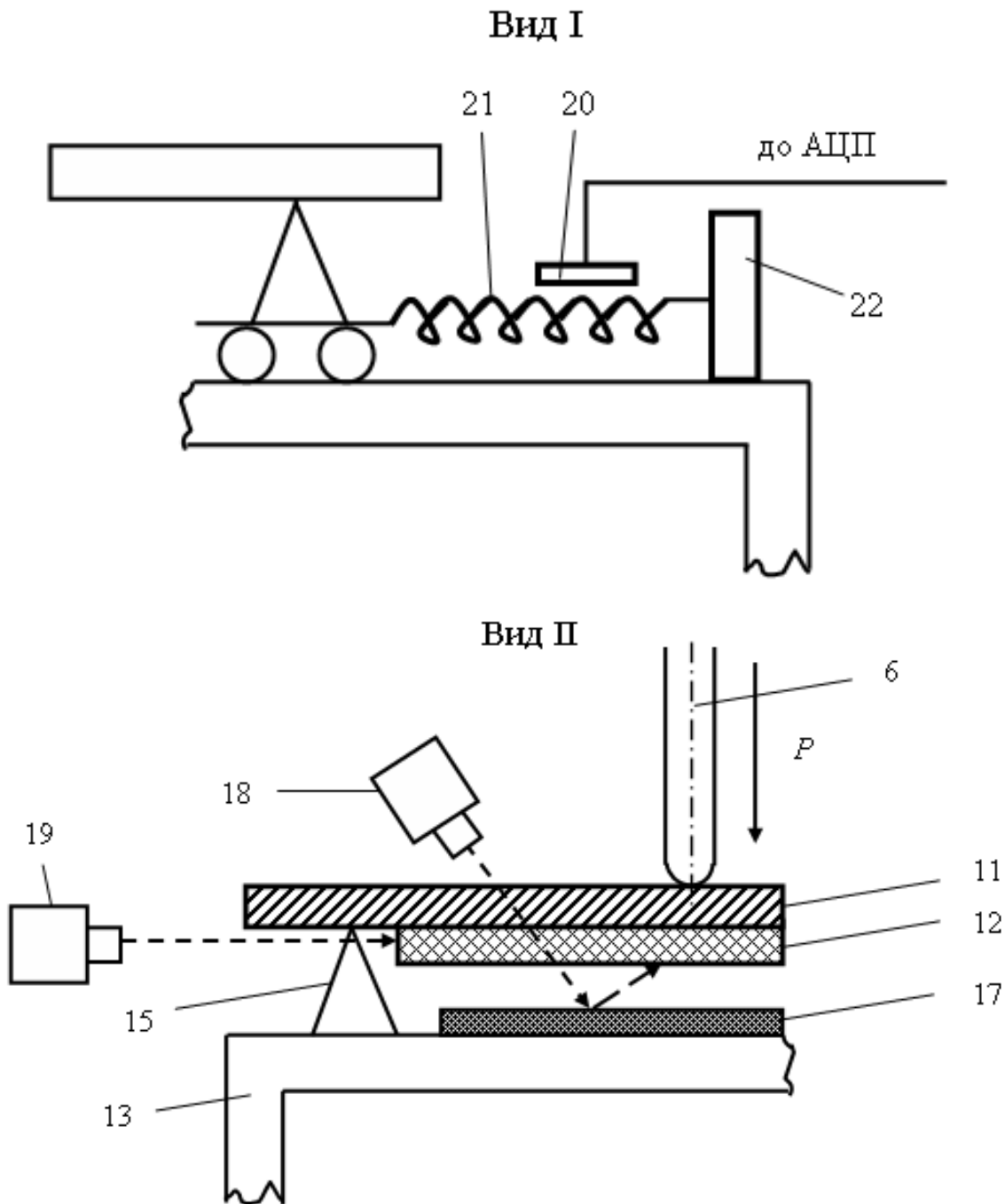


Рисунок 2 – Вигляд основних конструктивних елементів на розробленому пристосуванні (позначення див. на рис. 1)

Автоматизована установка для дослідження фізико-механічних властивостей захисних покриттів при згинанні працює таким чином. Крутний момент від крокового двигуна 28 передається через компенсаційну муфту 29, редуктор 30 і захват 31 на маховик 32 розривної машини 1. При цьому гвинт 5 здійснює рівномірно-поступальний рух униз індентора 6, внаслідок чого відбувається деформація зразка 10, котрий містить металеву основу 11 і захисне покриття 12. За допомогою цифрової камери 18, яка розміщена під кутом $45...60^\circ$ до осі індентора і дзеркал 17, що розташовані навколо індикатора 14 на несучій опорі 13, фіксують момент утворення тріщини і її приріст. За допомогою цифрової камери 19, котра розміщена на площині

адгезійного зчеплення захисного покриття і основи, аналізують процес відшарування захисного покриття від основи. Абсолютна величина деформації зразка 10 фіксується індикатором 14, що жорстко закріплений у центрі несучої опори 13, на котрій також розміщені нерухома 15 і рухома 16 опори. Рухома опора 16 під час деформації зразка здійснює осьове зміщення, яке фіксується тензорезистором 20, що закріплений на пружині 21. З тензорезистора 20 аналоговий сигнал потрапляє на плату вводу-виводу з гальванічною розв'язкою 23. За допомогою аналого-цифрового перетворювача (АЦП) 24 плати 23 даний сигнал перетворюється у цифровий код. По програмі, записаній у ПК, реєструється різка зміна амплітуди деформації пружини у момент руйнування зразка. Після цього з ПК через порт виводу цифрових сигналів 26 і силові ключі 27 на кроковий двигун подається сигнал про вимкнення двигуна. Далі здійснюють наступний цикл випробувань.

Результати дослідження та їх обговорення. Про структуру ПКМ, об'єм міжфазових шарів і надмолекулярних утворень, як якісних характеристик матеріалу, можна стверджувати, аналізуючи криві деформування зразків при згинанні, де пружна деформація, яка є проявом зсуву кінцевих груп макромолекул, поступово переходить у пластичну деформацію, яка є результатом відносного зміщення окремих груп макромолекул і дисперсних часток (рис. 3). Існує також механізм «деструктивної пластичності», коли відбувається утворення і розвиток сітки мікротріщин, що відображається на кривій деформування як додаткова зміна миттєвого модуля пружності матеріалу [2]. Очевидно, однією з найбільш суттєвих особливостей ПКМ, як матеріалів, що мають безліч початкових дефектів, є взаємозв'язок процесів деформування і руйнування, котрі значно залежать від структури матеріалу і природи наповнювача [3].

Досліджували на згинання систему «стальна основа–захисне покриття» в умовах рівномірного навантаження на розробленій автоматизованій установці. Аналізуючи криві залежності «навантаження (P)-прогин (Δl)» для зразків з покриттями (рис. 3) можна охарактеризувати поведінку матеріалу при деформації, релаксацію залишкових напружень у процесі деформації та швидкість локального руйнування композитів. Для сімейства кривих деформування системи «стальна основа–захисне покриття» можна виділити такі характерні властивості:

- істотна (якщо врахувати малі значення руйнівної деформації) нелінійність кривих деформування;
- у процесі навантаження зразків спостерігали три стадії деформації системи «стальна основа–захисне покриття»: пружна деформація, стабілізація, коли процес руйнування тимчасово припиняється і руйнування матеріалу;
- при відносно невеликих екстремальних напруженнях стадія стабілізуючих деформацій невелика або відсутня.

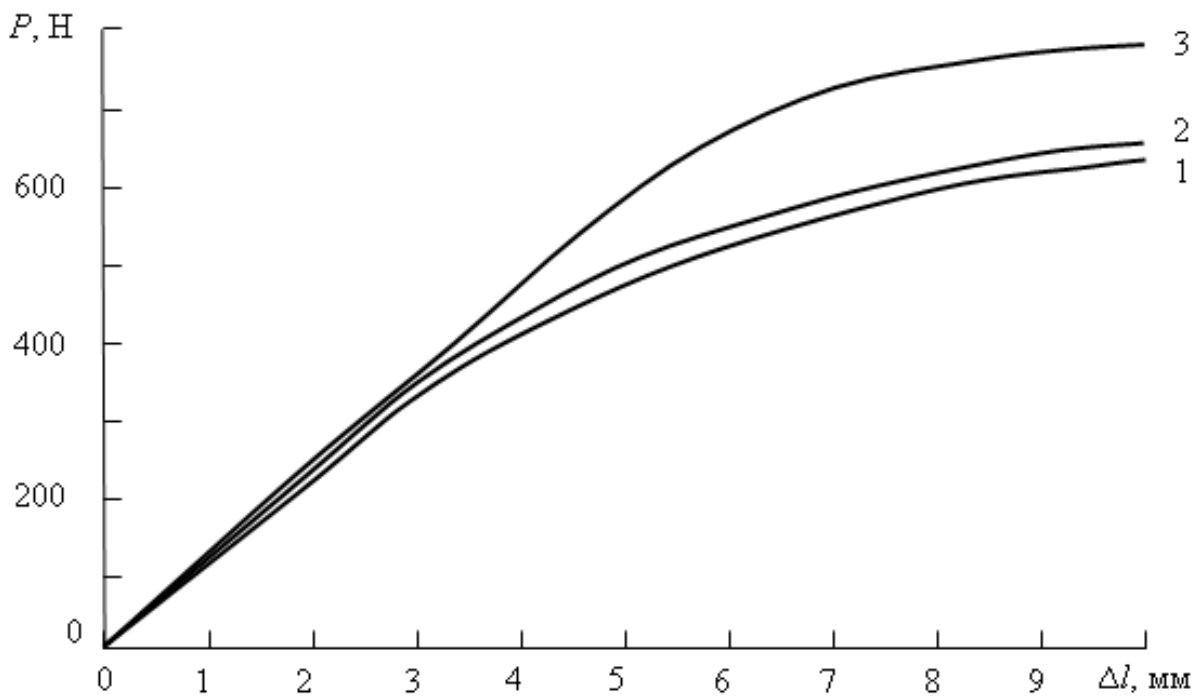


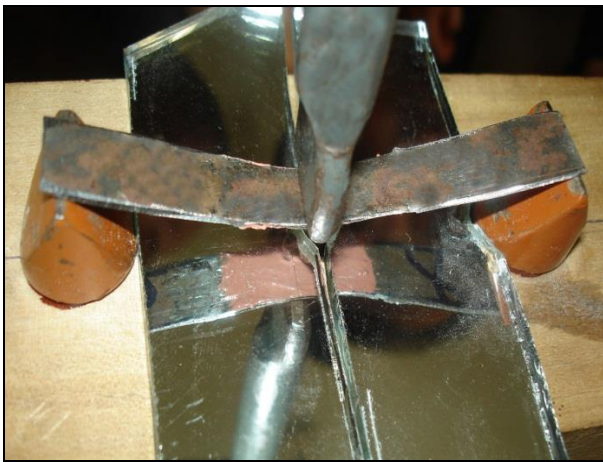
Рисунок 3 – Криві деформування зразків зі сталі з покриттями (товщина покриття – 0,6 мм):

1 – епоксидна матриця; 2 – одношарове покриття з рівномірним розподілом двокомпонентного дисперсного наповнювача; 3 – функціонально-градієнтне покриття.

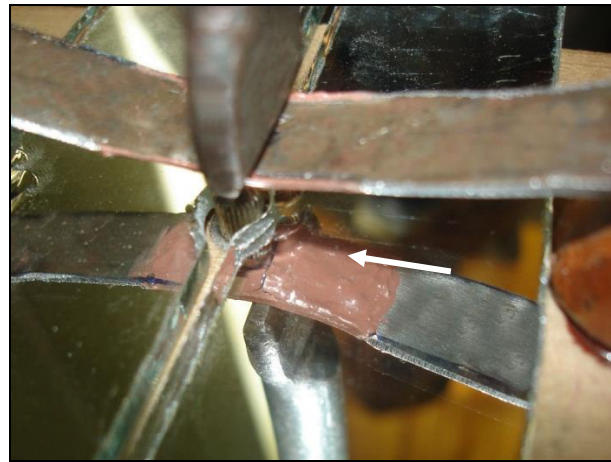
Результати досліджень (рис. 3) характеризують енергетичні параметри деформування зразків. Площа під кривою деформації, що характеризує роботу руйнування, відмінна для окремих видів захисних покриттів. Крім цього, випробування при рівномірному навантаженні ($V = \text{const}$) дозволили виявити особливості поведінки ПКМ під навантаженням. Початкова стадія кривої характеризує накопичення пружної деформації, після чого спостерігали область стабілізації напружень. На наш погляд, ця область руйнування ПКМ характеризує процеси утворення і розвитку мікротріщин. При подальшому невеликому збільшенні навантаження повзучість матеріалу проявляється у формі значної зміни абсолютної величини деформації покриттів. Стосовно конструкційних ПКМ цей ефект називається втомною релаксацією. Отже, енергетичний параметр зміни модуля пружності матеріалу залежно від деформації зразка дозволяє стверджувати про якісні перетворення у структурі міжфазових шарів і розвитку тріщин у полімері, що суттєво змінює динаміку трансформації ПКМ. Якісний аналіз процесу деформації захисних покриттів при згинанні основи з адгезивом дозволяє констатувати, що залежно від структури матеріалу, природи та вмісту наповнювача у зв'язувачі і технології формування захисні покриття руйнуються по-різному.

Зокрема, при виникненні критичних напружень і абсолютних деформацій на межі поділу фаз «металева основа – одношарове покриття з рівномірним розподілом двокомпонентного дисперсного наповнювача»

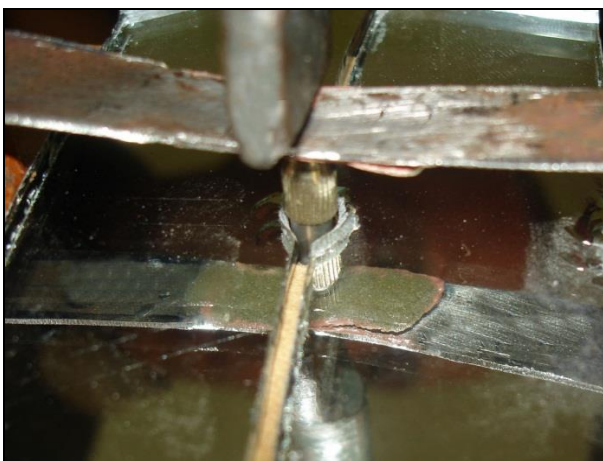
спостерігали утворення поперечної тріщини і подальше розтріскування адгезиву у області дії індентора (показано стрілкою на рис. 4, а, б). Це свідчить про поліпшені адгезійні властивості захисного покриття. Навпаки, при виникненні критичних напружень і абсолютних деформацій на межі поділу фаз «металева основа – функціонально-градієнтне покриття» спостерігали відшарування адгезиву від основи, що свідчить про поліпшені когезійні властивості захисного покриття (рис. 4, в, г). Однак, для детальнішого аналізу впливу структури і технології формування досліджуваних покриттів на їх когезійні і адгезійні властивості необхідно обчислити значення тангенціальних чи дотичних напружень на межі поділу фаз «основа – покриття» і нормальних напружень у адгезиві. Лише порівняльний аналіз показників даних характеристик дозволить стверджувати про доцільність і ефективність їх експлуатації у виробничих умовах.



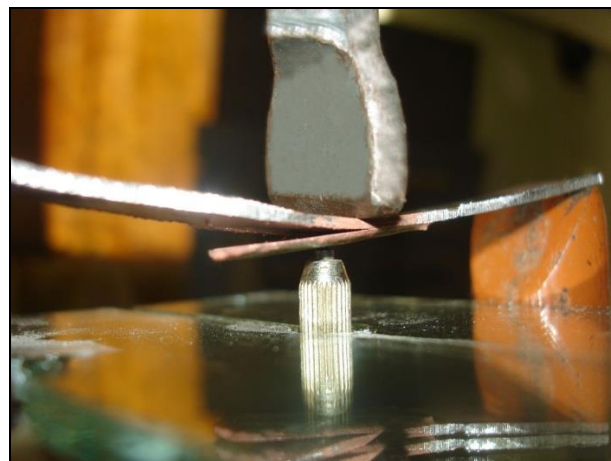
а)



б)



в)



г)

Рисунок 4 – Стадії утворення і поширення тріщини при згинанні системи «сталевий основ – захисне покриття»:

а, б) одношарове покриття з рівномірним розподілом двокомпонентного дисперсного наповнювача; в, г) функціонально-градієнтне покриття.

На думку авторів [1, 2] спосіб енергетичної оцінки динамічних властивостей матеріалів є найбільш ефективним стосовно класу полімерних композитів, особливо для сучасних епоксидних композитних матеріалів і захисних покриттів на їх основі. Проблема у цій галузі досліджень часто зводиться до того, що при формуванні даного класу матеріалів з оптимальними властивостями слід враховувати зміну як енергетичних, так і силових параметрів працездатності. Отже, для підтвердження описаних вище результатів якісного аналізу енергетичних результатів на розробленій установці проведені дослідження силових параметрів, зокрема – граничних характеристик ПКМ при згинанні. Результати досліджень руйнівного напруження і модуля пружності при згинанні епоксидних композитів у цілому корелюють з описаним вище якісним аналізом кривих деформування, що дозволяє зробити висновок про доцільність енерго-силового підходу при оцінці фізико-механічних властивостей ПКМ. Крім цього, представлена у вигляді комплексного підходу інформація про структурні зміни композитів у процесі деформування забезпечує можливість швидкого визначення найбільш перспективних матеріалів для подальших досліджень, що найбільш важливо при дослідженнях зі значними обсягами випробувань.

Слід зазначити, що при порівнянні енергетичних і силових параметрів не завжди проходить чітка кореляція між якісними і кількісними критеріями. На наш погляд це, у першу чергу, пов'язано зі складними фізико-хімічними процесами у ПКМ під час полімеризації і у подальшому зумовлює його поведінку при деформації. Аналіз кінетики формування міжфазових шарів і надмолекулярних утворень, релаксації залишкових напружень при повзучості, виникненні мікро- і макротріщин при старінні ПКМ, а також – зіставлення результатів прогнозованої поведінки з реальними результатами при їх експлуатації вимагають окремого розгляду.

Висновки. У роботі розроблено автоматизовану установку для дослідження фізико-механічних властивостей захисних полімеркомпозитних покриттів при згинанні. Розроблені пристосування можна встановлювати на будь-якій випробувальній машині з межею вимірювання зусилля 104 Н з похибкою випробувань не більше 1 % і з постійною швидкістю переміщення індентора з похибкою не більше 2 %. Запропонована схема пристосувань для забезпечення рівномірного поступального руху індентора дозволяє опосередковано аналізувати взаємодію інгредієнтів у композитному покритті та її вплив на силові і енергетичні параметри гетерогенних матеріалів. Крім того, показано, що фактори, які впливають на похибку вимірів діаграм деформування зразків, залежать від історії його навантажування і визначають характер кривої деформування. Водночас виконання умови $V = \text{const}$ дозволяє не враховувати історію навантаження, що забезпечує отримання достовірних результатів випробувань.

Система цифрових камер, що розміщена під кутом 45...60° до осі індентора у площині адгезійного зчеплення захисного покриття і основи забезпечує фіксацію моменту утворення тріщини у захисному покритті і її ріст та дозволяє аналізувати процес відшарування захисного покриття від

основи. Експериментально досліджено фізико-механічні властивості системи «металева основа-функціонально-градієнтне покриття». Обґрунтовано механізм підвищення точності досліджень внаслідок зменшення тертя між елементами розробленого пристосування і умов деформування зразка.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Рыбин А. А. Энерго-силовая оценка работоспособности пластмасс при динамических импульсных нагрузках / А. А. Рыбин, А. К. Добровольский, В. И. Костров // Заводская лаборатория. – 1987. – Т.53, № 8. – С. 78-80.

2. Гогоци Г. А. О корректности испытаний керамики на изгиб / Г. А. Гогоци, Я. Л. Грушевский, В. П. Завада // Заводская лаборатория. – 1990. – Т.56, № 2. – С. 80-85.

3. Липатов Ю.С. Межфазные явления в полимерах. – К. : Наукова думка, 1980. – 259 с.

Букетов А.В., Стухляк П.Д., Чихира И.В., Ивченко В.В., Трембач Р.Б.
АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ПРИ ИЗГИБЕ

В работе разработана автоматизированная установка для исследования физико-механических свойств защитных покрытий на основе полимеров при изгибе. Проведены экспериментальные исследования физико-механических свойств эпоксидных композитных покрытий, нанесенных на металлическую основу. Обосновано механизм повышения точности исследований вследствие уменьшения трения между элементами разработанного приспособления и условий деформирования образца.

Ключевые слова: свойства, покрытие, смола.

Buketov A.V., Stuhlyak P.D., Chihira I.V., Ivchenko V.V., Tremach R.B.
AUTOMATED SETUP FOR STUDYING THE PHYSICAL AND MECHANICAL PROPERTIES OF PROTECTIVE COATINGS UNDER BENDING

Automated setup for studying physical and mechanical properties of protective coatings under bending is designed. Experimental research of physical and mechanical properties of epoxy polymers placed on metal base was conducted. Mechanism of increasing accuracy of researches due to lessening friction between the elements of the designed setup and conditions of the sample deforming is proved.

Key words: properties, coating, resin.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПИТОМОГО ОПОРУ ЕЛЕКТРОПРОВІДНИХ ПОКРИТТІВ НА ОСНОВІ ЕПОКСИДНОЇ МАТРИЦІ ТА ПОЛІДИСПЕРСНИХ ВУГЛЕЦЕВИХ НАПОВНЮВАЧІВ

Кальба Є.М., Голотенко С.М., Гарматюк Р.Т.,

Тернопільський національний педагогічний університет імені Володимира Гнатюка

Голотенко О.С.,

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

У статті проаналізовано вплив складу інгредієнтів, режиму полімеризації та впливу енергетичних полів на питомий опір полімер композитів. Обґрунтовано ефективність комплексного використання епоксидних полімерів, пластинчастого графіту, технічного вуглецю та феромагнітного нанодисперсного «крокусу» для електропровідних покриттів. Досліджено вплив енергетичних полів на питомий опір епоксикомпозитів.

Ключові слова: питомий опір, електропровідне покриття, енергетичні поля

Загальна постановка задачі та її актуальність. Серед розроблених методів захисту деталей технологічного обладнання від зношення і корозії позитивного ефекту можна досягнути за рахунок нанесення гальванічних покриттів на основі хрому. Однак їх формування на поверхні магнієвих сплавів внаслідок хімічної взаємодії компонентів погіршує фізико-механічні властивості системи «метал-покриття». В зв'язку з цим очевидною є потреба створення комплексного захисного покриття, у якому б проміжною ланкою був шар, що володіє високою адгезією до основи і має відповідні електрофізичні характеристики.

Актуальність вирішення цієї проблеми полягає у використанні електропровідних композиційних матеріалів і покриттів на основі епоксидних смол, наповнених діа-, пара- і феромагнітними нано- та дрібнодисперсними компонентами, які мають високу адгезію до металевої основи, технологічність при формуванні покриттів на деталі складної конфігурації, розвинуту сировинну базу.

Аналіз існуючих рішень. Першими електропровідними полімерними матеріалами на основі фенолформальдегідних смол були наповнені графітом композиції, які використовувалися для виготовлення резисторів. Потім з'явилися наповнені технічним вуглецем електропровідні еластичні матеріали, спочатку на основі натурального, а потім і синтетичного каучуків. При використанні вуглецевих наповнювачів можна одержати матеріали з питомим опором біля 10^{-4} Ом·м, а при використанні металевих наповнювачів – біля 10^{-6} Ом·м. Першими роботами, присвяченими технології виготовлення і дослідженню властивостей електропровідних гум є публікації Р. Нормана [1] і В. Гуля [2]. Застосування електропровідних полімеркомпозиційних матеріалів в машинобудуванні потребує проведення додаткових досліджень з використанням впливу енергетичних полів, що дозволяє раціонально підійти до процесу оптимізації складу розроблюваної композиції.

Метою проведених досліджень є залежність питомого опору полімеркомпозиційного покриття від складу інгредієнтів, режиму полімеризації та дії енергетичних полів.

Методика та матеріали досліджень. При формуванні полімерної матриці використали епоксидно-діанову смолу марки ЕД-20, яку структурували аміним твердником – поліетиленполіаміном (ПЕПА) в кількості 12 мас. ч. на 100 мас. ч. епоксидної смоли. Для пластифікації композиції застосовували аліфатичну смолу ДЕГ-1, яка являє собою дигліциділовий ефір диетиленгліколю. В якості наповнювачів при дослідженні питомого опору полімеркомпозиційних покриттів гетерогенної структури використовували порошки пластинчастого графіту, технічного вуглецю і «крокусу».

Вплив ультразвукових коливань на властивості наповнених полімерних композицій досліджували на ультразвуковій установці при частоті коливань 22 кГц, амплітуді коливань 10 - 40 мкм і часі обробки – до 5 хвилин. При дослідженні впливу високочастотного електромагнітного поля (ВЧЕМП) проводили обробку змінним магнітним полем напруженістю 50 - 150 А/м при частоті 50 МГц і часі обробки – до 6 хвилин.

Електропровідні характеристики визначали за стандартною методикою.

Викладення основного матеріалу досліджень. Одним із напрямків зменшення питомого опору полімеркомпозиційних покриттів є армування полімеру дисперсними наповнювачами. Як електропровідний наповнювач використовують в основному срібло, нікель, мідь, графіт, технічний вуглець. Для одержання покриттів з високою провідністю використовують наповнювач з частинками пластинчастої або лускатої форми [3]. Використання наповнювачів дозволяє отримати композиції із заданими властивостями, які можна варіювати, змінюючи природу, гранулометричний склад, форму частинок і ступінь наповнення. Можливості в цій області надзвичайно широкі, а коло вирішуваних завдань в остаточному підсумку визначаються конкретними вимогами, які ставляться до матеріалів [4].

Для визначення впливу природи наповнювачів на електропровідність полімеркомпозитів використовували порошки пластинчастого графіту, технічного вуглецю, технічного графіту та вуглетканину графітизовану подрібнену. Встановлено низький питомий опір композиції на основі вуглетканини графітизованої подрібненої (рис. 1), але враховуючи складність нанесення покриттів на її основі було використано пластинчастий графіт. Показано перспективність використання в якості допоміжного наповнювача нанодисперсного технічного вуглецю в кількості 40 мас.ч., (тут і далі за текстом вміст інгредієнтів наведений у мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомера ЕД-20), що дозволяє додатково знизити електричний опір на 20 - 25% (рис. 2).

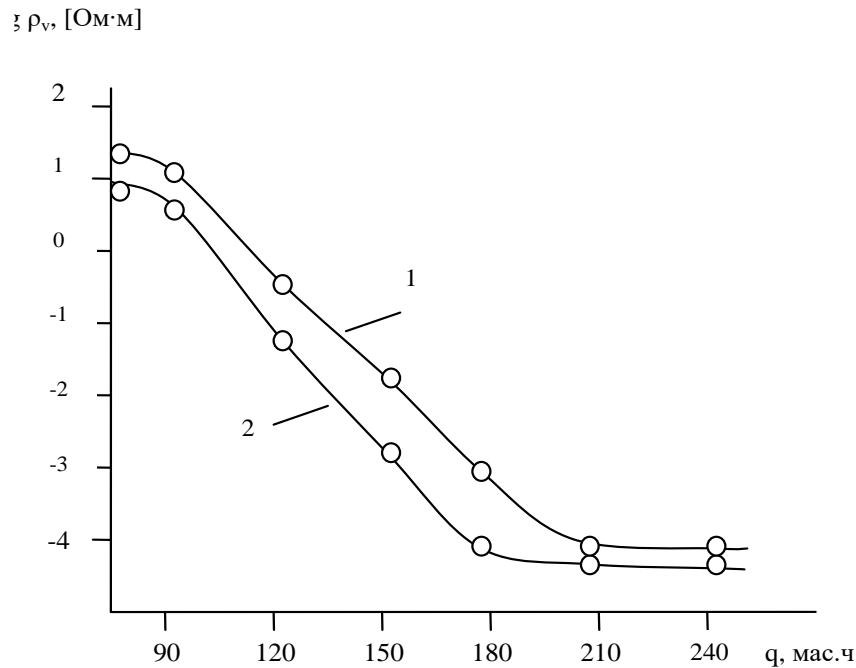


Рисунок 1 – Залежність питомого опору композиції від кількості основного наповнювача: 1 – пластинчастий графіт; 2 – вуглетканина графітизована подрібнена

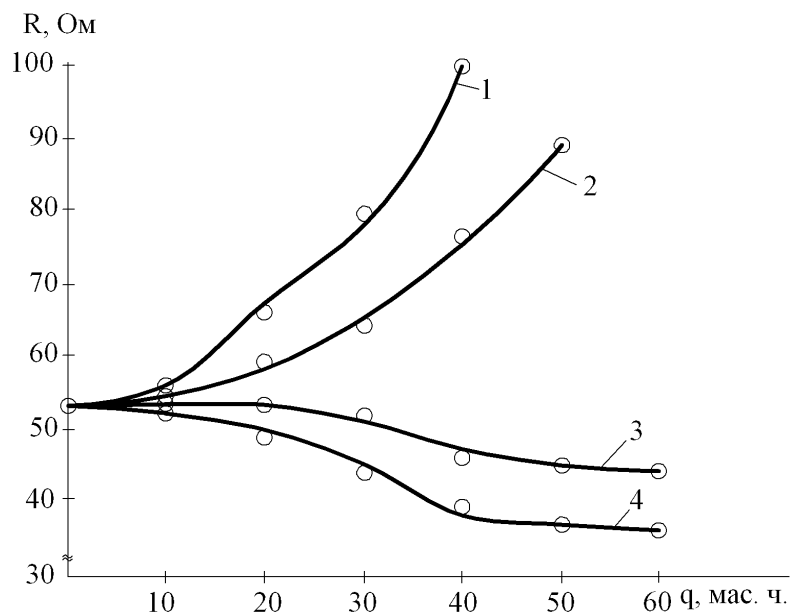


Рисунок 2 – Залежність електричного опору композиції наповненої пластинчастим графітом (200 мас. ч.) від природи і кількості дрібнодисперсного наповнювача: 1–алюміній; 2 –бронза; 3 – технічний графіт; 4 – технічний вуглець

В результаті проведених досліджень з використанням методу математичного планування експерименту встановлено оптимальний склад композиції на основі епоксидної смоли ЕД-20 (100 мас.ч.), пластинчастого графіту (200 мас.ч.) та 40 мас.ч. технічного вуглецю. З метою надання композиції магнітних властивостей додатково вводили феромагнітний нанодисперсний «крокус» (20 мас.ч.).

Цікаво було дослідити вплив режиму полімеризації на питомий опір покриття. Відомо [5], що електропровідність композиту в усіх випадках вища, якщо після нанесення покриття не піддається технологічній витримці на повітрі при температурі 293 К, а одразу поміщається в термокамеру.

У цьому випадку одержали кращі результати електропровідності, але спостерігається утворення пор із високою ймовірністю утворення мікротріщин внаслідок інтенсивного випаровування розчинника.

Встановлено (табл. 1), що найбільш сприятливим є ступінчастий режим тверднення, при якому спочатку покриття видержують протягом 2 год. при температурі 293 К, а потім полімеризують при температурі 353 К протягом 2,5 год. і 3 год. при температурі 423 К.

Таблиця 1 – Вплив режимів тверднення на питомий опір

Режим тверднення	Температура, К	Час, год	Питомий опір, Ом·м
Звичайний	293	24	$(1,4-2,2) \times 10^{-3}$
	323	5	$(7,3-11,5) \times 10^{-4}$
	353	5	$(5,8-7,3) \times 10^{-4}$
Ступінчастий	353	2,5	$(1,4-4,2) \times 10^{-4}$
	423	3	
	293	2	$(2,2-5,2) \times 10^{-4}$
	353	2,5	
	423	3	

В роботі значна увага приділена вивченню впливу енергетичних полів на питомий опір наповнених полімеркомпозитів. Відомо, що механічні, а особливо електропровідні властивості покриттів в значній мірі залежать від технології одержання, зокрема, необхідно, щоб наповнювач був рівномірно диспергований у всьому об'ємі. Для цього, після механічного змішування проводили додаткову обробку енергетичними полями.

Досліджено, що ультразвукова обробка полімерної композиції сприяє інтенсивному перемішуванню окремих компонентів та їхньому рівномірному розподілу в об'ємі. Досліджено вплив тривалості обробки ультразвуком при амплітуді коливань 15 - 20 мкм та частоті коливань магнітострикційного вібратора 22 кГц на питомий опір полімеркомпозитів. Встановлено, що максимальне зниження питомого опору спостерігаємо після ультразвукової обробки протягом 3-4 хв. Збільшення тривалості обробки до 6 хв. призводить до підвищення питомого опору, що зумовлено частковим зшиванням композиції в процесі обробки через значне підвищення температури, внаслідок чого зростає в'язкість систем і знижується змочуваність субстрату (рис. 3).

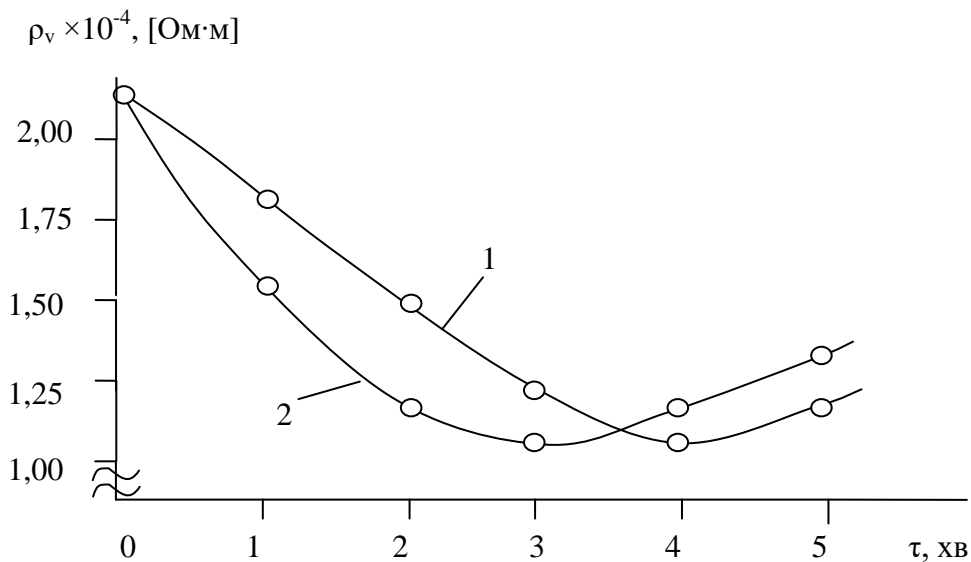


Рисунок 3 – Вплив тривалості УЗ обробки на питомий опір полімеркомпозитів: 1 – амплітуда коливань 15 мкм; 2 – амплітуда коливань 20 мкм

Розмішування наповнювача у вигляді ланцюжків, орієнтованих паралельно напрямку електромагнітного поля, є особливо ефективним, оскільки, найбільша кількість частинок приймає участь в проходженні струму [6]. При накладанні електромагнітного поля, в результаті взаємодії з магнітним полем диполя виникає крутний момент, який прагне повернути частинку навколо своєї осі, перпендикулярної вектору напруженості електромагнітного поля і розмістити її паралельно силовим лініям магнітного поля. Між сусідніми частинками виникає взаємодія, внаслідок якої вони розміщуються ланцюжками. Найбільшого ефекту досягається при обробці високочастотним електромагнітним полем. При цьому число ланцюжків із частинок наповнювача на одиницю площі зростає, між частинками утворюються містки, що замикаються між собою, в результаті виникає орієнтована структура з низьким питомим опором. Найбільшого ефекту досягається при обробці високочастотним електромагнітним полем напруженістю 100 А/м. При обробці протягом 3-4 хв. спостерігається суттєве зниження питомого опору під дією високочастотного електромагнітного поля, яке пояснюється коливанням частинок феромагнітного наповнювача та їх взаємодією між собою, що попереджує агрегацію структурних елементів і дозволяє сформувати рівномірно розподілену просторову сітку наповнювача в матриці. Збільшення тривалості обробки до 6 хв. не призводить до значного зниження питомого опору, що свідчить про завершення процесу структуроутворення (рис. 4). В результаті проведених досліджень встановлено, що одночасна обробка ультразвуком ($f = 22$ кГц, $A = 15-20$ мкм, $\tau = 3-4$ хв) і високочастотним електромагнітним полем ($\nu = 50$ МГц, $H = 100$ А/м, $\tau = 3-4$ хв) полімерної композиції, дозволяє знизити питомий опір матеріалу до $9,4 - 6,8 \times 10^{-5}$ Ом·м,

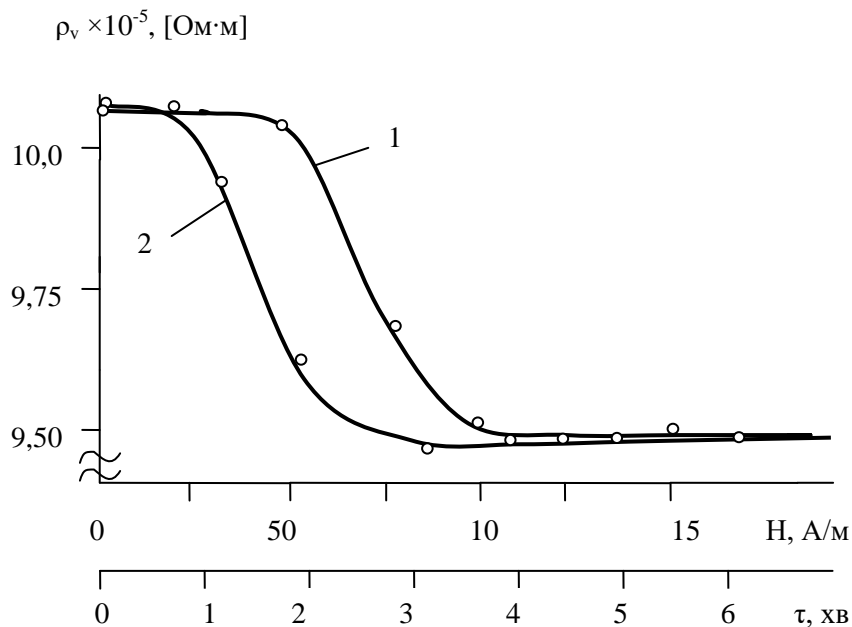


Рисунок 4 – Вплив високочастотної електромагнітної обробки ($\nu=50$ МГц) на питомий опір полімеркомпозитів:

- 1 – залежність питомого опору від напруженості високочастотного електромагнітного поля;
- 2 – залежність питомого опору від часу обробки високочастотним електромагнітним полем.

При дослідженні впливу старіння при підвищених температурах старіння на питомий опір розробленого електропровідного полімеркомпозиційного матеріалу, який полімеризували згідно розробленого температурно-часового режиму, встановлено, що він витримує теплове старіння при температурі 433 К, протягом 200 год.

Висновки. В результаті проведених досліджень питомого опору електропровідних покриттів встановлено, що використання як електропровідного матеріалу пластинчастого графіту дисперсністю 40-120 мкм, технічного вуглецю дисперсністю 2-4 мкм та нанодисперсного наповнювача із застосуванням ступінчастого режиму полімеризації дозволяє отримати композиційний матеріал з питомим опором $2,2 \times 10^{-4}$ – $5,2 \times 10^{-4}$ Ом·м. Вперше встановлено необхідність введення феромагнітного нанодисперсного наповнювача з наступною комплексною (ультразвуковою та високочастотною електромагнітною) обробкою протягом 3-4 хв, внаслідок якої взаємодія магнітного поля часток наповнювача і активних радикалів матриці забезпечує просторову орієнтацію наповнювача та високий ступінь зшивання композиції і сприяє утворенню рівномірно розподіленої просторової сітки наповнювача знижуючи питомий опір композитів з $2,2$ - $5,2 \times 10^{-4}$ Ом·м до $9,4$ - $6,8 \times 10^{-5}$ Ом·м.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 35. Norman R.H., *Conductive Rubber and Plastics*. Amsterdam, Elsevier. // 1970. – 277 p.
2. Гуль В. Е. Электропроводящие полимерные композиции / В. Е. Гуль, Л. З. Шенфиль. – М. :Химия, 1984. – 240 с.
3. Kurosaki Ryozo. Электрические и термические свойства плоского нагревателя из полимера, наполненного хлопьевидными частицами/ Kurosaki Ryozo, Kitano Takeshi // *Nippon setchaku gakkaiishi. J. Adhes. Soc. Jap.* – 2003. – 39, № 4. – С. 136-145.
4. Аскадский А. А. Химическое строение и физические свойства полимеров / А. А. Аскадский, Ю. И. Матвеев. – М. : Химия 1983. – 176 с.
5. Промышленные полимерные композиционные материалы / [под ред. П.Г. Бабаевского] ; пер. с англ. – М.: Химия, 1980. – 472 с.
6. Барьяхтар В. Г. В мире магнитных йоменов / В. Г. Барьяхтар, В. А. Иванов. – К. : Наукова думка, 1986. – 160 с.

Кальба Е.М., Голотенко С.М., Гарматюк Р.Т., Голотенко О.С.
ИССЛЕДОВАНИЕ УДЕЛЬНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОКРЫТИЙ НА
ОСНОВЕ ЭПОКСИДНОЙ МАТРИЦЫ И ПОЛИДИСПЕРСНЫХ УГЛЕРОДНЫХ
НАПОЛНИТЕЛЕЙ

В статье проанализировано влияние состава ингредиентов, режима полимеризации, а также влияния энергетических полей на удельное сопротивление полимеркомпозитов. Обоснована эффективность комплексного использования эпоксидных полимеров, пластинчатого графита, технического углерода и ферритмагнитного нанодисперсного «крокуса» для электропроводящих покрытий. Исследовано влияние энергетических полей на удельное сопротивление.

Ключевые слова: удельное сопротивление, электропроводящее покрытие, энергетические поля.

Kalba Y.M., Holotenko S.M., Harmatyuk P.T., Holotenko O.S.
INVESTIGATION OF SPECIFIC RESISTANCE OF ELECTRO-CONDUCTING COVERAGES ON THE
BASIS OF EPOXY MATRIX AND MULTIDISPERSE CARBON FILLERS

Influence of composition of ingredients, is analysed, mode of polymerization, as well as influence of power fields on specific resistance of polymer composites is analysed. Efficiency of complex use of epoxy polymers, plate graphite, technical carbon and of nanodisperse «crocus» for electro-conducting coverages is reasoned. Influence of power fields on specific resistance is investigated.

Keywords: specific resistance, electro-conducting coverage, power fields.

ДО ПИТАННЯ ПРО РЕАЛІЗАЦІЮ ЕФЕКТУ ВИБІРКОВОГО ПЕРЕНЕСЕННЯ В ЕПОКСИКОМПОЗИТАХ, ДОДАТКОВО НАПОВНЕНИХ ОКСИДАМИ МІДІ

*Кашицький В.П., Савчук П.П., Будкіна О.Л., Редько Р.Г.,
Луцький національний технічний університет*

В статті представлено закономірності виникнення ефекту вибіркового перенесення в епоксикомпозитах, наповнених порошками на основі міді. Проаналізовано результати досліджень та вибрано оптимальний склад епоксикомпозиту, за якого реалізується ефект вибіркового перенесення і стабілізується процес тертя.

Ключові слова: вибіркоче перенесення, епоксикомпозити.

Вступ. На сьогодні питання тертя та зношування є досить актуальними, що пов'язано з необхідністю підвищення довговічності функціонування пар тертя, а також потребує створення нових матеріалів з високою зносостійкістю. В результаті зношування виходять з ладу деталі машин і механізмів, що призводить до несправності технічної системи, втрат матеріальних та енергетичних ресурсів.

Актуальність досліджень. Актуальним напрямком є розробка композиційних трибоматеріалів на основі полімерних зв'язуючих, зокрема епоксидної смоли, яка характеризується високими технологічністю при формуванні та адгезійною здатністю до багатьох матеріалів [1]. Застосування в даній галузі полімерів дозволяє підвищити корозійну стійкість вузла тертя та знизити його масу, а також відмовитись від використання рідких мастильних матеріалів. Основним завданням при цьому є забезпечення високої конструктивної міцності матеріалу, низького коефіцієнта тертя та високої зносостійкості при відповідних умовах навантаження тертям [2].

Відомо [3-5], що в процесі трибоконтакту при високих швидкостях ковзання відбувається інтенсивне локальне підвищення температури, що призводить до нагріву всієї поверхні та в об'ємі конструкції, через низьку теплопровідність системи. В результаті відбувається інтенсивне зношування матеріалу, що обумовлено процесами термодеструкції полімерної складової [2, 6]. Застосування термостабілізуючих модифікаторів дозволяє підвищити термостійкість системи, однак при цьому втрачається здатність матеріалу чинити опір зовнішнім навантаженням.

Перспективним при цьому є ініціювання процесів самоорганізації, що призводить до формування нових стійких структур в процесі експлуатації підшипника ковзання та сприяє стабілізації фрикційних параметрів [2, 6, 7].

Постановка задачі. Основною метою досліджень є розробка матеріалу з високою зносостійкістю на основі епоксидних композитів при складних умовах навантаження тертям за рахунок реалізації ефекту вибіркового перенесення.

Матеріали і методи досліджень. В якості полімерної матриці використано композицію з епоксидної смоли ЕД-20, твердника ПЕПА та модифікатора КО-921, до складу яких вводили наповнювачі: лускатий графіт, високодисперсний фторопласт, подрібнене вуглецеве волокно, порошки на основі міді CuO , Cu_2O . Для видалення вологи мінеральні наповнювачі попередньо просушували при температурі 100°C . Композицію наносили на підготовлену поверхню або заливали у спеціальні форми. Тверднення епоксикомпозитів при нормальних умовах тривало 24 год. Додаткову термічну обробку здійснювали у печі при температурі $140\text{...}180^\circ\text{C}$, відхилення температури в якій не перевищувало $\pm 2\text{ K}$.

Границю адгезійної міцності та міцності при стисканні в умовах нормального відриву визначали за ГОСТ 14759-69. Дослідження проводили на розривній машині марки УММ-5 при швидкості переміщення нижньої траверси 2 мм/хв.

Внутрішні напруження визначали консольним методом за ГОСТ 13036-67.

Ступінь отвердіння матеріалів й покриттів визначали за вмістом гель-золь-фракції в екстракторі Сокслета. Екстракцію зразків у формі пластин розміром 40×70 мм товщиною до 0,5 мм здійснювали в толуолі протягом 8 год з наступним сушінням при температурі 393 К до сталої маси. Масу зразків до і після екстракції визначали на аналітичних вагах з точністю до 0,0001 г.

Зносостійкість визначали на лабораторній установці за схемою «вал-сегмент втулки» ваговим та лінійним методами.

Дослідження макро- та мікроструктури епоксикомпозитів здійснювали на оптичному МБС-9 при збільшенні та металографічному мікроскопі МИМ-10 при збільшенні ($\times 150\text{...}250$) методом пластмасографічного аналізу.

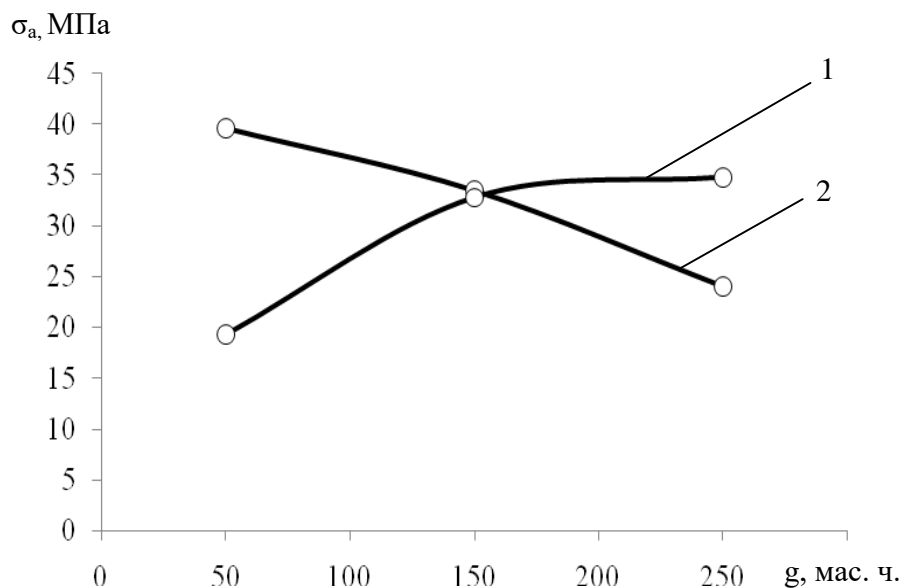


Рисунок 1 – Залежність адгезійної міцності епоксикомпозитів наповнених Cu_2O (1) та CuO (2) від кількості наповнювача

Результати досліджень. Основним завданням в роботі було створення умов реалізації ефекту вибіркового перенесення в трибосистемі, для чого застосовували наповнювачі CuO , Cu_2O . Важливо було оцінити вміст даних інгредієнтів на фізико-механічні характеристики та степiнь структурування системи. Експериментально встановлено, що при збільшенні вмісту порошку CuO від 50 мас.ч. до 250 мас.ч. в епоксикомпозитах спостерігається зниження адгезійної міцності (рис. 1). Для систем, наповнених Cu_2O зафіксовано підвищення адгезійної міцності. Це пояснюється кращою взаємодією частинок даної сполуки з епоксидною матрицею, що пов'язано з вищою дисперсністю порошку Cu_2O [1]. При цьому максимальне значення адгезійної міцності 39,67 МПа зафіксовано для епоксикомпозиту із вмістом 50 мас. ч. CuO . Такі результати показують, що природа інгредієнтів, зокрема їх хімічна активність, особливості взаємодії на межі розділу фаз зв'язуюче-наповнювач є вагомим чинником впливу на фізико-механічні властивості.

Експериментально встановлено, що найвища міцність при стисканні ($\sigma_{cm} = 135,03$ МПа і $\sigma_{cm} = 121,02$ МПа) характерна для епоксикомпозитів, наповнених CuO і Cu_2O відповідно з вмістом наповнювача 150 мас.ч. (рис. 2). Вміст наповнювачів 50...100 мас.ч. є недостатнім для опору матеріалу статичним навантаженням, які спричиняють деформацію ланцюгів макромолекул епоксидної складової.

При подальшому збільшенні наповнювача міцність при стисканні падає, що обумовлено наявністю агломератів, які утворилися при неповному змочуванні частинок полімером, в результаті чого спостерігається не рівномірне його розподілення в об'ємі композиції.

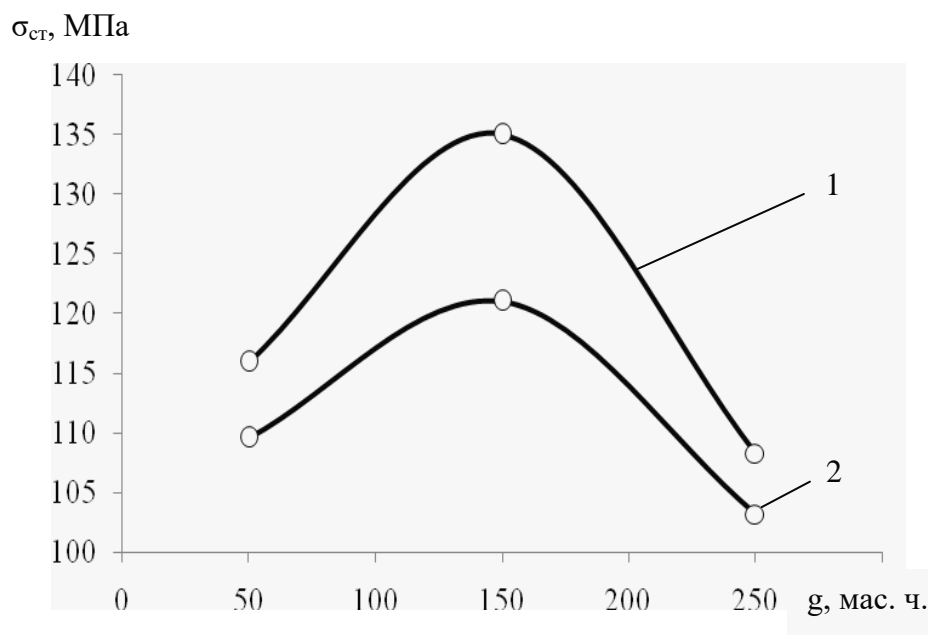


Рисунок 2 – Залежність міцності при стисканні епоксикомпозитів наповнених CuO (1) та Cu_2O (2) від вмісту наповнювача

Найвищі значення залишкових напружень ($\sigma_{вн} = 0,88$ МПа і $\sigma_{вн} = 1,16$ МПа) зафіксовано для епоксикомпозитів, наповнених порошками CuO і Cu_2O в кількості 50 мас.ч (рис. 3). В даному випадку високі залишкові

напруження пов'язані із локальним зшиванням макромолекул матриці, при цьому процес відбувається хаотично та нерівномірно, відповідно, частина системи знаходиться у напруженому стані. Подальше підвищення вмісту наповнювачів супроводжується зменшенням залишкових напружень, що обумовлено підвищенням рухливості конгломератів макромолекул матриці [1].

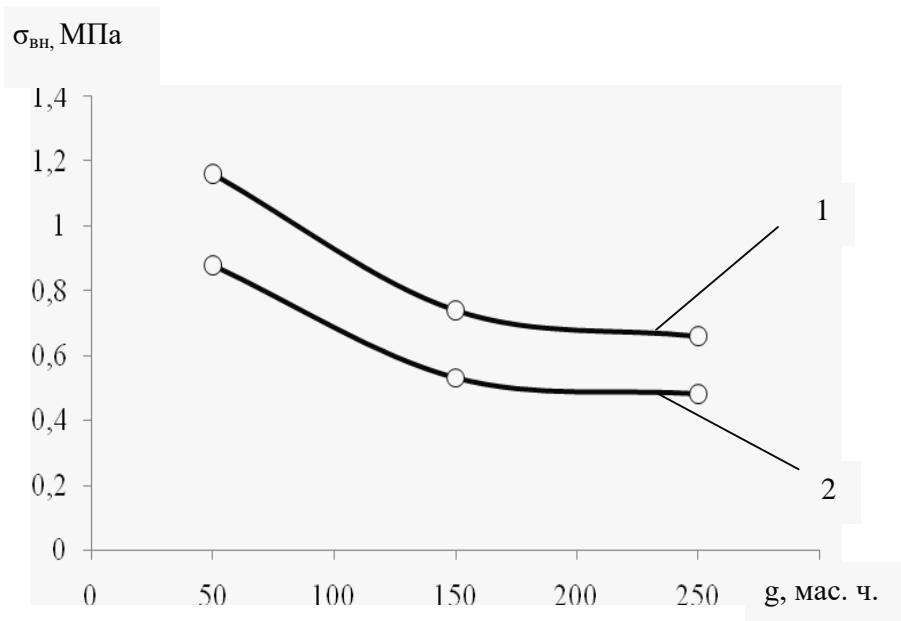


Рисунок 3 – Залежність залишкових напружень епоксикомпозитів, наповнених Cu_2O (1) та CuO (2), від кількості наповнювача

Ступінь структурування для епоксикомпозитів наповнених порошками CuO і Cu_2O підвищується при збільшенні вмісту наповнювача до 150 мас. ч. (рис. 4), а далі – знижується.

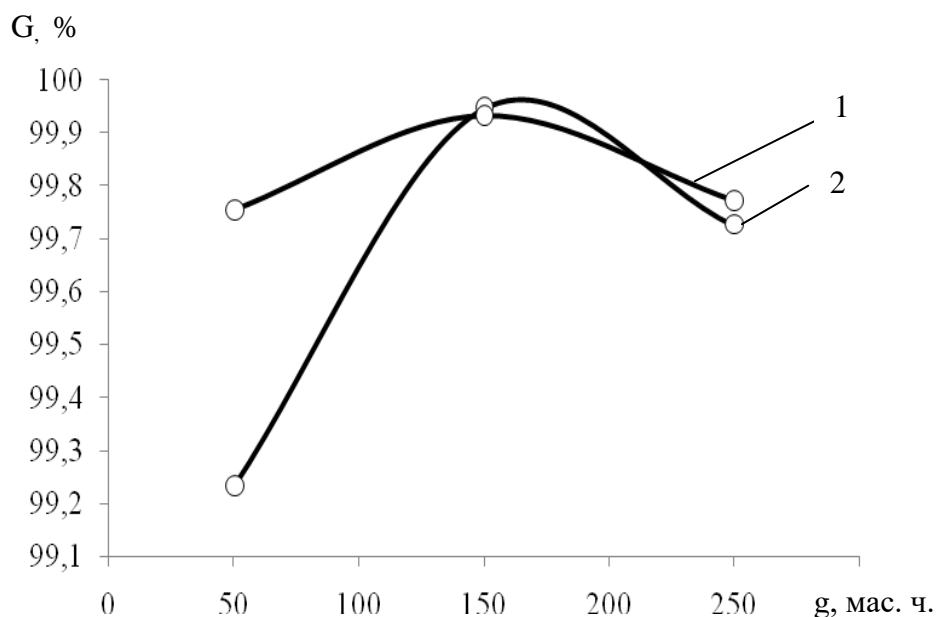


Рисунок 4 – Залежність вмісту гель-фракції епоксикомпозитів, наповнених Cu_2O (1) та CuO (2), від кількості наповнювача

Зниження ступеня структурування пов'язане з погіршенням змочування частинок наповнювачів епоксиполімером, що призводить до послаблення взаємодії компонентів системи між собою. Для дослідження триботехнічних характеристик були сформовані епоксикомпозити з комплексним вмістом функціональних наповнювачів.

Таблиця 1 – Склад та режими формування епоксикомпозитів

№ композиції	Склад полімерного зв'язуючого	Наповнювачі, мас.ч.	Вміст наповнювача, мас.ч.	Кінцева температура термічної обробки
1	ЕД-20 + ПЕПА	лускатий графіт	8,2	140°C
		високодисперсний фторопласт	14,6	
		подрібнене вуглецеве волокно	1,8	
		CuO	5,4	
2	ЕД-20 + ПЕПА + КО-921	лускатий графіт	8,2	180°C
		високодисперсний фторопласт	14,6	
		подрібнене вуглецеве волокно	1,8	
		CuO	50	
3	ЕД-20 + ПЕПА	лускатий графіт	8,2	140°C
		високодисперсний фторопласт	14,6	
		подрібнене вуглецеве волокно	1,8	
		CuO	50	
4	ЕД-20 + ПЕПА	лускатий графіт	8,2	140°C
		високодисперсний фторопласт	14,6	
		подрібнене вуглецеве волокно	1,8	
		CuO	200	
5	ЕД-20 + ПЕПА	високодисперсний фторопласт	14,6	140°C
		подрібнене вуглецеве волокно	1,8	
		CuO	200	
6	ЕД-20 + ПЕПА	подрібнене вуглецеве волокно	1,8	140°C
		CuO	200	

Експериментально встановлено, що при заданих режимах навантаження тертям найменша інтенсивність зношування спостерігається для зразка №1 (рис. 5), а найбільша – для зразків № 5 та № 6 при швидкості ковзання $v = 3,6$ м/с. Велика інтенсивність зношування при цьому пов'язана з надлишковим вмістом порошку оксиду міді в композиті, що супроводжується інтенсивним руйнуванням поверхневого шару в процесі трибовзаємодії.

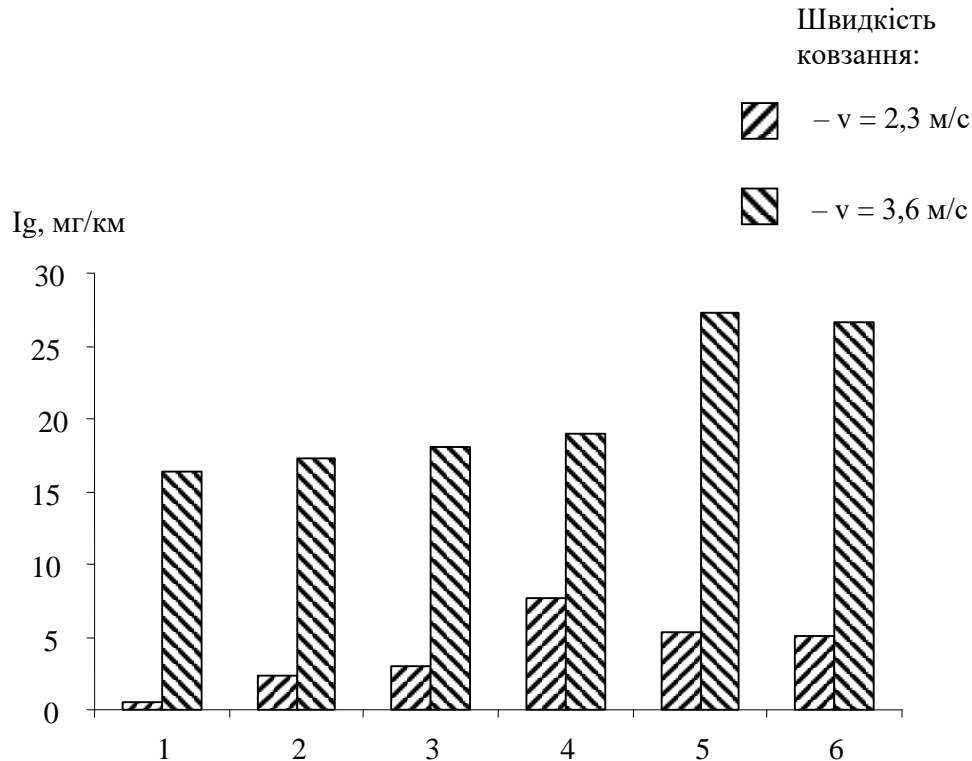


Рисунок 5 – Залежність інтенсивності вагового зношування від складу епоксикомполімерів (табл. 1)

Для композиту з низьким вмістом оксиду міді (рис. 6) при збільшенні тривалості випробувань характерне підвищення інтенсивності зношування, що вказує на втрату поверхневим шаром міцності в процесі тривалої експлуатації. При максимально можливому вмісті порошку CuO при терті пари композит–сталь спостерігається зменшення інтенсивності зношування, в тому числі і за рахунок вибіркового перенесення відновленої міді з епоксикомполімеру на сталю поверхню контртіла. В результаті даного ефекту на поверхні контртіла починають утворюватись фрагменти плівки, яка характеризується низьким опором зсуву та легко відновлюється в процесі трибовзаємодії [2]. Після того, як поверхні тертя покриваються мідною плівкою, пара тертя полімеркомполімер–сталь стає парою мідь–мідь і процес перенесення міді сповільнюється. З рисунку 7 видно, що поверхня досліджуваного зразка має включення на основі міді (рис. 7, а), а на поверхні контртіла присутні утворення самоорганізованої плівки переносу (рис. 7, б).

Часткове зниження інтенсивності зношування для композитів №5 та №6 пов'язано з відсутністю лускатого графіту, який підвищує крихкість системи та знижує міцність.

Дослідження при вищій швидкості ковзання показали, що інтенсивність зношування зростає у декілька разів, особливо для композицій, у яких відсутній лускатий графіт. При даному режимі навантаження графіт виконує функцію твердого мастила та більш стійкий до підвищених температурах.

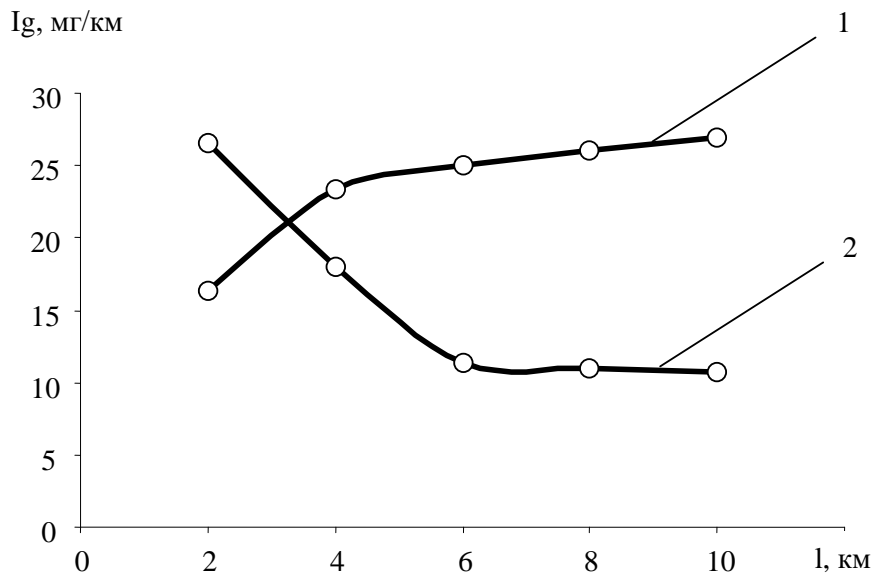
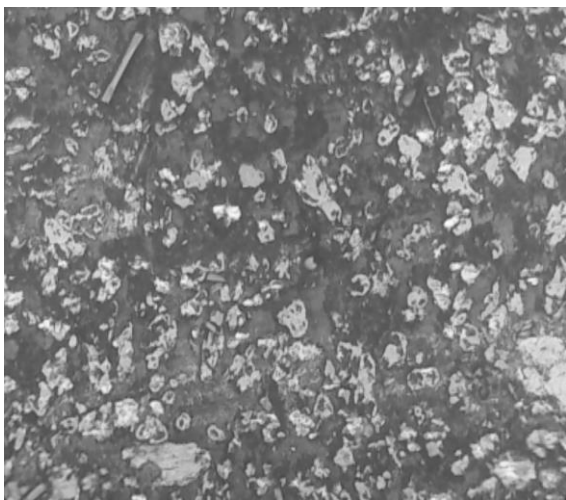
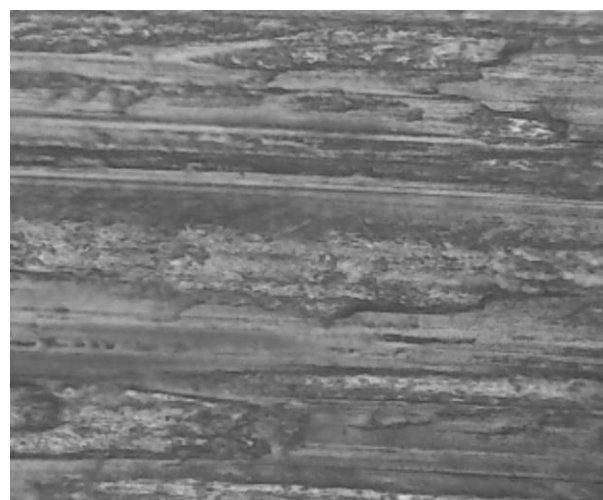


Рисунок 6 – Залежність інтенсивності вагового зношування від шляху тертя для композицій № 1 (1) та № 6 (2)



а



б

Рисунок 7 – Мікроструктура поверхні трибоконтакту (а) і контртіла (б). $\times 250$

Висновки. Отже, оптимізовано триботехнічні характеристики мультинаповнених епоксидних композитів. Визначено оптимальні режими функціонування досліджуваних систем. Показано доцільність використання

зносостійких епоксикомпозитів, наповнених порошками на основі міді у вузлах триботехнічного призначення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Букетов А. В. Фізико-хімічні процеси при формуванні епоксикомпозитних матеріалів / А. В. Букетов, П. Д. Стухляк, Є. М. Кальба. – Тернопіль : Збруч, 2005. – 182 с.
2. Савчук П. П. Наукові і технологічні основи створення та керованого функціонування епоксидних композитів з різним ступенем наповнення : дис... д-ра техн. наук : 05.02.01 – Київ : ІПМ, 2010. – 320 с.
3. Избирательный перенос в тяжело нагруженных узлах трения / [Под ред. Д. Н. Гаркунова]. – М. : Машиностроение, 1982. – 207 с.
4. Трибология : Підручник / [М. В. Кіндрачук, В. Ф. Лабунець, М. І. Пашечко, Є. В. Корбут]. – К. : НАУ-друк., 2009. – 392 с.
5. Гаркунов Д. Н. Триботехника (износ и безызносность) : Учебник. – М. : Изд-во МСХА, 2001. – 616 с.
6. Трение на основе самоорганизации / А. А. Поляков, Ф. И. Рузанов. – М. : Наука, 1992. – 135 с.

Кашицкий В.П., Савчук П.П., Будкина О.Л., Редько Р.Г. К ВОПРОСУ О РЕАЛИЗАЦИИ ЭФФЕКТА ВЫБОРОЧНОГО ПЕРЕНОСА В ЭПОКСИКОМПОЗИТАХ, ДОПОЛНИТЕЛЬНО НАПОЛНЕННЫХ НА ОСНОВЕ МЕДИ

В статье представлены закономерности возникновения эффекта избирательного переноса в эпоксикомпозитах, наполненных порошками на основе меди. Проанализированы результаты исследований и выбран оптимальный состав эпоксикомпозитов, при котором реализуется эффект избирательного переноса и стабилизируется процесс трения.

Ключевые слова: выборочный п, эпоксикомпозиты.

Kashitskiy V.P., Savchuk P.P., Budkina O.L., Redko P.G. TO THE QUESTION ABOUT REALIZATION OF SELECTIVE TRANSFER EFFECT IN EPOXY COMPOSITES, ADDITIONALLY FILLED WITH COPPER OXIDE

This paper presents patterns of reduction in selective transfer epoxy composites filled with powders based on copper. Analyzes results of the research and selects the optimum composition of epoxy composites when the selective transfer effect is realized and the friction process is stabilized.

Key words: selective transfer, epoxy composites.

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ МАГНІТНООБРОБЛЕНИХ РІЗЦІВ ЗІ ШВИДКОРІЗАЛЬНОЇ СТАЛІ

*Леонов В.Є., Скирденко В.О.,
ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»*

У статті наведено результати дослідження стійкості токарних різців з швидкорізальної сталі Р6АМ5 після магнітної обробки. Змінними параметрами обробки було прийнято величину намагніченості і тривалість витримки зразків у полі соленоїда. В результаті проведених досліджень з використанням методики багатофакторного дослідження встановлено, що з підвищенням напруженості, як і тривалості витримки різців у полі соленоїда, їх зносостійкість зростає.

Ключові слова: властивості, різець, магнітне поле.

Постановка проблеми. Процеси впливу магнітної обробки на властивості оброблюваних матеріалів досліджувались упродовж значного проміжку часу. Так англійським вченим Гербертом ще у 1924 році відзначалося про вплив магнітного поля на фізико-механічні властивості сталей типу Р18. При зазначених дослідженнях зразок швидкорізальної сталі піддавався впливу магнітного поля напруженістю 120 кА/м, що дозволило підвищити твердість досліджуваного матеріалу.

Продовжуючи дослідження Герберта, А.В.Алексєєв встановив вплив магнітної обробки швидкорізальних сталей на їх корозійну стійкість. Він також визначив, що отриманий приріст твердості до НРС 67 зберігається і після розмагнічування зразків, однак стабілізація твердості відбувається тільки після декількох годин після обробки [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Цілий ряд дослідів з термомеханіко-магнітної і термомагнітної обробки сталі, з метою її зміцнення, було проведено у свій час в Інституті сталі і сплавів (Росія), в політехнічних інститутах м. Нижній Новгород і м. С-Петербургу [2, 3], а також за кордоном, зокрема у Німеччині та Болгарії [4, 5]. Цілий ряд фундаментальних досліджень із зазначеної проблеми виконані і в Україні [6, 7].

Мета роботи – встановити вплив магнітної обробки різців на їх зносостійкість при експлуатації у критичних умовах.

Матеріали і методика дослідження. Для перевірки можливостей підвищення стійкості різців із швидкорізальної сталі Р6АМ5 сконструйовано установку «Імпульс 0.65Т». Крім того, при дослідженнях використано методику багатофакторного планування експерименту на токарно-гвинторізному верстаті моделі 1М61, точність і жорсткість системи ВПД якого відповідали паспортним даним.

Оброблялися заготівлі з конструкційної сталі 45 (твердість НВ179) прохідними різцями зі швидкорізальної сталі марки Р6АМ5. Інструменти були використані з однієї партії, що дозволило зменшити вплив неоднорідності хімічного складу і структури матеріалу різців на результати

досліджень. Робочі поверхні різців заточувались і доводилися до шорсткості $R_a = 0,16...0,08$ мкм. Геометричні параметри різальної частини різців витримувались з точністю $\pm 30'$ і складали: головний задній кут $\alpha = 12^\circ$; головний передній кут $\gamma = 15^\circ$; допоміжний задній кут $\alpha = 10^\circ$; головний кут в плані $\varphi = 75^\circ$; допоміжний кут в плані $\varphi = 18^\circ$; кут нахилу головної різальної кромки $\lambda = 0^\circ$; радіус при вершині різця $r = 0,5$ м

Критерієм затуплення слугувало спрацювання різців по задній поверхні, рівний $h_3 = 0,5$ мм і в процесі досліджень вимірювали на мікроскопі.

Обробка заготовель проводилася без охолодження з постійними параметрами різання (подача $S = 0,2$ мм/об, глибина різання $t = 0,5$ мм, швидкість різання $V = 30$ м/хв). Різці піддавалися, згідно плану експерименту, впливу магнітного поля, потім перед дослідженнями їх витримували для стабілізації на немагнітних (дерев'яних) підкладках упродовж 24 годин. Різальна частина інструментів намагнічувалася північною полярністю.

Обговорення результатів експерименту. Для опису, моделювання й оптимізації досліджуваного процесу у роботі були використані статистичні методи планування експерименту.

Для вивчення впливу магнітної обробки токарних прохідних різців на їх стійкість був обраний центральний композиційний ротабельний уніформплан другого порядку. Змінними величинами при рішенні задачі були прийняті: напруженість магнітного поля (X_1) і час витримки зразків у полі соленоїда (X_2). Діапазони зміни змінних факторів наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Кодування факторів і діапазон варіювання

Рівні змінних факторів	Змінні параметри	
	Напруженість, Т	Час витримки, с
	X_1	X_2
Основний 0	0,38	2
Верхній +1	0,505	3
Нижній -1	0,255	1
Інтервал зміни	0,125	1
«Зіркові» плечі $+\alpha = +1,414$	0,56	3,4
$-\alpha = -1,414$	0,2	0,6

Матрицю планування і результати експериментів наведено у таблиці 2. Випробування, умови якого відповідають даному рядку матриці, повторили двічі, обробляючи щоразу іншу деталь, і приймали середньоарифметичне значення часу стійкості різця до досягнення критерію затуплення $h_3 = 0,5$ мм.

Після проведення стандартної математичної обробки експериментальних даних (розраховували коефіцієнти рівняння регресії, визначали дисперсію відтворюваності для кожного досліду і його однорідність) виявилось, що у встановленому діапазоні зміни змінних: напруженість магнітного поля $0,2...0,56$ Тл, часу витримки інструмента в полі

0,6...3,4 с, зміна стійкості різців залежно від параметрів магнітної обробки визначається рівнянням:

$$y(\tau) = 1194,47 + 550,02\tilde{O}_1 + 787,46\tilde{O}_2 - 795,0\tilde{O}_1 \cdot \tilde{O}_2 + 441,26\tilde{O}_1^2 + 794,73\tilde{O}_2^2.$$

Таблиця 2 – Матриця планування і результати експерименту

№ досліду	Черга виконання	План в умовних кодах		План в натуральному масштабі		Стійкість різців, с	
		X ₁	X ₂	Намагніченність, Т	Час витримки, с	Y	\bar{Y}
1	2	+1	+1	0,505	3	3650	3730
	15					3810	
2	9	-1	+1	0,255	3	3360	2872
	5	+1	-1			2385	
3	21			0,505	1	4100	2530
	12					960	
4	14	-1	-1	0,255	1	1325	878
5		- α	0	0,2	2		1351
6	1			0,56	2	430	2688
	13	+ α	0			2430	
7	16			0,38	0,6	272	1625
	18	0	- α			2350	
8		0	+ α	0,38	3,4		
9	20	0	0	0,38	2	2845	3820
10	3	0	0	0,38	2	735	1745
11	7	0	0	0,38	2	2515	95
12	4	0	0	0,38	2	910	1510
13	19	0	0	0,38	2	6730	1630
	17					1745	990
	11					95	
	6					1510	
	10					1630	
	8					990	

Відповідно до отриманої математичної моделі процесу стійкість прохідних токарних різців із сталі Р6АМ5 можна збільшити, якщо збільшувати напруженість магнітного поля і час витримки в полі соленоїда.

Отримавши відповідну математичну модель досліджуваного процесу, можна визначити оптимальні умови, при яких значення параметру оптимізації (стійкості різців) буде найбільшим.

Зазначена задача вирішується за допомогою дослідження математичної залежності, що описує область факторного простору в дослідженому інтервалі зміни факторів (напруженість і час).

За результатами експериментів отримане наступне рівняння, що адекватно описує область факторного простору:

$$y(\tau) = 1194,47 + 550,02\tilde{O}_1 + 787,46\tilde{O}_2 - 795,0\tilde{O}_1 \cdot \tilde{O}_2 + 443,26\tilde{O}_1^2 + 794,73\tilde{O}_2^2.$$

Дослідження даного рівняння починають з обчислення канонічних коефіцієнтів. Для цього скористаємося формулою:

$$B^2 - (B_{11} + B_{22})B + (B_{11}B_{22} - 0,25B_{12}^2) = 0.$$

Після підстановки в це рівняння значень коефіцієнтів регресії: $B_0=1194,47$; $B_1=550,02$; $B_2=787,46$; $B_{12}=795,0$; $B_{11}=443,26$; $B_{22}=794,73$, отримаємо:

$$B^2 - 1237,99B + 194265,68 = 0.$$

Рішення цього рівняння дасть значення канонічних коефіцієнтів $B_{11} = 1053,61$ і $B_{22} = 184,38$.

Оскільки коефіцієнти мають однакові знаки, то поверхня відгуку буде еліптичним параболоїдом, причому знак «плюс» вказує на те, що в центрі поверхні знаходиться мінімум. У цьому випадку оптимальні умови (максимальне значення функції) будуть на границі вивченої області факторного простору. Координати центра поверхні визначимо за формулами:

$$\tilde{O}_{\tilde{N}1} = \frac{\hat{A}_2 \cdot \hat{A}_{12} - 2 \cdot \hat{A}_1 \cdot \hat{A}_{22}}{4 \cdot \hat{A}_{11} \cdot \hat{A}_{22} - \hat{A}_{12}^2},$$

$$\tilde{O}_{\tilde{N}2} = \frac{\hat{A}_1 \cdot \hat{A}_{12} - 2 \cdot \hat{A}_2 \cdot \hat{A}_{11}}{4 \cdot \hat{A}_{11} \cdot \hat{A}_{22} - \hat{A}_{12}^2}$$

Після підставлення значень коефіцієнтів одержуємо:

$$\tilde{O}_{\tilde{N}1} = \frac{787,46 \cdot (-795,0) - 2 \cdot 550,02 \cdot 794,73}{4 \cdot 443,26 \cdot 794,73 - (-795,0)^2} = -1,93,$$

$$\tilde{O}_{\tilde{N}2} = \frac{550,02 \cdot (-795,0) - 2 \cdot 787,46 \cdot 443,26}{4 \cdot 443,26 \cdot 794,73 - (-795,0)^2} = -1,46.$$

Знаючи координати центра, розрахуємо відповідні їм значення параметра оптимізації:

$$Y_c = 1194,47 + 550,02 \cdot (-1,93) + 787,46 \cdot (-1,46) - 795,0 \cdot (-1,93) \cdot (-1,46) + 443,26 \cdot (-1,93)^2 + 794,73 \cdot (-1,46)^2;$$

$$Y_c = 88,22.$$

Звідси рівняння поверхні відгуку в канонічній формі має такий вигляд:

$$Y - 88,22 = 1053,61 \cdot \tilde{O}_1^2 + 184,38 \cdot \tilde{O}_2^2.$$

Оптимальні значення досліджуваних факторів можуть бути встановлені побудовою перетину поверхні відгуку, застосувавши метод «руху уздовж канонічних осей». Рух здійснюється уздовж осі, канонічний коефіцієнт якої

максимальний по абсолютній величині, тобто рух здійснюється уздовж осі X_1 . При цьому $X_2=0$, тоді рівняння поверхні здобуває наступний вид:

$$Y - 88,22 = 1053,61 \cdot \tilde{O}_1^2,$$

$$\text{звідси } \tilde{O}_1 = \pm \sqrt{\frac{Y - 88,22}{1053,61}}.$$

Перехід до кодованого значення факторів здійснюють за наступними формулами:

$$\begin{aligned}\tilde{O}_1 &= (\tilde{O}_i + \tilde{O}_{N1}) \cdot \cos \varphi - \tilde{O}_{N2} \cdot \sin \varphi, \\ \tilde{O}_2 &= (\tilde{O}_i + \tilde{O}_{N1}) \cdot \sin \varphi + \tilde{O}_{N2} \cdot \cos \varphi,\end{aligned}$$

де φ - кут між старою системою координат X_1 і новою системою координат X_i .

Значення коефіцієнтів у формулах переходу обчислюють за формулами:

$$\begin{aligned}tq2\varphi &= \frac{\hat{A}_{12}}{\hat{A}_{11} - \hat{A}_{22}}, \\ \cos 2\varphi &= \frac{1}{\sqrt{1 + tq^2 2\varphi}}, \\ \sin \varphi &= 0,5 \cdot (1 - \cos 2\varphi), \\ \cos \varphi &= 0,5 \cdot (1 + \cos 2\varphi).\end{aligned}$$

Після підстановки одержуємо:

$$\begin{aligned}tq2\varphi &= \frac{-795,0}{443,26 - 794,73} = 2,26, \\ \cos 2\varphi &= \frac{1}{\sqrt{1 + 2,26^2}} = 0,404, \\ \sin \varphi &= 0,5 \cdot (1 - 0,404) = 0,298, \\ \cos \varphi &= 0,5 \cdot (1 + 0,404) = 0,702, \\ \varphi &= 17^{\circ}32' .\end{aligned}$$

Висновки. У статті наведено результати дослідження стійкості токарних різців з швидкорізальної сталі Р6АМ5 після магнітної обробки. Змінними параметрами обробки було прийнято величину намагніченості і тривалість витримки зразків у полі соленоїда. В результаті проведених досліджень з використанням методики багатофакторного дослідження встановлено, що з підвищенням напруженості, як і тривалості витримки різців у полі соленоїда, їх зносостійкість зростає.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Алексеев А. В. Магнитотермическая обработка быстрорежущей стали как новая возможность улучшения качества инструмента // Вестник металлопромышленности. – 1937. – № 17-16. – С. 118-129.
2. Барон Ю. М. Магнитно-абразивная и магнитная обработки изделий и режущих инструментов. – Л. : Машиностроение, 1986. – 172 с.
3. Барон Ю. М., Сенчило И. А. Изменение эксплуатационных характеристик поверхностей инструментов из быстрорежущих сталей в результате их перемагничивания // Труды Ленинградского политехнического института, вып. 109, 1980. – С. 177-181.
4. Димитров Л. Влияние намагниченности на режущий инструмент вверху трайностаму. – В.кн. Научные труды. т.ХІІІ, Селскостананско машиностроения и механизация селското стопанство. – София : Земиздат, 1971. – С. 65-71, 73-80.
5. Дриц (V. Drits), Дубровский (R. Dubrovsky), Вандер Верт (T. L. Vander Wert). Влияние магнитной обработки на эксплуатационные характеристики режущих инструментов и трущихся деталей // Материалы семинара АМО'89. – София-Горький, 1989. – С. 85-97.
6. Малыгин Б. В. Магнитное упрочнение инструмента и деталей машин. - М. : Машиностроение, 1989. – 112 с.
7. Postnikov S. N. Electrophysical and Electrochemical Phenomena in Friction, lutting and Lubrication – N.Y. (a. o.) Van Nostrand Prinhold, 1978.

Леонов В.Є., Скирденко В.О. ИССЛЕДОВАНИЕ СТОЙКОСТИ МАГНИТООБРАБОТАННЫХ РЕЗЦОВ ИЗ БЫСТРОРЕЖУЩЕЙ СТАЛИ

В статье приводятся исследования стойкости токарных резцов из быстрорежущей стали P6AM5, прошедших магнитную обработку. Параметрами, которые подвергались изменению, были приняты – величина намагниченности и время выдержки резцов в поле соленоида. В результате проведенных опытов с применением методики многофакторного исследования установлено, что с повышением как напряженности, так и времени выдержки резцов в поле соленоида, их стойкость возрастает.

Ключевые слова: свойства, резец, магнитное поле.

Leonov V.E., Skirdenko V.O. RESEARCH OF RESISTANCE OF MAGNET TREATED HIGH SPEED STEEL LATHE TOOLS

The article presents researches of resistance of high speed steel lathe tools P6AM5 that were treated magnetically. The parameters to be changed were - magnetization value and time of storing lathe tools in the solenoid field. As a result of the experiments with the use of the method of multifactor researches it was established that their resistance grows with the increase of intensity as well as time of storing lathe tools in the solenoid field.

Key words: properties, lathe tool, magnetic field.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА МОДЕЛЬ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРОПРИВОДОМ НА ТРАНСПОРТНОМУ ЗАСОБІ

Ловейкін В.С.,

Національний університет біоресурсів та природокористування України,

Горбатюк Є.В., Міщук Д.О.,

Київський національний університет будівництва і архітектури

В статті розглянуто методика проведення експериментального дослідження робочих процесів на вантажних кранах-маніпуляторах з гідروприводом на транспортних засобах та описано вимірювально-реєструюче обладнання, яке при цьому використовується. Методика базується на використанні комплексу апаратури, яка встановлюється на змодельовану фізичну модель крана-маніпулятора, що дає змогу всебічно оцінити низку параметрів та порівняти отримані результати з результатами теоретичних досліджень.

Ключові слова: кран-маніпулятор, фізична модель, експериментальне дослідження, датчик, критерії подібності.

Вступ. Для поліпшення умов праці робітників промислово-будівельної галузі та підвищення продуктивності виконання вантажопідйомних і транспортних робіт широкого застосування набули крани-маніпулятори з гідроприводом на транспортних засобах. Доставка з їх допомогою вантажів в контейнерах та пакетах дозволяє в 2–3 рази скоротити час простою автотранспорту та в 1,5–2 рази – кількість автотранспортних засобів; зменшити чисельність допоміжних робітників; значно скоротити на вантажних роботах використання стрілових самохідних кранів, збільшивши на 15-20% час їх зайнятості на основних роботах; підвищити чіткість та ритмічність доставки вантажів, скоротивши простої робітників на будівельно-монтажних роботах; скоротити терміни доставки вантажів [1].

Під час роботи крана-маніпулятора, в процесі зміни вильоту його стріли з вантажем, кожен елемент стрілової системи рухається за законом, який визначається її конструкцією. Це призводить до того, що під час зміни вильоту вантажу кінетична енергія системи є величиною змінною, причому максимальне значення кінетичної енергії, яке визначає одну з основних складових енергетичних витрат приводного механізму, в багатьох випадках у декілька разів перевищує її середнє значення. У результаті, приведення в рух кожного елемента такої стрілової системи призводить до виникнення в її шарнірно-зчленованих елементах значних динамічних навантажень, які погіршують роботу маніпулятора, зменшують міжремонтний цикл й ресурс стрілової системи та системи приводу [2].

У зв'язку з цим постає задача зменшення динаміки роботи стрілової системикрана-маніпулятора шляхом створення оптимальних режимів його роботи.

Актуальність дослідження. Широке розповсюдження маніпуляторів у різних галузях техніки і промисловості зумовлює потребу проводити

підвищення їх технічного рівня, якості функціонування та надійності. Отож необхідно проводити дослідження таких систем.

Розгляд проблеми зниження енергетичних витрат та підвищення надійності маніпуляторної системи вирішують як за рахунок підбору раціонально-оптимальних геометричних параметрів стрілової системи, так і шляхом зміни режимів руху її складових елементів [3, 4, 5].

Одним з етапів дослідження крана-маніпулятора є експериментальні дослідження.

При проведенні експериментальних досліджень використовуються натурні об'єкти або їх фізичні моделі [6]. При експериментальних дослідженнях на натурних об'єктах, засоби експериментального дослідження взаємодіють безпосередньо із самим об'єктом дослідження, а при модельному дослідженні – з його змодельованим прототипом.

Для проведення експериментальних досліджень крана-маніпулятора з гідроприводом на транспортному засобі на перших етапах проектування та дослідження в межах дослідницьких лабораторій задля економії часу й енергоресурсів, доцільно створити фізичну модель даного крана та провести на ній повноцінні експериментальні дослідження. При цьому фізична модель повинна відтворювати досліджуваний процес або явище [7]. Тому синтез фізичної моделі крана-маніпулятора є актуальною задачею дослідження.

Мета статті. Розглянути методику моделювання фізичної моделі крана-маніпулятора з гідроприводом, визначивши критерії її подібності та розробити комплекс вимірювальної апаратури, що дасть змогу всебічно оцінити динамічні параметри руху стрілової системи маніпулятора та порівняння їх з результатами теоретичних досліджень.

Постановка задачі. Для дослідження динаміки стрілової системи крана-маніпулятора при зміні вильоту вантажу, синтезу оптимальних режимів її роботи та вдосконалення системи приводу необхідно розробити фізичну модель маніпулятора та визначити її параметри. З метою визначення необхідних для дослідження характеристик крана-маніпулятора необхідно також розробити комплекс вимірювально-реєструючої апаратури.

Результати проведених досліджень. Розглянемо мобільний кран-маніпулятор з гідроприводом робочого обладнання, що може бути використаний на складських приміщеннях та в портах на відкритих майданчиках у якості підйомно-транспортної машини при перевантаженні різного роду вантажів [5]. На рис.1 зображено мобільний кран-маніпулятор з гідроприводом, що складається із ходової частини 1, на якій розміщена нерухома опора 2, до якої через роликівий опорно-поворотний пристрій 3 приєднано похилу стійку 4. Похила стійка 4 шарнірно з'єднана з підйомною стрілою 5, на кінці якої шарнірно закріплено поворотну рукоять 6 та висувну балку 7. До кінця висувної балки 7 шарнірно приєднано вантажо-захоплювальний пристрій 8. Зміна вильоту стріли маніпулятора в площині відбувається за рахунок руху привідних гідроциліндрів Ц1, Ц2, Ц3.

Для наведеного крана-маніпулятора з гідроприводом запишемо диференціальні рівняння, які описуватимуть динаміку його руху [6]. За

узагальнені координати наведеної динамічної моделі крана (рис.1) приймемо переміщення штоків привідних гідроциліндрів Ц1, Ц2 та Ц3 та надамо їм позначення $q_{\sigma 1}$, $q_{\sigma 2}$ та $q_{\sigma 3}$.

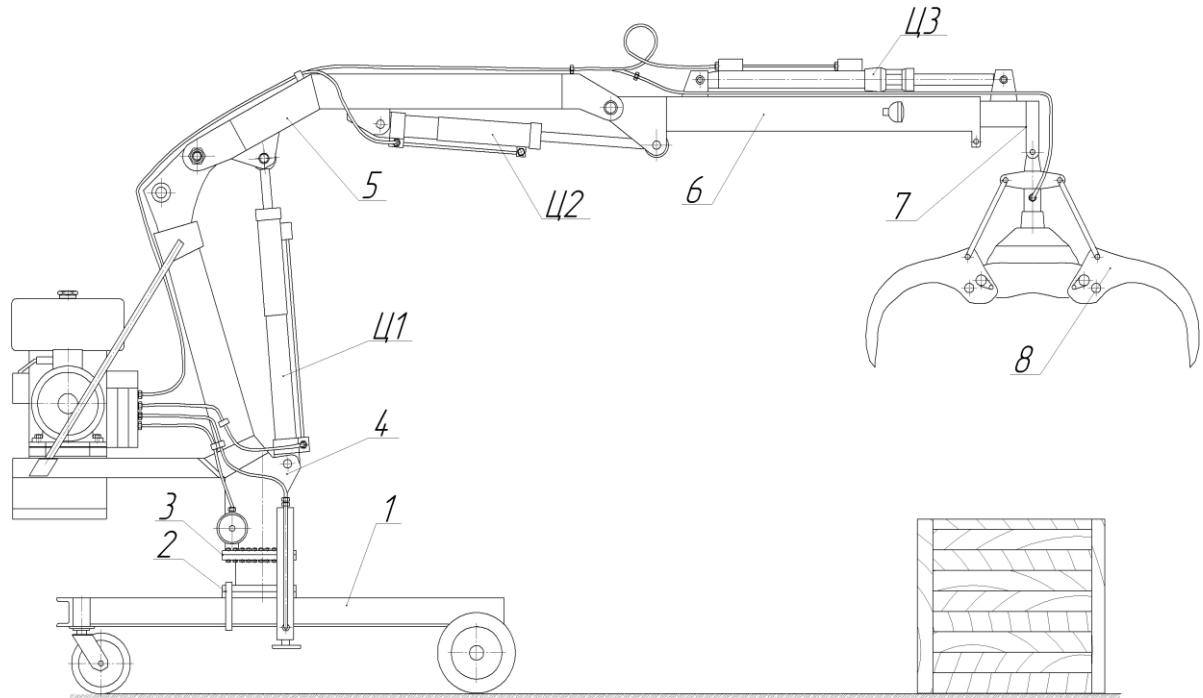


Рисунок 1 – Загальний вигляд мобільного вантажного крана-маніпулятора

Рух запропонованої моделі крана-маніпулятора в площині зміни вильоту визначатиметься системою наступних диференціальних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_5 \ddot{\alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial q_{\sigma 1}} + m_6 \ddot{x}_6 \frac{\partial x_6}{\partial q_{\sigma 1}} + m_6 \ddot{y}_6 \frac{\partial y_6}{\partial q_{\sigma 1}} + (J_{s6} + J_{s7}) \ddot{\gamma} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\sigma 1}} + m_7 \ddot{x}_7 \frac{\partial x_7}{\partial q_{\sigma 1}} + m_7 \ddot{y}_7 \frac{\partial y_7}{\partial q_{\sigma 1}} + \\ + m_8 \ddot{x}_8 \frac{\partial x_8}{\partial q_{\sigma 1}} + m_8 \ddot{y}_8 \frac{\partial y_8}{\partial q_{\sigma 1}} = F_{\sigma 1} - m_5 g \frac{\partial y_5}{\partial q_{\sigma 1}} - m_6 g \frac{\partial y_6}{\partial q_{\sigma 1}} - m_7 g \frac{\partial y_7}{\partial q_{\sigma 1}} - m_8 g \frac{\partial y_8}{\partial q_{\sigma 1}}; \\ J_5 \ddot{\alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial q_{\sigma 2}} + m_6 \ddot{x}_6 \frac{\partial x_6}{\partial q_{\sigma 2}} + m_6 \ddot{y}_6 \frac{\partial y_6}{\partial q_{\sigma 2}} + (J_{s6} + J_{s7}) \ddot{\gamma} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\sigma 2}} + m_7 \ddot{x}_7 \frac{\partial x_7}{\partial q_{\sigma 2}} + m_7 \ddot{y}_7 \frac{\partial y_7}{\partial q_{\sigma 2}} + \\ + m_8 \ddot{x}_8 \frac{\partial x_8}{\partial q_{\sigma 2}} + m_8 \ddot{y}_8 \frac{\partial y_8}{\partial q_{\sigma 2}} = F_{\sigma 2} - m_5 g \frac{\partial y_5}{\partial q_{\sigma 2}} - m_6 g \frac{\partial y_6}{\partial q_{\sigma 2}} - m_7 g \frac{\partial y_7}{\partial q_{\sigma 2}} - m_8 g \frac{\partial y_8}{\partial q_{\sigma 2}}; \\ J_5 \ddot{\alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial q_{\sigma 3}} + m_6 \ddot{x}_6 \frac{\partial x_6}{\partial q_{\sigma 3}} + m_6 \ddot{y}_6 \frac{\partial y_6}{\partial q_{\sigma 3}} + (J_{s6} + J_{s7}) \ddot{\gamma} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\sigma 3}} + m_7 \ddot{x}_7 \frac{\partial x_7}{\partial q_{\sigma 3}} + m_7 \ddot{y}_7 \frac{\partial y_7}{\partial q_{\sigma 3}} + \\ + m_8 \ddot{x}_8 \frac{\partial x_8}{\partial q_{\sigma 3}} + m_8 \ddot{y}_8 \frac{\partial y_8}{\partial q_{\sigma 3}} = F_{\sigma 3} - m_5 g \frac{\partial y_5}{\partial q_{\sigma 3}} - m_6 g \frac{\partial y_6}{\partial q_{\sigma 3}} - m_7 g \frac{\partial y_7}{\partial q_{\sigma 3}} - m_8 g \frac{\partial y_8}{\partial q_{\sigma 3}}, \end{array} \right. \quad (1)$$

де α та γ – кутові координати ланок стрілової системи крана-маніпулятора; x_6 , y_6 , x_7 , y_7 , x_8 , y_8 – координати центрів ваги відповідно поворотної рукояті, висувної балки маніпулятора та вантажозахоплювального пристрою разом з вантажем; $q_{\sigma 1}$, $q_{\sigma 2}$ та $q_{\sigma 3}$ – переміщення штоків привідних

гідроциліндрів; $\frac{\partial \alpha}{\partial q_1}, \frac{\partial x}{\partial q_1}, \dots, \frac{\partial y_8}{\partial q_3}$ – передаточні функції відповідних ланок маніпулятора [8]; J_5, J_{s6}, J_{s7} – моменти інерції підйомної стріли, поворотної рукояті та висувної балки відносно точок їх обертання; m_5, m_6, m_7, m_8 – маси рухомих ланок стрілової системи маніпулятора та вантажу; $F_{\delta 1}, F_{\delta 2}$ та $F_{\delta 3}$ – привідні сили на виконавчих гідроциліндрах Ц1, Ц2, Ц3.

Рівняння руху (1) будуть подібними для натурної установки та її фізичної моделі [6–7].

Виразимо параметри натурної установи через відповідні параметри її фізичної моделі та коефіцієнти подібності:

$$\begin{aligned} J_{5H} &= \lambda_J \cdot J_{5M}; J_{s6H} = \lambda_J \cdot J_{s6M}; J_{s7H} = \lambda_J \cdot J_{s7M}; m_{5H} = \lambda_m \cdot m_{5M}; \\ m_{6H} &= \lambda_m \cdot m_{6M}; m_{7H} = \lambda_m \cdot m_{7M}; m_{8H} = \lambda_m \cdot m_{8M}; x_{6H} = \lambda_l \cdot x_{6M}; \\ x_{7H} &= \lambda_l \cdot x_{7M}; x_{8H} = \lambda_l \cdot x_{8M}; y_{6H} = \lambda_l \cdot y_{6M}; y_{7H} = \lambda_l \cdot y_{7M}; \\ y_{8H} &= \lambda_l \cdot y_{8M}; q_{\delta 1H} = \lambda_l \cdot q_{\delta 1M}; q_{\delta 2H} = \lambda_l \cdot q_{\delta 2M}; q_{\delta 3H} = \lambda_l \cdot q_{\delta 3M}; \\ F_{\delta 1H} &= \lambda_F \cdot F_{\delta 1M}; F_{\delta 2H} = \lambda_F \cdot F_{\delta 2M}; F_{\delta 3H} = \lambda_F \cdot F_{\delta 3M}; t_H = \lambda_t \cdot t_M, \end{aligned} \quad (2)$$

де $J_{5H}, J_{6H}, J_{7H}, m_{5H}, m_{6H}, m_{7H}, m_{8H}, x_{6H}, x_{7H}, x_{8H}, y_{6H}, y_{7H}, y_{8H}, q_{\delta 1H}, q_{\delta 2H}, q_{\delta 3H}, F_{\delta 1H}, F_{\delta 2H}, F_{\delta 3H}, t_H$ – параметри натурної установи; $J_{5M}, J_{6M}, J_{7M}, m_{5M}, m_{6M}, m_{7M}, m_{8M}, x_{6M}, x_{7M}, x_{8M}, y_{6M}, y_{7M}, y_{8M}, q_{\delta 1M}, q_{\delta 2M}, q_{\delta 3M}, F_{\delta 1M}, F_{\delta 2M}, F_{\delta 3M}, t_M$ – параметри моделі; $\lambda_J, \lambda_m, \lambda_l, \lambda_F, \lambda_t$ – коефіцієнти подібності моделі до натурної установи.

Оскільки кутові координати не підлягають масштабуванню, тобто $\alpha_H = \alpha_M = \alpha, \gamma_l = \gamma_i = \gamma$, тому коефіцієнт подібності кута $\lambda_\alpha = \lambda_\gamma = 1$.

Застосовуючи принцип теорії подібності, виходячи зі співвідношення між коефіцієнтами подібності параметрів натурної установи та моделі, розрахуємо параметри фізичної моделі крана-маніпулятора.

Запишемо рівняння руху натурної установи та рівняння руху створюваної моделі, які будуть подібними до системи рівнянь (1). Для зменшення нагромадження математичних записів запишемо лише перше рівняння системи (1), а інші будуть ідентичними:

$$\begin{aligned} J_{5H} \frac{d^2 \alpha}{dt_H^2} \frac{\partial \alpha}{\partial q_{\delta 1H}} + m_{6H} \frac{d^2 x_{6H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{6H}}{\partial q_{\delta 1H}} + m_{6H} \frac{d^2 y_{6H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{6H}}{\partial q_{\delta 1H}} + (J_{s6H} + J_{s7H}) \frac{d^2 \gamma}{dt_H^2} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\delta 1H}} + \\ + m_{7H} \frac{d^2 x_{7H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{7H}}{\partial q_{\delta 1H}} + m_{7H} \frac{d^2 y_{7H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{7H}}{\partial q_{\delta 1H}} + m_{8H} \frac{d^2 x_{8H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{8H}}{\partial q_{\delta 1H}} + m_{8H} \frac{d^2 y_{8H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{8H}}{\partial q_{\delta 1H}} = \\ = F_{\delta 1H} - m_{5H} g \frac{\partial y_{5H}}{\partial q_{\delta 1H}} - m_{6H} g \frac{\partial y_{6H}}{\partial q_{\delta 1H}} - m_{7H} g \frac{\partial y_{7H}}{\partial q_{\delta 1H}} - m_{8H} g \frac{\partial y_{8H}}{\partial q_{\delta 1H}}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
 & J_{5M} \frac{d^2 \alpha}{dt_M^2} \frac{\partial \alpha}{\partial q_{\delta 1M}} + m_{6M} \frac{d^2 x_{6M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{6M}}{\partial q_{\delta 1M}} + m_{6M} \frac{d^2 y_{6M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{6M}}{\partial q_{\delta 1M}} + (J_{s6M} + J_{s7M}) \frac{d^2 \gamma}{dt_M^2} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\delta 1M}} + \\
 & + m_{7M} \frac{d^2 x_{7M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{7M}}{\partial q_{\delta 1M}} + m_{7M} \frac{d^2 y_{7M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{7M}}{\partial q_{\delta 1M}} + m_{8M} \frac{d^2 x_{8M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{8M}}{\partial q_{\delta 1M}} + m_{8M} \frac{d^2 y_{8M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{8M}}{\partial q_{\delta 1M}} = \\
 & = F_{\delta 1M} - m_{5M} g \frac{\partial y_{5M}}{\partial q_{\delta 1M}} - m_{6M} g \frac{\partial y_{6M}}{\partial q_{\delta 1M}} - m_{7M} g \frac{\partial y_{7M}}{\partial q_{\delta 1M}} - m_{8M} g \frac{\partial y_{8M}}{\partial q_{\delta 1M}};
 \end{aligned} \tag{4}$$

Згідно із третьою теоремою подібності, якщо два фізичні явища подібні та описуються однією системою рівнянь, то критерії подібності рівні між собою [6]. Такими критеріями подібності за оцінкою динаміки руху натурної стрілової системи крана-маніпулятора та її моделі є відношення відповідних членів рівнянь (3) і (4). Отож поділимо складові рівняння (3) на відповідні складові рівняння (4), приврівнявши їх між собою:

$$\begin{aligned}
 & \frac{J_{5H} \frac{d^2 \alpha}{dt_H^2} \frac{\partial \alpha}{\partial q_{\delta 1H}}}{J_{5M} \frac{d^2 \alpha}{dt_M^2} \frac{\partial \alpha}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{m_{6H} \frac{d^2 x_{6H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{6H}}{\partial q_{\delta 1H}}}{m_{6M} \frac{d^2 x_{6M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{6M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \\
 & = \frac{J_{s6H} \frac{d^2 \gamma}{dt_H^2} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\delta 1H}}}{J_{s6M} \frac{d^2 \gamma}{dt_M^2} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{J_{s7H} \frac{d^2 \gamma}{dt_H^2} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\delta 1H}}}{J_{s7M} \frac{d^2 \gamma}{dt_M^2} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\delta 1M}}} = \\
 & = \frac{m_{6H} \frac{d^2 y_{6H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{6H}}{\partial q_{\delta 1H}}}{m_{6M} \frac{d^2 y_{6M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{6M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{m_{7H} \frac{d^2 x_{7H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{7H}}{\partial q_{\delta 1H}}}{m_{7M} \frac{d^2 x_{7M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{7M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \\
 & = \frac{m_{7H} \frac{d^2 y_{7H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{7H}}{\partial q_{\delta 1H}}}{m_{7M} \frac{d^2 y_{7M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{7M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{m_{8H} \frac{d^2 x_{8H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{8H}}{\partial q_{\delta 1H}}}{m_{8M} \frac{d^2 x_{8M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{8M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \\
 & = \frac{m_{8H} \frac{d^2 y_{8H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{8H}}{\partial q_{\delta 1H}}}{m_{8M} \frac{d^2 y_{8M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{8M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{F_{\delta 1H}}{F_{\delta 1M}} = \frac{m_{5H} g \frac{\partial y_{5H}}{\partial q_{\delta 1H}}}{m_{5M} g \frac{\partial y_{5M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \\
 & = \frac{m_{6H} g \frac{\partial y_{6H}}{\partial q_{\delta 1H}}}{m_{6M} g \frac{\partial y_{6M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{m_{7H} g \frac{\partial y_{7H}}{\partial q_{\delta 1H}}}{m_{7M} g \frac{\partial y_{7M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{m_{8H} g \frac{\partial y_{8H}}{\partial q_{\delta 1H}}}{m_{8M} g \frac{\partial y_{8M}}{\partial q_{\delta 1M}}}.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Використовуючи залежності (2) для отриманих співвідношень (5), отримаємо:

$$\begin{aligned}
 & \frac{J_{5M} \lambda_J \frac{d^2 \alpha}{d(t_M \cdot \lambda_t)^2} \frac{\partial \alpha}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{J_{5M} \frac{d^2 \alpha}{dt_M^2} \frac{\partial \alpha}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{m_{6M} \lambda_m \frac{d^2 (x_{6M} \cdot \lambda_l)}{d(t \cdot \lambda_t)^2} \frac{\partial (x_{6M} \cdot \lambda_l)}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{m_{6M} \frac{d^2 x_{6M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{6M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \\
 & = \frac{J_{S6M} \lambda_J \frac{d^2 \gamma}{d(t_M \cdot \lambda_t)^2} \frac{\partial \gamma}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{J_{S6M} \frac{d^2 \gamma}{dt_M^2} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{J_{S7M} \lambda_J \frac{d^2 \gamma}{d(t_M \cdot \lambda_t)^2} \frac{\partial \gamma}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{J_{S7M} \frac{d^2 \gamma}{dt_M^2} \frac{\partial \gamma}{\partial q_{\delta 1M}}} = \\
 & = \frac{m_{6M} \lambda_m \frac{d^2 (y_{6M} \cdot \lambda_l)}{d(t \cdot \lambda_t)^2} \frac{\partial (y_{6M} \cdot \lambda_l)}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{m_{6M} \frac{d^2 y_{6M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{6M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{m_{7M} \lambda_m \frac{d^2 (x_{7M} \cdot \lambda_l)}{d(t \cdot \lambda_t)^2} \frac{\partial (x_{7M} \cdot \lambda_l)}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{m_{7M} \frac{d^2 x_{7M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{7M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \\
 & = \frac{m_{7M} \lambda_m \frac{d^2 (y_{7M} \cdot \lambda_l)}{d(t \cdot \lambda_t)^2} \frac{\partial (y_{7M} \cdot \lambda_l)}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{m_{7M} \frac{d^2 y_{7M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{7M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{m_{8M} \lambda_m \frac{d^2 (x_{8M} \cdot \lambda_l)}{d(t \cdot \lambda_t)^2} \frac{\partial (x_{8M} \cdot \lambda_l)}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{m_{8M} \frac{d^2 x_{8M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{8M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \\
 & = \frac{m_{8M} \lambda_m \frac{d^2 (y_{8M} \cdot \lambda_l)}{d(t \cdot \lambda_t)^2} \frac{\partial (y_{8M} \cdot \lambda_l)}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{m_{8M} \frac{d^2 y_{8M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{8M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{F_{\delta 1M} \cdot \lambda_F}{F_{\delta 1M}} = \frac{m_{5M} \lambda_m g \frac{\partial (y_{5M} \cdot \lambda_l)}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{m_{5M} g \frac{dy_{5M}}{dq_{\delta 1M}}} = \\
 & = \frac{m_{6M} \lambda_m g \frac{\partial (y_{6M} \cdot \lambda_l)}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{m_{6M} g \frac{\partial y_{6M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{m_{7M} \lambda_m g \frac{\partial (y_{7M} \cdot \lambda_l)}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{m_{7M} g \frac{\partial y_{7M}}{\partial q_{\delta 1M}}} = \frac{m_{8M} \lambda_m g \frac{\partial (y_{8M} \cdot \lambda_l)}{\partial (q_{\delta 1M} \cdot \lambda_l)}}{m_{8M} g \frac{\partial y_{8M}}{\partial q_{\delta 1M}}}.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Опустивши постійні коефіцієнти та знаки диференціювання та спростивши наведені залежності, отримаємо наступні співвідношення:

$$\lambda_J \cdot \frac{1}{\lambda_t^2 \cdot \lambda_l \cdot \lambda_F} = 1; \quad \lambda_m \cdot \frac{\lambda_l}{\lambda_t^2 \cdot \lambda_F} = 1, \quad \frac{\lambda_m}{\lambda_F} = 1. \tag{7}$$

Аналогічні залежності також отримаємо й для інших рівнянь системи (1).

Визначені співвідношення коефіцієнтів подібності використовуються при постановці експерименту моделювання динаміки руху крана-

маніпулятора на його фізичній моделі та слугують вихідними параметрами для створення експериментальної установки [7, 9].

Для крана-маніпулятора на рис.1 визначено його основні параметри: маси підйомної та поворотної стріли і висувної рукояті відповідно $m_5 = 92$ кг, $m_6 = 76$ кг, $m_7 = 48$ кг; геометричні розміри підйомної та поворотної стріли і висувної рукояті відповідно $l_5 = 1800$ мм, $l_6 = 1620$ мм, $l_7 = 1800$ мм.

Виходячи із співвідношень (2), знайдемо маси складових елементів стріли експериментальної установки, якщо задамо коефіцієнт подібності по масі $\lambda_m = 12$: маса підйомної стріли – $m_{5i} = \frac{m_{5f}}{\lambda_m} = \frac{92}{12} \approx 7,6$ кг; маса

поворотної стріли – $m_{6i} = \frac{m_{6f}}{\lambda_m} = \frac{76}{12} \approx 6,3$ кг; маса висувної

рукояті – $m_{7i} = \frac{m_{7f}}{\lambda_m} = \frac{48}{12} \approx 4$ кг.

Задамося коефіцієнтом геометричної подібності $\lambda_l = 1,8$ та визначимо розміри ланок стріли моделі: довжина підйомної стріли – $l_{5M} = \frac{l_{5H}}{\lambda_m} = \frac{1800}{1,8} = 1000$ мм; довжина поворотної стріли –

$l_{6i} = \frac{l_{6f}}{\lambda_m} = \frac{1620}{1,8} = 900$ мм; довжина висувної рукояті – $l_{7i} = \frac{l_{7f}}{\lambda_m} = \frac{1800}{1,8} = 1000$ мм.

Із співвідношень (7) для заданих критеріїв по масі та довжині віднайдемо невідомі коефіцієнти подібності по зусиллю, часу та моменту інерції. Відповідно будемо мати: $\lambda_F = 12$, $\lambda_t = 1,34$, $\lambda_j = 38,88$.

Критерії подібності по швидкості та прискоренню визначатимуться залежностями та матимуть наступні значення:

$$\lambda_v = \frac{\lambda_t}{\lambda_l} = \frac{1,8}{1,34} = 1,34, \quad \lambda_a = \frac{\lambda_t}{\lambda_l^2} = \frac{1,8}{1,34^2} = 1,002. \quad (8)$$

Для визначення параметрів привідних гідроциліндрів скористаємося вже знайденим коефіцієнтом $\lambda_F = 12$.

Враховуючи отримані коефіцієнти подібності, було розроблено експериментальну установку крана-маніпулятора (рис.2), яка дозволяє проводити повноцінні експериментальні дослідження з врахуванням всіх чинних факторів, які впливають на динаміку руху стріли маніпулятора разом з вантажем.

Для визначення силових, кінематичних та експлуатаційних характеристик стрілової системи крана-маніпулятора в розробленій експериментальній установці передбачено встановлення вимірювально-реєструючого обладнання. Схема розташування датчиків зображена на рис. 3.



Рисунок 2 – Експериментальна установка крана-маніпулятора

У процесі роботи маніпулятора проводяться вимірювання значення тиску робочої рідини у напірній та зливній порожнинах привідного гідроциліндра підйому стріли, як найбільш навантаженого, та в напірній порожнині гідроциліндра приводу висувної рукояті. Для зняття показів тиску у гідросистемі експериментальної установки встановлені датчики ДМП-100.

Вимірювання кінематичних характеристик різних режимів руху стріли маніпулятора у даній експериментальній установці пропонується за допомогою датчиків прискорення ВС110, які встановлені на штоках відповідних привідних гідроциліндрів.

Визначення навантаження в металоконструкції стріли маніпулятора виконується тензорезисторами, які складають тензометричний міст, що розміщений в найбільш напруженому місці стрілової системи.

В розглядуваній експериментальній установці також передбачено датчик кута відхилення вантажу MRB/C.

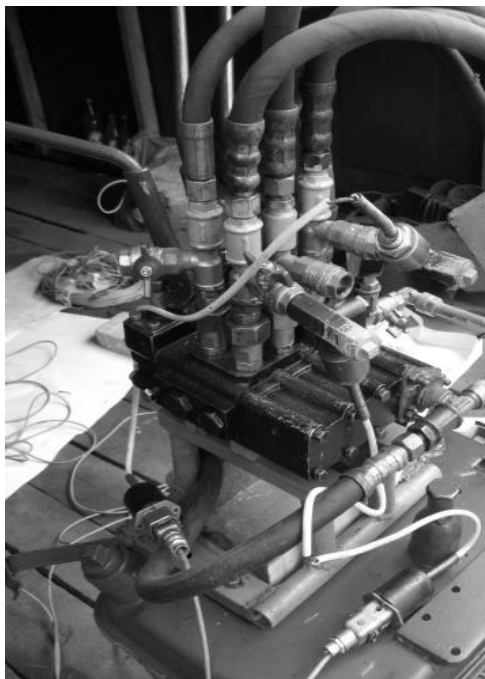
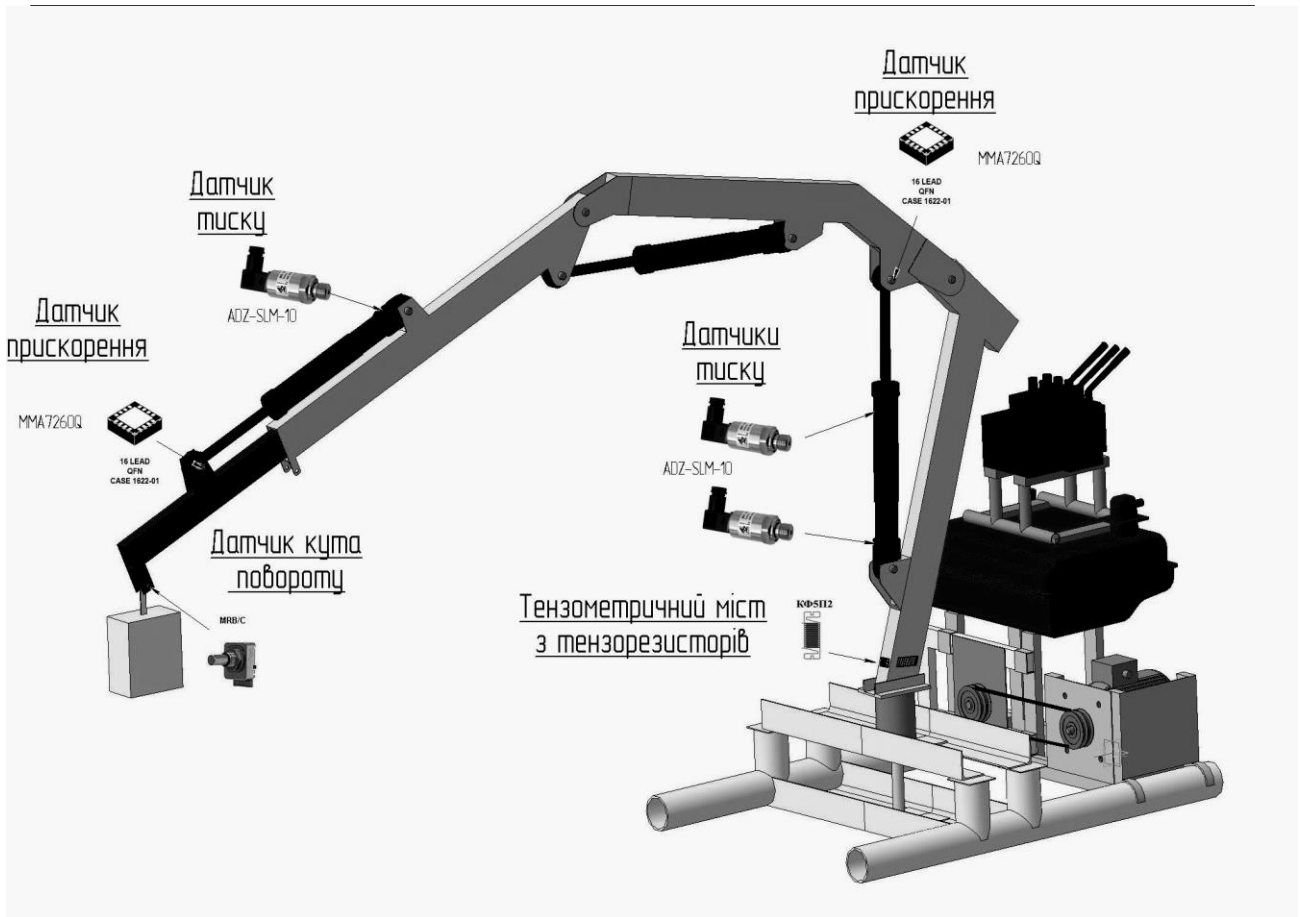


Рисунок 3 – Схема розміщення датчиків на фізичній моделі крана-маніпулятора (а) та місця встановлення датчиків тиску (б) і датчиків прискорення (в)

Для зчитування сигналів із встановлених датчиків, застосовується підсилювач-перетворювач SPIDER 8-FO5254 та персональний комп'ютер HP6100 з програмним продуктом Catman Express 4.5, що дозволяє передати отримані числові дані в пакети програми MS Excel для їхньої подальшої обробки.

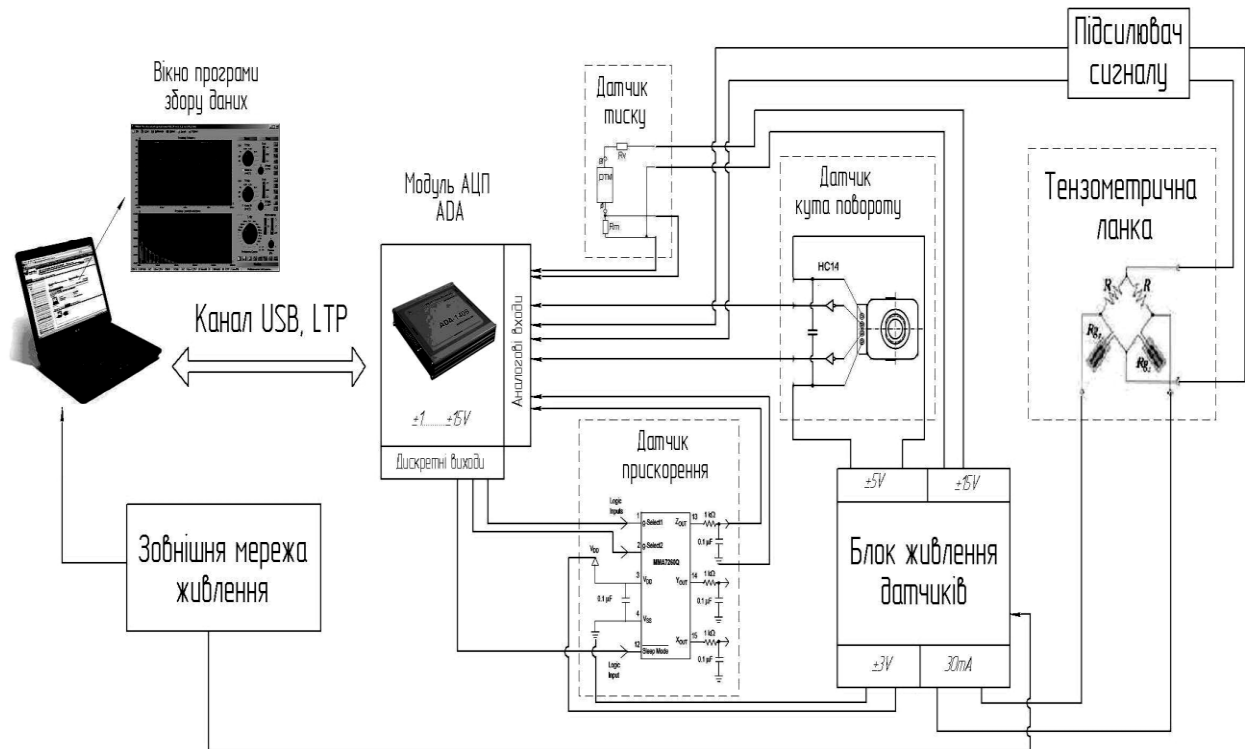


Рисунок 4 – Принципова схема підключення датчиків до системи збору даних

Висновки. В статті розглянуто основні принципи синтезу фізичної моделі стрілової системи крана-маніпулятора, при створенні якої використано механічну подібність. Основним рівнянням для визначення критеріїв подібності натурної стрілової системи та її моделі є рівняння руху стрілової системи під час зміни вильоту.

При визначенні коефіцієнтів подібності було виявлено, що вони набувають різних значень. Враховуючи це, одна характеристика моделі може бути меншою, ніж у натурному крані, а інша характеристика – більшою. Це свідчить про те, що при фізичному моделюванні об'єктів та явищ відсутня пряма пропорційність.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Раннев А. В. Строительные машины : справочное издание / А. В. Раннев, В. Ф. Корелин, А. В. Жаворонков [Под общ. ред. Кузина Э. Н.]. – М. : Машиностроение, 1991. – 495 с.
2. Ловейкін В. С. Математична модель динаміки зміни вильоту маніпулятора з жорсткими ланками / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук // Техніка будівництва – 2006. – № 19. – С. 26-29.

3. Ловейкин В. С. Динамический анализ стреловых систем кранов с горизонтальным перемещением груза при изменении вылета: дис. кандидата тех. наук : 05.05.05 / Ловейкин Вячеслав Сергеевич. – К., 1982. – 268 с.
4. Надежность технических систем : справочник / Ю. К. Беляев, В. А. Богатырев, В. В. Болотин и др. ; [Под ред. И. А. Ушакова]. – М. : Радио и связь, 1985. – 608 с.
5. Лаврівський М. З. Проблеми розвитку маніпуляторів, як шарнірно-зчленованих механічних систем / М. З. Лаврівський, Р. В. Зінько, І. С. Лозовий // Пожежна безпека : зб. наук. праць. – Львів : Вид-во ЛДУБЖД, – 2008. – Вип. 13. – С. 58-64.
6. Ловейкин В. С. Теория технических систем : [навч. посібник] / В. С. Ловейкин, І. І. Назаренко, О. Г. Онищенко. – Київ, Полтава : ІЗМН–ПДТУ, 1998. – 176 с.
7. Хубка В. Теория технических систем; пер. с нем. – М. : Мир, 1987. – 208 с.
8. Григоров О. В. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин. / О. В. Григоров, В. С. Ловейкин. – К., 1997. – 297 с.
9. Персов Б. З. Расчет и проектирование экспериментальных установок / Б. З. Персов. – Москва, Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2006. – 348 с.

Ловейкин В.С., Горбатюк Е.В., Мищук Д.А. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА С ГИДРОПРИВОДОМ НА ТРАНСПОРТНОМ СРЕДСТВЕ.

В статье рассмотрена методика проведения экспериментального исследования рабочих процессов на грузовых кранах-манипуляторах с гидроприводом на транспортных средствах и описано измерительно-регистрающее оборудование, которое при этом используется. Методика базируется на использовании комплекса аппаратуры, которая устанавливается на смоделированную физическую модель крана-манипулятора, что дает возможность всесторонне оценить ряд параметров и сравнить полученные результаты с результатами теоретических исследований.

Ключевые слова: кран-манипулятор, физическая модель, экспериментальное исследование, датчик, критерии подобия.

Loveykin V.S., Horbatiuk Y.V., Mishchuk D.O. EXPERIMENTAL MODEL OF CRANE-MANIPULATOR WITH HYDRODRAULIC ACTUATOR ON A TRANSPORT DEVICE

In this article the methodology of the pilot study work processes for cargo crane with hydraulic drive on the vehicles described and the measuring-recording equipment that is used. The method is based on the use of complex equipment which is installed on a physical model simulated the crane, which enables a comprehensive assessment of a number parameters and compare the results with theoretical studies.

Key words: crane-manipulator, physical model, experimental research, the sensor, the criteria for similarity.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ГВИНТОВОГО СЕКЦІЙНОГО КОНВЕЄРА

Ляшук О.Л., Дячун А.Є.,

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Приведено дослідження динаміки навантажень на елементи гвинтового секційного конвеєра та характер переміщення його складових. Представлено розрахункову схему процесу роботи секційного конвеєра із виведенням аналітичних залежностей для визначення моменту опору, часу переміщення вантажу між сусідніми секціями і величини деформації секцій конвеєра.

Ключові слова: секційний конвеєр, розрахунок навантаження.

Вступ За різними даними стійкість суцільних шнеків, які працюють на криволінійних трасах з малими локальними радіусами кривизни, не перевищує 40 год роботи, внаслідок циклічних знакозмінних навантажень. Тому одним із напрямків вирішення даної проблеми є застосування секційних гвинтових робочих органів (ГРО), шарнірно з'єднаних між собою.

Забезпечення технологічності конструкції виробу і гвинтових транспортно-технологічних механізмів (ГТТМ) – це взаємозв'язане вирішення комплексу проблем і завдань як конструкторського так і технологічного характеру, спрямованих на підвищення продуктивності праці, досягнення мінімальних трудових і матеріальних затрат при виготовленні, скорочення часу на технологічне обслуговування і ремонт, а також забезпечення високої надійності в експлуатації.

Постановка проблеми. Теоретичні основи та методи визначення конструктивних, кінематичних, динамічних, технологічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик гвинтових робочих органів секційних РО ГТК викладені в багатьох літературних джерелах. Серед них роботи Григор'єва А. М. [1], Гевко Б. М. [2], Рогатинського Р. М. [3], Герман Х. [4] та багатьох інших. Питання транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах потребує подальших досліджень.

Мета дослідження. Метою роботи є розроблення динаміки гнучких гвинтових секційних конвеєра відносної швидкості повороту секцій в часі.

Робота виконана згідно координаційного плану Комітету з питань науки і техніки та Міністерства освіти і науки України з розділу «Машинобудування», «Високоєфективні технологічні процеси в машинобудуванні» на 2010-2015 рр.

Матеріали і методика досліджень Секції робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів (рис. 1) відносяться до нежорстких деталей і профілювання є досить складними, і їх необхідно проводити на спеціальних оправках в два етапи, а також важливим дослідженням динамічних навантажень

В процесі роботи гвинтового секційного конвеєра (ГСК) виникають навантаження, що спричиняють вихід із ладу його робочих частин, коли кут

відносного повертання між двома сусідніми секціями перевищує допустимий, що визначається із умови міцності. При цьому встановлено, що величина кута повертання при динамічних навантаженнях перевищує величину при статичних навантаженнях.

На основі вище сказаного, виникає необхідність у дослідженні динамічних навантажень на елементи гвинтового секційного конвеєра та характер переміщення його складових. Ці переміщення можна знайти за допомогою вирішення диференціальних рівнянь руху. Для спрощення розрахунків здійснюємо деяку ідеалізацію системи, не враховуючи другорядні фактори.



Рисунок 1 – Загальний вигляд окремих секцій гвинтового робочого органу конвеєра

Розрахункову схему (ГСК) можна представити так, як це показано на (рис. 2.) Ця модель представлена у вигляді зосереджених мас, що з'єднані між собою пружними зв'язками, які є допустимо невагомими, що характеризуються постійними коефіцієнтами жорсткості. Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів знехтувано.

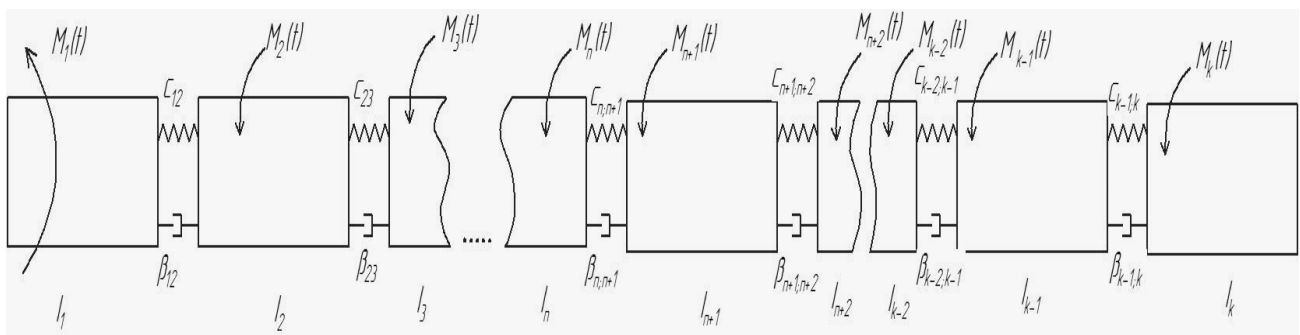


Рисунок 2 – Розрахункова схема процесу роботи секційного конвеєра

До зосереджених мас віднесемо: I_1 – момент інерції ротора двигуна; $I_2 \dots I_k$ – моменти інерції секцій конвеєра, де k – кількість секцій конвеєра. Крім цього на рисунку показано C_{12} – жорсткість з'єднання між двигуном та першою секцією конвеєра. $C_{12} \dots C_{k-1;k}$ – жорсткості з'єднань між секціями конвеєра. β_{12} – коефіцієнт демпфування між двигуном і першою секцією $\beta_{23} - \beta_{k-1;k}$ – коефіцієнти демпфування між сусідніми секціями. Двигун

створює момент приводу $M_1(t)$, при цьому на кожній секції виникає момент опору $M_2(t) \dots M_k(t)$.

Для початку роботи конвеєра можна виділити етапи поступового зростання моментів опору $M_k(t)$ на кожній секції через певні проміжки часу по мірі переміщення вантажу.

Оскільки подача вантажу здійснюється поступово, зростання моментів опору $M_k(t)$ представлено зростаючими постійними залежностями із наступною стабілізацією на певному максимальному рівні.

Залежність моментів опору окремих секцій (ГСК) представимо функціями:

$$M_{k1}(t) = \frac{M_{k \max}}{t_n} (t - (k-1)t_1) \quad (1)$$

де $M_{k1}(t)$ - момент опору на 1 секції конвеєра, Нм;

$M_{k \max}$ – максимальний момент опору на k-ій секції, Нм;

t_n – час, на протязі якого проходить поступове навантаження секції, с;

t_1 – час, на протязі якого відбувається переміщення вантажу між сусідніми секціями, с.

Час переміщення вантажу між сусідніми секціями визначають за формулою:

$$t_1 = \frac{L_c + l_1}{n_1 \cdot T} \quad (2)$$

де L_c – довжина секції, мм;

l_1 – відстань між секціями, мм;

n_1 – частота обертання секцій, об/хв.;

T – крок витків секцій, мм.

Використовуючи рівняння (1), моменти опору представимо залежностями:

$$M_k(t) = \frac{M_{k1}(t) + M_{k \max}(t) - |M_{k1}(t) - M_{k \max}(t)| + |M_{k1}(t) + M_{k \max}(t) - |M_{k1}(t) - M_{k \max}(t)||}{4} \quad (3)$$

Зміну моменту навантаження згідно рівняння (3) представлено у вигляді графіків на (рис.3).

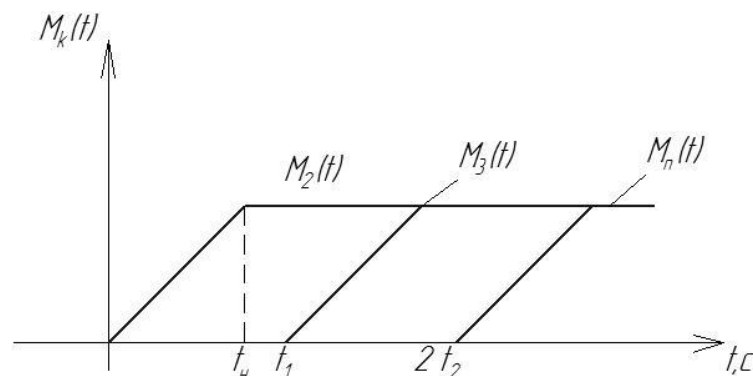


Рисунок 3 – Графіки зміни моментів опорів на гвинтових секціях конвеєра

$$k = 1 \sum \gamma_2 = \frac{k-1 \sum_1^k \delta k}{R} \quad (10)$$

Жорсткості секцій шнека $C_{23} \dots C_{k-1;k}$ залежать від жорсткості гвинтових елементів та стержнів, що розміщені по внутрішньому діаметру гвинтового елемента і визначається за формулою:

$$C_{23} = \frac{EI_x \cdot \cos^2 \alpha + GI_p \cdot \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha\right) \cdot \frac{L_c}{\sin \alpha}} + \frac{G_c I_{pc} \cdot n}{L_c}, \quad (11)$$

де E – модуль пружності I роду матеріалу гвинтового елемента, МПа;
 I_x – осьовий момент інерції поперечного січення витка гвинтового елемента, мм⁴;

α – середній кут нахилу витків гвинтового елемента, град.;

G – модуль пружності II роду матеріалу гвинтового елемента, МПа;

I_p – полярний момент інерції поперечного січення гвинтового елемента, мм⁴;

G_c – модуль пружності II роду матеріалу стержня;

I_{pc} – полярний момент інерції поперечного січення стержня, мм⁴;

n – кількість стержнів.

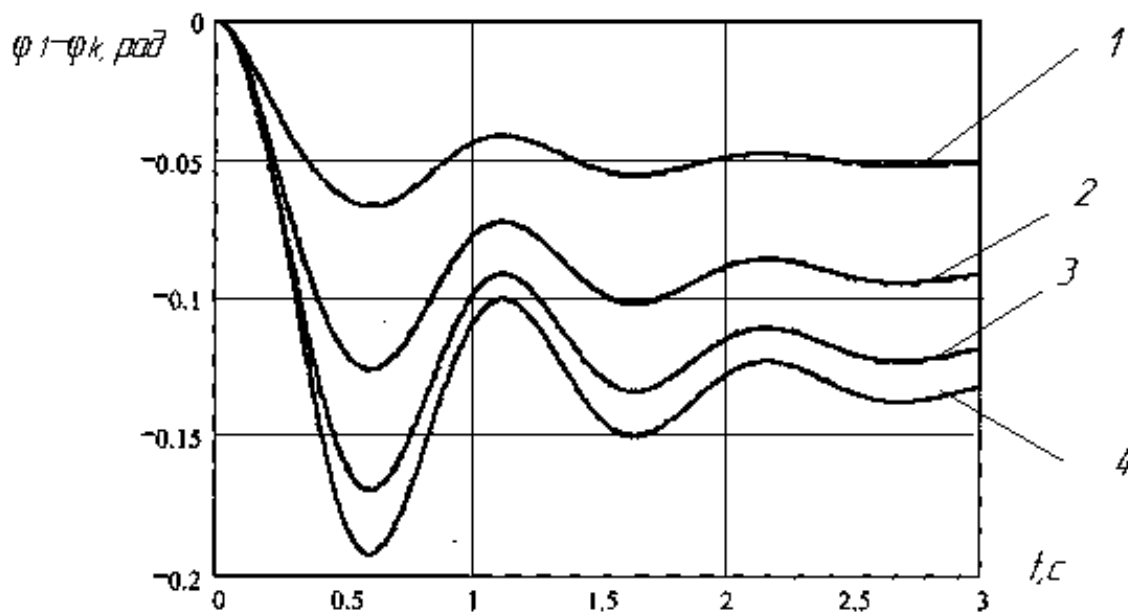


Рисунок 4 – Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі: 1 – $\varphi_1 - \varphi_2$; 2 – $\varphi_1 - \varphi_3$; 3 – $\varphi_1 - \varphi_4$; 4 – $\varphi_1 - \varphi_5$

Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь усі їх складові визначалися експериментально. Із представлених графічних залежностей видно, що зміна кутів і відносної швидкості ГСК в часі зменшується, і динаміка процесу транспортування сипких матеріалів стабілізується.

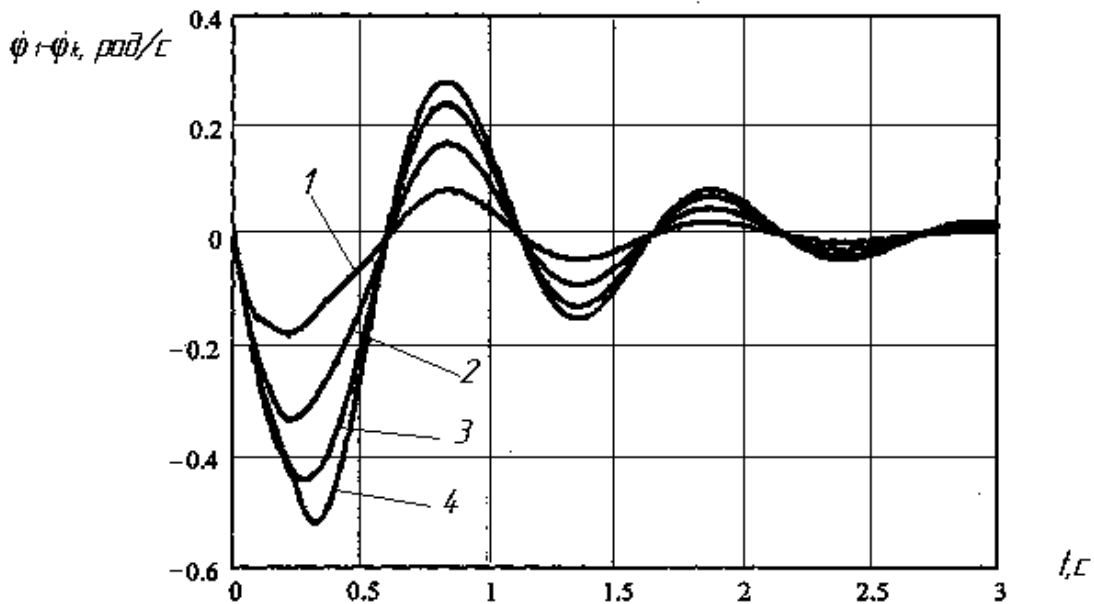


Рисунок 5 – Графік зміни відносної швидкості повороту секцій гвинтового конвеєра в часі: 1 – $\varphi_1 - \varphi_2$; 2 – $\varphi_1 - \varphi_3$; 3 – $\varphi_1 - \varphi_4$; 4 – $\varphi_1 - \varphi_5$

Висновки.

1. Проведено дослідження динамічного процесу роботи ГСК та визначено характер переміщень його складових.
2. Виведені аналітичні залежності для визначення опору, часу переміщень вантажу між сусідніми секціями і величину деформацій секцій.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Григорьев А. М. Гибкие шнеки / А. М. Григорьев, П. А. Преображенский. – К. : Знание, 1967. – 245 с.
2. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б. М. Гевко, М. Г. Данильченко, Р. М. Рогатинський, М. І. Пилипець, А. В. Матвійчук] – Львів : Світ, 1993. – 208 с.
3. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва : дис. ... докт. техн. наук 05.20.01, 05.05.05. / Р. М. Рогатинський. – Тернопіль, 1997. – 454 с.
4. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. – Л. : Машиностроение, 1975. – 148 с.
5. Гевко І. Б., Обґрунтування параметрів гвинтового секційного соковитискача / І. Б. Гевко, І. Я. Новосад // Збірник наукових статей. Випуск 13, «Сільськогосподарські машини». – Луцьк, 2005. – С. 65.
6. Підвищення експлуатаційної надійності і довговічності гнучких гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин / [Б. М. Гевко, О. Л. Ляшук, А. Я. Пік, І. Я. Новосад] // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка. – Харків, 2010. – С. 185-190.

Ляшук О.Л., Дячун А.Е. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОЦЕССА РАБОТЫ ВИНТОВОГО СЕКЦИОННОГО КОНВЕЙЕРА

Приведено исследование динамики нагрузок на элементы винтового секционного конвейера и характер перемещения его составляющих. Представлена расчетная схема процесса работы секционного конвейера с выведением аналитических зависимостей для определения момента сопротивления, времени перемещения груза между соседними секциями и величины деформации секций конвейера.

Ключевые слова: секционный конвейер, расчет нагрузки.

Lyashuk O.L., Dyachun A.E. RESEARCH OF DYNAMICS OF PROCESS OF WORK OF SPIRAL SECTIONAL CONVEYER

Research over of dynamics of loading is brought on the elements of spiral sectional conveyer and character of moving of his constituents. The calculation chart of process of work of sectional conveyer is presented with the leadingout of analytical dependences for determination of moment of resistance, time of moving of load between nearby sections and size of deformation of sections of conveyer.

Key words: sectional conveyer, calculation of loading.

О ПОТРЕБНОСТИ ВВЕДЕНИЯ НОВОГО ЧИСЛЕННОГО ЗНАЧЕНИЯ ПОСТОЯННОЙ ПЛАНКА

Настасенко В.А.,

Вуз «Херсонский государственный морской институт»

В работе рассмотрена новая концепция применения постоянной Планка для оценки минимально возможных величин материального мира. Показано, что в нынешних системах, основанных на круговой постоянной Планка \hbar , невозможна плотная упаковка минимальных частиц и не соблюдается принцип квантования величин, характерный уровню квантовой физики. Предложена новая численная величина постоянной Планка, которая исключает указанные недостатки и уточняет минимально возможные величины материального мира. Обоснована новая количественная оценка этих возможностей.

Ключевые слова: квантовая физика, фундаментальные физические константы, постоянная Планка, предельные значения материальных величин.

Введение, связь работы с основными научными направлениями.

Работа относится к квантовой физике и основам материального мира, связанным с фундаментальными физическими константами, в частности – с постоянной Планка.

В настоящее время к механическим фундаментальным физическим константам относят [1]:

– постоянную Планка

$$h = 6,62607544 \cdot 10^{-34} \text{ Дж} \cdot \text{с} \cdot \tilde{n}, \quad (1)$$

– гравитационную постоянную

$$G = 6,67390 \cdot 10^{-11} \frac{\text{м}^3}{\text{кг} \cdot \text{с}^2}, \quad (2)$$

– скорость света в вакууме

$$c = 0,299792458 \cdot 10^9 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \tilde{n}}. \quad (3)$$

Данные константы связаны с основами мироздания, поскольку входят во все основные законы материального мира, определяющие его строение и сущность, и имеют значение, единственно возможное только в рамках нашей Вселенной. Например, гравитационная постоянная G (2) представляет размерно-массовую характеристику нашей Вселенной [2], и другим ее численное значение быть не может, поскольку данные размеры и масса – ее индивидуальная характеристика, они могут быть иными, лишь в другой Вселенной. Аналогично – скорость света в вакууме c (3) – это также индивидуальная характеристика именно нашей Вселенной, Также однозначна для нашей Вселенной и величина постоянной Планка h (1), как минимально возможный в ней квант действия [1]. Данные константы, как фундаментальные основы Вселенной, остаются неизменными в любой ее

точке, на протяжении всей ее жизни, что подтверждает их особое значение для изучения основ мироздания.

Кроме постоянной Планка h (1), используется также другая константа – круговая постоянная Планка \hbar , связанная с h соотношением:

$$\hbar = \frac{h}{2\pi} = \frac{6,62607544 \cdot 10^{-34} (\ddot{A} \alpha \cdot \tilde{n})}{2\pi} = 1,05457266 \cdot 10^{-34} (\ddot{A} \alpha \cdot \tilde{n}). \quad (4)$$

Введение данной константы обусловлено рядом процессов и явлений в квантовой физике, физике элементарных частиц и в ядерной физике. Однако работы в области минимальных структур материального мира [3-5] показали, что физический смысл, значение и область применения \hbar требует уточнения.

Постановка задач работы и ее научная новизна. Учитывая фундаментальность констант h , \hbar , G , c и их значение для материального мира, уточнение их истинного физического смысла, сферы применения и численных значений, является актуальной и важной задачей для развития науки в целом. Ее решение применительно к одной из них – постоянной Планка, является целью данной работы, что подтверждает ее актуальность и практическую значимость.

Научную новизну выполняемой работы составляет новый подход к оценке истинного физического смысла связанной с постоянной Планка h круговой постоянной Планка \hbar , а также обоснование нового численного значения постоянной Планка и области его применения.

Решение данных проблем является главными задачами выполняемой работы.

Поиск путей достижения поставленной цели и путей решения поставленных задач. Особый интерес в данной работе связан с использованием констант \hbar , G , c для определения Планковских величин длины l_p (5), времени t_p (6) и массы m_p [1], полученных еще в 1900 г. М.Планком:

$$l_p = \sqrt{\frac{\hbar G}{c^3}} = \sqrt{\frac{1,05457266 \cdot 10^{-34} (\ddot{A} \alpha \cdot \tilde{n}) \cdot 6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e} \tilde{a} \cdot \tilde{n}^2} \right)}{\left(0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}} \right) \right)^3}} = \quad (5)$$

$$= 1,61621 \cdot 10^{-35} (\dot{i})$$

$$t_p = \sqrt{\frac{\hbar G}{c^5}} = \sqrt{\frac{1,05457266 \cdot 10^{-34} (\ddot{A} \alpha \cdot \tilde{n}) \cdot 6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e} \tilde{a} \cdot \tilde{n}^2} \right)}{\left(0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}} \right) \right)^5}} = \quad (6)$$

$$= 5,39109 \cdot 10^{-44} (c)$$

$$m_p = \sqrt{\frac{\hbar c}{G}} = \sqrt{\frac{1,05457266 \cdot 10^{-34} (\text{Å} \cdot \tilde{n}) \cdot 0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{i}{\tilde{n}}\right)}{6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{i^2}{\hat{e} \tilde{a} \cdot \tilde{n}^2}\right)}} = \quad (7)$$

$$= 2,17650 \cdot 10^{-8} (\hat{e} \tilde{a})$$

Главной особенностью l_p , t_p , m_p является то, что получены они не произвольно, а на основе конкретных значений констант \hbar , G , c по строгим зависимостям (5...7), при этом меньших величин, строго обоснованных расчетными зависимостями, как для внешней длины (5), так и для времени (6), в рамках знаний современной физики, не выявлено [1, 3-5].

Однако неадекватность Планковской массы (7) во много раз меньшим величинам Планковской длины (5) и Планковского времени (6), (например, электрон e имеет классический радиус $r_e = 2,81794092 \cdot 10^{-15}$ м, что на 20 порядков больше Планковской длины $l_p = 1,61621 \cdot 10^{-35}$ м, однако его масса $m_e = 9,1093897 \cdot 10^{-31}$ кг, что на 22 порядка меньше Планковской массы $m_p = 2,17650 \cdot 10^{-8}$ кг), привела к тому, что их считают абстрактными величинами. Учитывая, что указанная неадекватность величин успешно преодолена в работах [1, 3-5] при привязке Планковских параметров l_p , t_p , m_p к тонкому (толщина l_p) сферическому слою, охватывающему всю Вселенную, поэтому все известные Планковские параметры признаны реальными величинами, что позволяет их применять во всех случаях научных исследований основ материального мира. На их базе, для реализации цели данной работы, выдвинут ряд гипотез, с дальнейшим их обоснованием и окончательным доказательством, основанном на известных реальных физических законах, а вытекающие из них научные открытия – приведены в выводах работы.

Выдвинутые гипотезы и их обоснование. 1-я гипотеза – Планковская длина l_p является минимально возможной внешней длиной для каких-либо частиц в материальном мире, поскольку задана тремя фундаментальными константами (2)...(4) в рамках строгой зависимости (5). До тех пор, пока не будут найдены другие фундаментальные физические константы, такого же уровня значимости для Вселенной, как константы \hbar , G , c , или новые функциональные зависимости, позволяющие строго получить из них меньшую внешнюю величину длины, нет никаких оснований утверждать, что существуют меньшие размеры, чем величина l_p . Этот вывод позволяет утверждать, что на данном уровне знаний о материальном мире, 1-я гипотеза является достоверным знанием.

На базе приведенных данных и общих положений квантовой физики [1], можно строго утверждать, что любые другие размеры должны быть кратными (квантовыми) Планковской длине (5), однако для Планковской длины (8), определенной по аналогии с зависимостью (5) на базе исходной постоянной Планка (1), квантование не соблюдается (9):

$$l_p' = \sqrt{\frac{hG}{c^3}} = \sqrt{\frac{6,62607544 \cdot 10^{-34} (\text{Å} \cdot \tilde{n}) \cdot 6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \tilde{n}^2} \right)}{\left(0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}} \right) \right)^3}} = \quad (8)$$

$$= 4,051231 \cdot 10^{-35} (\dot{i})$$

$$\frac{l_p'}{l_p} = \frac{4,051231 \cdot 10^{-35} (\dot{i})}{1,61621 \cdot 10^{-35} (\dot{i})} = 2,506624 \quad (9)$$

Таким образом, необходимо устранение указанного недостатка, что требует более глубокого анализа данных констант.

Новое представление постоянной Планка и ее нового численного значения. Проведенный анализ показал, что круговая постоянная Планка \hbar является величиной, принятой условно, для более удобного представления процессов, протекающих на молекулярном и атомном уровне, и уровне элементарных частиц [1]. При этом, исходя из соотношения (4), величина h к величине \hbar относится, как дуга окружности, к радиусу, что характерно для круглого представления элементарных частиц.

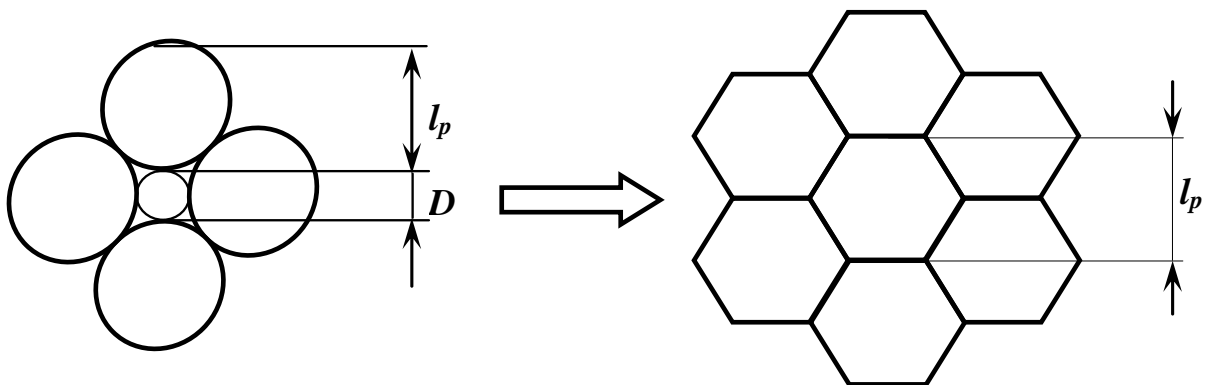


Рисунок 1 – Система обычной и плотной упаковки элементарных частиц с размерами l_p Планковского уровня

Однако в области минимальных структур материального мира, с которой связана величина l_p , элементарные частицы предельно возможных размеров не могут деформироваться далее, т.е. будут абсолютно жесткими, поскольку являются минимально возможными квантами пространства во Вселенной. Возникающие в шаровых структурах зазоры D между такими частицами, меньшие, чем величина l_p , также должны быть исключены, а в зазоре, равном величине l_p , может разместиться сама частица таких же размеров l_p , что обеспечивает возможность плотной упаковки минимально возможных квантовых частиц по простейшей схеме, показанной на рис. 1.

Формирование предложенной плотноупакованной структуры частиц Планковского уровня в виде правильных шестигранников – является 2-й гипотезой, принятой в данной работе. Ее достоверность подтверждается квантовыми законами материального мира.

Дальнейший анализ предложенной шестигранной структуры показал, что привязка минимальной длины l_p к наружным размерам неправомерно, поскольку меньшие размеры имеет его боковая грань и логично l_p связать с ней. Однако при этом также возникает противоречие – с боковой гранью хорошо квантуется диаметр описанной окружности шестигранника, с которым можно связать его высоту, но не квантуется диаметр вписанной окружности шестигранника, с которым можно связать его ширину. Кроме того, с l_p по-прежнему не квантуется величина l_p' (8), а именно с ней, в рамках зависимости (10) [1], связывают длину волны λ_p' элементарных частиц данного уровня:

$$\lambda_p' = \frac{hc}{E_p} = \sqrt{\frac{6,62607544 \cdot 10^{-34} (\ddot{A} \alpha \cdot \tilde{n}) \cdot \left(0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{i}{\tilde{n}}\right)\right)^3}{4,903320 \cdot 10^9 (\ddot{A} \alpha)}} = \quad (10)$$

$$= 4,051231 \cdot 10^{-35} (i),$$

где E_p – энергия элементарной частицы данного уровня, Дж:

$$E_p' = \sqrt{\frac{hc^5}{G}} = \sqrt{\frac{6,62607544 \cdot 10^{-34} (\ddot{A} \alpha \cdot \tilde{n}) \cdot \left(0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{i}{\tilde{n}}\right)\right)^3}{6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{i^2}{\hat{e} \tilde{a} \cdot \tilde{n}^2}\right)}} = \quad (11)$$

$$= 4,90332 \cdot 10^9 (\ddot{A} \alpha)$$

Таким образом, необходимо устранение указанного недостатка, что является следующей задачей данных исследований.

При ее решении учитывали: первое условие – квантовый принцип построения материального мира на уровне элементарных частиц и более глубоких уровнях, к которому относятся Планковские величины l_p , t_p , m_p ; второе условие – первичность постоянной Планка (1) и полученных на ее базе параметров, по сравнению с условно принятой круговой постоянной Планка (4) и полученных на ее базе параметров. Объясняется это тем, что при плотноупакованной структуре элементарных квантов пространства Вселенной (рис.1), шаровая структура должна быть заменена шестигранной и удовлетворять 1-й гипотезе, принятой в данной работе.

Удовлетворить все эти условия позволяет шестигранная структура (рис.2), у которой минимальный размер l_{pN} связан с боковой гранью, а его величина строго квантуется с высотой l_p' шестигранника (диаметром его описанной окружности), что является 3-й гипотезой, принятой в данной работе. Достоверность этой гипотезы подтверждается законами квантового

строения материального мира и реальными значениями величин l_p' и l_p , из которых l_p' является доминирующей, поскольку строго заданна законами (8), (10), а величина l_p является условной, исходя из условности принятой величины круговой постоянной Планка (4).

Исключить размер ширины шестигранника (диаметр его вписанной окружности) можно в том случае, если на Планковском уровне существует естественный запрет на перемещение в квантовой структуре под иными углами, кроме 60° , сформированными в правильных треугольниках, на которые может быть разложена исходная шестигранная структура (рис. 2), что является 4-й гипотезой, принятой в данной работе. Достоверность этой гипотезы подтверждается законами квантового строения материального мира и построением квантовой структуры, наиболее близкой к идеальной.

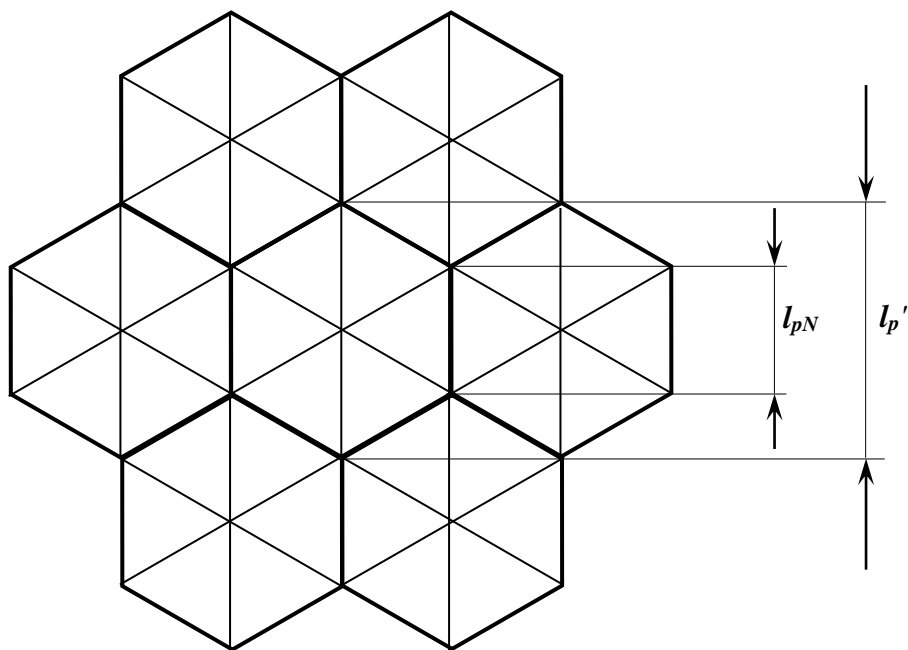


Рисунок 2 – Окончательный вид плотноупакованной квантовой структуры Планковского уровня.

Получение предложенной плотноупакованной квантовой структуры, в которой $l_p' = 2l_{pN}$, возможно на базе выбора нового условного значения постоянной Планка \hbar_N (12), уровень состоятельности которой адекватен уровню условно принятой круговой постоянной Планка \hbar , что является 5-й гипотезой, принятой в данной работе:

$$\hbar_N = \frac{1}{4}h = \frac{1}{4} \cdot 6,62607544 \cdot 10^{-34} (\text{Дж} \cdot \text{с}) = 1,65651886 \cdot 10^{-34} (\text{Дж} \cdot \text{с}). \quad (12)$$

Найденная на базе новой величины постоянной Планка \hbar_N новая величина Планковской длины l_{pN} (13), строго квантуется в отношении 1:2 с величиной l_p' (8), поэтому является более реальной минимальной величиной длины для плотноупакованных квантовых систем, чем l_p (5):

$$l_{pN} = \sqrt{\frac{h_N G}{c^3}} = \sqrt{\frac{1,65651886 \cdot 10^{-34} (\text{Å} \cdot \tilde{n}) \cdot 6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e} \tilde{a} \cdot \tilde{n}^2}\right)}{\left(0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}}\right)\right)^3}} = \quad (13)$$

$$= 2,025615 \cdot 10^{-35} (\dot{i})$$

$$\frac{l_p'}{l_p} = \frac{4,051231 \cdot 10^{-35} (\dot{i})}{2,025615 \cdot 10^{-35} (\dot{i})} = 2 \quad (14)$$

В пространственном виде новый элементарный квант представляет правильную трехгранную призму с углом граней основания 60° (рис.3.а), а полная Планковская структура, рассчитанная на базе постоянной Планка h , и квантуемая с элементарным квантом в соотношении 2:1, составляет собранную из 2×6 элементарных квантов правильную шестигранную призму, у которой высота также удвоена и составляет величину $l_p' = l_{pN}$.

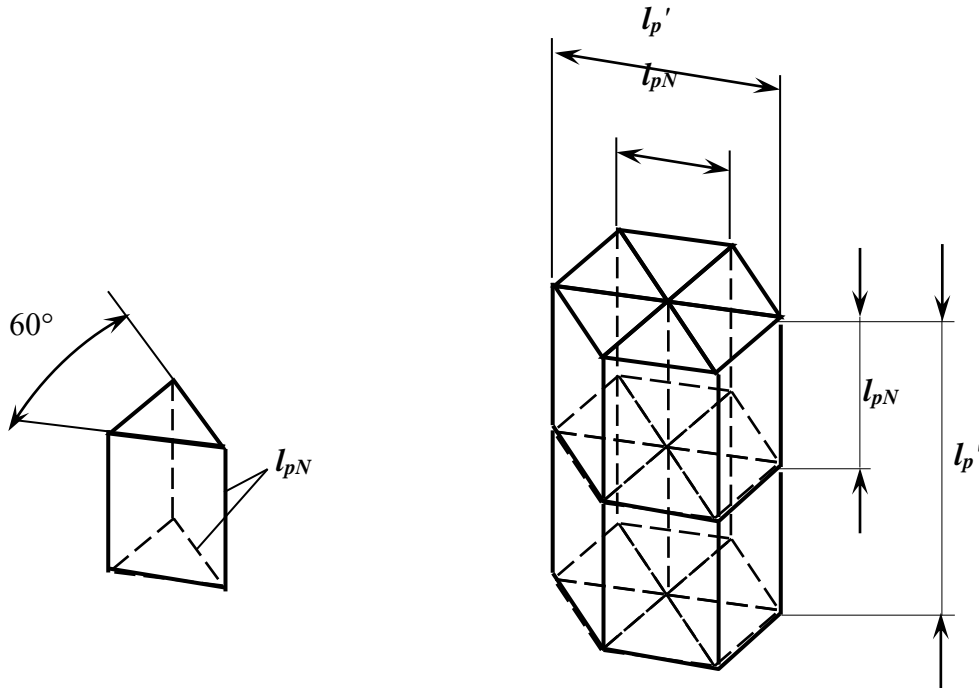


Рисунок 3 – Новое представление элементарных квантов пространства

Таким же образом могут быть найдены остальные новые величины времени t_{pN} и массы m_{pN} , предельно возможные на Планковском уровне для плотноупакованных квантовых систем:

$$t_{pN} = \sqrt{\frac{h_N G}{c^5}} = \sqrt{\frac{1,65651886 \cdot 10^{-34} (\ddot{A} \alpha \cdot \tilde{n}) \cdot 6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e} \tilde{a} \cdot \tilde{n}^2}\right)}{\left(0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}}\right)\right)^5}} = \quad (15)$$

$$= 6,756726 \cdot 10^{-44} (c).$$

$$m_{pN} = \sqrt{\frac{h_{NC}}{G}} = \sqrt{\frac{1,65651886 \cdot 10^{-34} (\ddot{A} \alpha \cdot \tilde{n}) \cdot 0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}}\right)}{6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e} \tilde{a} \cdot \tilde{n}^2}\right)}} = \quad (16)$$

$$= 2,727839 \cdot 10^{-8} (\hat{e} \tilde{a}).$$

При этом кратность параметров l_{pN} , t_{pN} , m_{pN} , параметрам l_p' (8), t_p' (17), m_p' (19), полученным на базе постоянной Планка (1), в соотношении 1:2 (14), (18), (20), подтверждает двухслойное строение кванта пространства и его целостность, как шестигранника (рис. 2), поскольку параметры l_{pN} и t_{pN} могут быть связаны с каждой из 6 трехгранных призм, структурирующих шестигранники, а масса m_{pN} – нет, она может быть разделена на число 6, лишь условно, поэтому призмы отражают лишь схему прохождения кванта.

$$t_p' = \sqrt{\frac{hG}{c^5}} = \sqrt{\frac{6,62607544 \cdot 10^{-34} (\ddot{A} \alpha \cdot \tilde{n}) \cdot 6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e} \tilde{a} \cdot \tilde{n}^2}\right)}{\left(0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}}\right)\right)^5}} = \quad (17)$$

$$= 13,51345 \cdot 10^{-44} (c),$$

$$\frac{t_p'}{t_p} = \frac{13,51345 \cdot 10^{-44} (\tilde{n})}{6,756726 \cdot 10^{-44} (c)} = 2, \quad (18)$$

$$m_p' = \sqrt{\frac{hc}{G}} = \sqrt{\frac{6,62607544 \cdot 10^{-34} (\ddot{A} \alpha \cdot \tilde{n}) \cdot 0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}}\right)}{6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e} \tilde{a} \cdot \tilde{n}^2}\right)}} = \quad (19)$$

$$= 5,455678 \cdot 10^{-8} (\hat{e} \tilde{a}),$$

$$\frac{m_p'}{m_p} = \frac{5,455678 \cdot 10^{-8} (\hat{e} \tilde{a})}{2,727839 \cdot 10^{-8} (\hat{e} \tilde{a})} = 2. \quad (20)$$

Объясняется это тем, что параметры l_{pN} и t_{pN} относятся к минимально возможным величинам материального мира, а m_{pN} – к максимальным, т.е. –

ко всему Планковскому слою Вселенной, и могут далее делиться, с учетом конкретного количества входящих в данный слой квантов пространства.

Новые минимально возможные величины Планковского уровня l_{pN} , t_{pN} , m_{pN} , рассчитанные на базе новой постоянной Планка h_N , являются более реальными для плотноупакованных квантовых систем, чем круговые l_p (5), t_p (6), m_p (7), рассчитанные на базе круговой постоянной Планка \hbar , которые могут быть реальными лишь для круговых систем – элементарных частиц, атомов и молекул. Поэтому в дальнейших исследованиях следует использовать только те постоянные Планка h , \hbar , h_N , которые соответствуют данному уровню материального мира.

С учетом выполненной работы [6], а также того, что предыдущие уровни материального мира обладают свойствами вещества и поля, можно утверждать, что данные параметры l_{pN} и t_{pN} относятся также к волновым характеристикам гравитационного поля (длине волны, амплитуде, периоде, частоте и т.д.), которое поддерживает существование элементарных частиц и квантов пространства Планковского уровня, при этом наличие в поле массы m_{pN} строго доказывает, что оно – гравитационное.

Общие выводы и сделанные научные открытия. Проведенные в данной работе исследования позволяют заключить:

1. Для предельного уровня материального мира, к которому относится Планковский, полученный на базе фундаментальных физических констант: постоянной Планка, гравитационной постоянной, скорости света в вакууме, должны соблюдаться квантовые принципы строения материи.

2. Предельно возможные величины Планковского уровня – длина l_p , время t_p и масса m_p , определенные на базе круговой постоянной Планка \hbar , не обеспечивают квантовых принципов строения материального мира, что подтверждается отсутствием их кратности с такими же Планковскими параметрами, определенными на базе исходной постоянной Планка h .

3. На Планковском уровне формирования материального мира, исходя из квантовых принципов, предельно возможные элементарные частицы должны быть плотноупакованными.

4. Круговые системы элементарных частиц Планковского уровня не могут быть отнесены к плотноупакованным системам в рамках квантовых принципов строения материального мира, поскольку на данном уровне предельно возможные величины не могут изменяться дальше, в частности – до меньших величин, которые формируются в зазорах между элементами круговых систем.

5. Системы плотноупакованных элементарных частиц Планковского уровня должны быть правильной шестигранной формы, поскольку для них обеспечивается кратность (квантование) боковой стороны и максимального размера – высоты, или диаметра описанной окружности шестигранника.

6. В шестигранных плотноупакованных системах Планковского уровня проявление меньшего, по сравнению с высотой, значения ширины, с которой связан диаметр вписанной окружности, может быть исключено за счет принципов квантового движения (обхода) шестигранной фигуры под углом

60°, виконуваними тільки по лініям мінімально можливих квантових розмірів – переходов.

7. Возможность обхода шестигранных структур Планковского уровня по линиям минимальных квантовых переходов, позволяет выделить в них составляющие элементы – шесть правильных треугольников со сторонами, равными боковой грани шестигранника, или минимальной квантовой длине.

8. Предложена новая постоянная Планка \hbar_N , которая обеспечивает условия квантования минимально возможных величин и формирование плотноупакованных структур в виде квантов пространства шестигранной формы, которая может быть определена, как $\frac{1}{4}$ часть от постоянной Планка h , а ее численное значение составляет величину:

$$\hbar_N = \frac{1}{4}h = \frac{1}{4} \cdot 6,62607544 \cdot 10^{-34} (\text{Дж} \cdot \text{с}) = 1,65651886 \cdot 10^{-34} (\text{Дж} \cdot \text{с}).$$

9. Исходя из нового значения постоянной Планка \hbar_N , минимально возможная в материальном мире длина l_{pN} и связанные с ней квантовые вещественные и волновые параметры материальных структур, составляют величину:

$$l_{pN} = \sqrt{\frac{\hbar_N G}{c^3}} = \sqrt{\frac{1,65651886 \cdot 10^{-34} (\text{Ä} \cdot \tilde{n}) \cdot 6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \tilde{n}^2} \right)}{\left(0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}} \right) \right)^3}} = 2,025615 \cdot 10^{-35} (\dot{i})$$

Исходя из нового значения постоянной Планка \hbar_N , минимально возможный в материальном мире квант времени t_{pN} и связанные с ним вещественные и волновые параметры материальных структур, составляют величину:

$$t_{pN} = \sqrt{\frac{\hbar_N G}{c^5}} = \sqrt{\frac{1,65651886 \cdot 10^{-34} (\text{Ä} \cdot \tilde{n}) \cdot 6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \tilde{n}^2} \right)}{\left(0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}} \right) \right)^5}} = 6,756726 \cdot 10^{-44} (c)$$

Исходя из нового значения постоянной Планка \hbar_N , максимально возможный в материальном мире квант массы m_{pN} и связанные с ним вещественные и волновые параметры материальных структур, составляют величину:

$$m_{pN} = \sqrt{\frac{\hbar_N c}{G}} = \sqrt{\frac{1,65651886 \cdot 10^{-34} (\text{Ä} \cdot \tilde{n}) \cdot 0,299792458 \cdot 10^9 \left(\frac{\dot{i}}{\tilde{n}} \right)}{6,67390 \cdot 10^{-11} \left(\frac{\dot{i}^2}{\hat{e}\tilde{a} \cdot \tilde{n}^2} \right)}} = 2,727839 \cdot 10^{-8} (\hat{e}\tilde{a})$$

Максимально возможный в материальном мире квант массы m_{pN} может делиться и рассеиваться в пространстве в рамках сферического Планковского слоя толщиной l_{pN} , охватывающего всю Вселенную.

Совокупность представленных квантовых форм материального мира и закономерностей для их определения является новым описанием объективно существующей реальности, подтверждаемым достоверными и широко известными фундаментальными физическими константами. Новые сведения не были известны ранее и обеспечивают существенное расширение знаний о материальном мире, что отвечает всем критериям научных открытий.

Приведенные в данной работе новые научные положения имеют концептуальный уровень, что требует их дальнейшей проверки, однако их достоверность обоснована рядом известных законов квантовой физики, а также непротиворечивостью всем основным законам материального мира.

Таким образом, все поставленные в данной работе задачи решены, найденная новая постоянная Планка и новые Планковские величины могут быть рекомендованы для широких научных исследований.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Политехнический словарь / [Ред. кол.: А. Ю.Ишлинский (гл. ред.) и др.] – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Сов. энциклопедия, 1989. – 638 с.

2. Настасенко В. А. Открытие истинного физического смысла гравитационной постоянной и его значение для исследования Вселенной / В. А.Настасенко, Е. В.Настасенко : тез. докл. 3-й Междунар. науч.-техн. конф. в г.Москве «Авиация и космонавтика – 2004». – М. : Национальный ун-т «МАИ», 2004. – С. 27.

3. Настасенко В. А. Эталон массы в элементах квантовой физики : сб. трудов VII Междунар. науч.-техн. конф. «Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века» , Т1. – Донецк : ДонГТУ, 2000. – С. 95-100.

4. Настасенко В. А. Анализ предельно-возможных слоистых структур : матеріали Ювілейної Х Міжнародної конференції «Фізика і технологія тонких плівок», Т.2. – Івано-Франківськ : Прикарп. нац. ун-т, «Гостинець», 2005. – С. 35-36.

5. Настасенко В. О. Аналіз гранично можливих шаруватих структур. // Фізика і хімія твердого тіла. – Івано-Франківськ : Прикарп. нац. ун-т, 2006. – №4. – Т.7. – С. 793-797.

6. Настасенко В. А. Открытие предельно возможных величин волновых параметров : Сб. тезисов докладов 10-й Юбилейной Международной конференции «Теория и техника передачи, приема и обработки информации», Т.1. – Харьков : ХНУРЭ, 2004. – С. 30-31.

Настасенко В.О. ПРО ПОТРЕБУ ВВЕДЕННЯ НОВОГО ЧИСЕЛЬНОГО ЗНАЧЕННЯ ПОСТІЙНОЇ ПЛАНКА

У роботі розглянута нова концепція застосування постійною Планка для оцінки мінімально можливих величин матеріального світу. Показано, що в нині прийнятих системах, основаних на круговій постійній Планка \hbar , неможлива щільна упаковка мінімальних частинок і не дотримується принцип квантування величин, характерний рівню квантової фізики. Запропонована нова чисельна величина постійної Планка \hbar_N , яка виключає вказані недоліки і уточнює мінімально можливі величини матеріального світу. Обґрунтована нова кількісна оцінка цих можливостей.

Ключові слова: квантова фізика, фундаментальні фізичні константи, постійна Планка, граничні значення матеріальних величин.

Nastasenko V.A. ABOUT NECESSITY OF INTRODUCING NEW NUMERAL VALUE OF PLANCK CONSTANT

New conception of applying Planck constant for estimating the minimum possible sizes of the material world is considered. It is shown that in the accepted systems, based on circular Planck constant \hbar , dense packing of minimum particles is impossible and principle of quantizing sizes, characteristic for the level of quantum physics, is not observed. The new numeral size of Planck constant \hbar_N which eliminates the indicated failings and specifies the minimum possible sizes of the material world is suggested. The new quantitative estimation of these possibilities is grounded.

Key words: quantum physics, fundamental physical constants, Planck constant, maximum values of material sizes.

МАГНІТНЕ ПОЛЕ В ШИРОКОМУ МІЖПОЛЮСНОМУ ПРОМІЖКУ

*Овчарук О.М., Скрипка Г.Л.,
ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»*

Стаття стосується магнітного поля в магнітоінертному середовищі. На основі теоретичних досліджень запропонований метод розрахунку магнітного поля в широкому міжполюсному проміжку. Стаття може бути корисною для інженерно-технічних робітників багатьох галузей промисловості.

Ключові слова: магнітне поле, контур, напруженість, струм.

Вступ. Аналіз відомої літератури вказує на те, що теорія магнітних потоків в феромагнетиках розроблена досить широко і досконало. Якщо ці потоки пронизують вузькі проміжки між феромагнетиками, заповнені слабкими магнетиками, проблем не виникає, оскільки в цих проміжках магнітний потік розширюється слабо і магнітна індукція зменшується також слабо. Експериментальні дані доповнюють недостатність інформації.

Аналіз стану проблеми. Постановка задачі. Є багато практичних випадків, коли необхідно створити сильне магнітне поле в магнітоінертному середовищі (гази, рідина) в значних об'ємах, наприклад, в тілі людини. Тому треба навчитись попередньо розраховувати і створювати такі магнітні поля. Цій задачі і присвячена дана робота.

Основний матеріал.

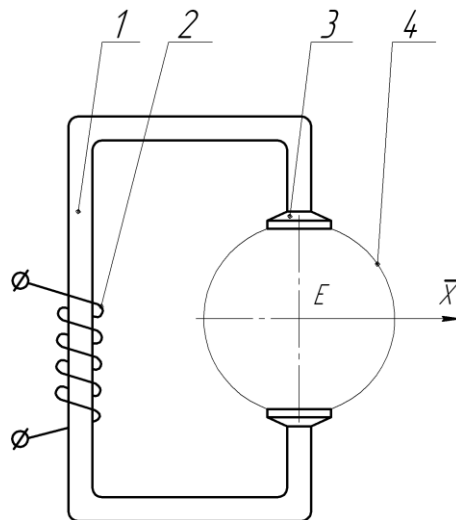


Рисунок 1 – Загальна схема магнітного контура: 1 – магнітопровід, 2 – котушка живлення, 3 – башмачок, 4 – зона зосередження

Зазвичай, сильне магнітне поле створюється в проміжку між двома полюсами магнітопроводу. Перевага такої схеми полягає в тому, що потрібне магнітне поле замикається накоротко магнітопроводом з феромагнетика, що має малий магнітний опір і не потребує суттєвих енергетичних витрат. Цей магнітопровід повинен закінчуватись розширеними башмачками-наконечниками, які зменшують напруженість магнітного поля на межі башмачка з немагнітним середовищем (наприклад, повітрям), зменшують

його магнітний опір і можливу шкоду від місцевого перевантаження (перенапруження). Башмачки повинні бути замінними, щоб можна було змінювати їх форму. Загальна схема магнітного контура показана на рис. 1, а можлива форма башмачка і його магнітне поле – на рис. 2. Рисунок показує, що потік напруженості \vec{I} магнітного поля башмачка, з огляду на його конструкцію, сильно розгалужується і частково замикається навколо точок B і C . Тому в напрямку осі Z до другого башмачка йде лише частина потоку, обумовлена існуванням тільки складової \dot{I}_z напруженості \vec{I} . А ліворуч від лінії AB і праворуч від лінії CD проекція \dot{I}_z має уже протилежний напрямок. Там потрібного основного потоку вже нема, є потік розсіювання, що визначається радіальною складовою \dot{I}_δ .

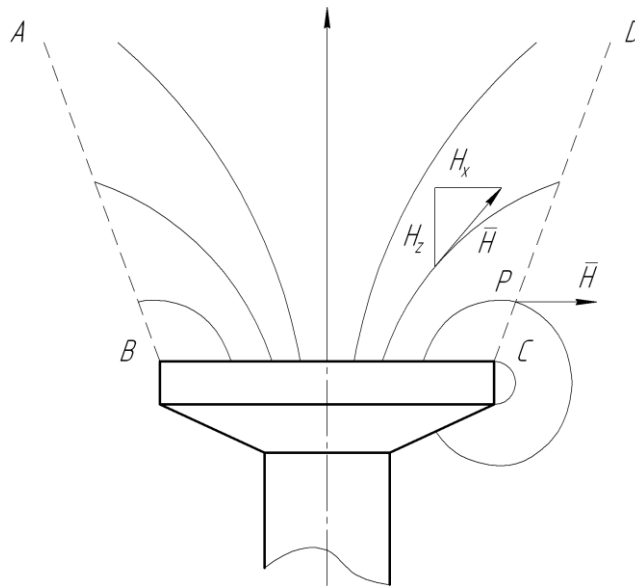


Рисунок 2 – Магнітне поле біля башмачка

Магнітне поле другого башмачка на протилежному полюсі магнітопроводу, аналогічне показаному, буде посилювати складову \dot{I}_z (всмоктувати магнітні силові лінії) і частково або повністю (посередині між полюсами) гасити складову \dot{I}_δ . Таким чином, в проміжку між полюсами основне сильне магнітне поле генерується: на схемі 1 (рис. 1) приблизно в межах кулі 4, а на схемі 2 (рис. 2) – в межах конуса $ABCD$. Наступні розрахунки, як побачимо, підтверджують цю тезу.

Магнітопровід, з метою зменшення непродуктивних витрат енергії, повинен діяти (функціонувати) в межах вузької петлі гістерезису, де функція $B(H)$ майже лінійна. Це означає, що для звичайних вуглецевих сталей верхня межа індукції B не повинна перевищувати 1 Тл. Бажано також (для спрощення), щоб котушка живлення магнітного контура могла працювати при напрузі 220 В і навіть нижче.

Розрахунок магнітопроводу. Для конкретного розрахунку і створення лабораторної установки візьмемо магнітопровід із феромагнітної сталі перетином $S_l = 16 \text{ см}^2$ ($4 \times 4 \text{ см}$) довжиною $l = 0,9 \text{ м}$. Відстань між башмачками в повітрі $2a = 0,2 \text{ м}$ ($a = 0,1 \text{ м}$). Магнітна проникливість сталі $\mu = 2000$.

Магнітна індукція в магнітопроводі (практично однакова по всій довжині його) за умовою $B_l = 1$ Тл. Потрібна напруженість магнітного поля в сталі:

$$\dot{I}_1 = \frac{\hat{A}_1}{\mu_0 \mu} = \frac{1}{1,26 \times 10^{-6} \times 2000} = 400 \text{ A} / \text{m} . \quad (1)$$

В башмачку потік магнітної напруженості розширюється і послаблюється у стільки разів, у скільки площа башмачка більша за перетин магнітопроводу, наприклад, у 4 рази. Тоді одержимо на робочій поверхні башмачка, на стику з повітрям, напруженість

$$\dot{I}_{1n} = \frac{\dot{I}_1}{4} = 100 \text{ A} / \text{m} . \quad (2)$$

Створити таку напруженість міг би кільцевий струм I_k на зовнішнім діаметрі D башмачка за формулою [1].

$$\dot{I}_{1n} = \frac{I_k}{D}, \quad (3)$$

звідки

$$I_k = H_{1n} \times D = 100 \times 0,08 = 8 \text{ A} . \quad (4)$$

Цей струм важливо знати, щоб за його допомогою розрахувати поле в повітрянім проміжку між полюсами магнітопроводу (тому що іншого досяжного інженерного методу такого розрахунку немає).

Розрахуємо котушку живлення магнітопроводу. Відомо, що

$$\dot{I}_1 = \frac{{}^2_1 W}{l_1}, \quad (5)$$

де W – кількість витків провідника в котушці; I_1 – сила струму в провіднику.

Звідки

$${}^2_1 W = \dot{I}_1 l_1 = 400 \times 0,90 = 360 \text{ A} . \quad (6)$$

Попередньо візьмемо: $I_1 = 1 \text{ A}$, $W = 360$.

Індуктивність котушки:

$$L = \mu_0 \mu \frac{W^2 S_1}{l_1}. \quad (7)$$

Індуктивний опір:

$$R_L = 2\pi f L, \quad (8)$$

де $f = 50$ Гц – частота струму.

Потрібна напруга (наближено):

$$U = I_1 R_L. \quad (9)$$

Чисельно:

$$L = 1,26 \times 10^{-6} \times 2 \times 10^3 \frac{360^2 \times 16 \times 10^{-4}}{0,9} = 0,581 \hat{A}i ;$$

$$R_L = 2 \times 3,14 \times 50 \times 0,581 = 182,4 \hat{H} ;$$

$$U = 1 \times 182,4 = 182,4 \hat{A} .$$

Перевіримо, наскільки є суттєвим активний опір R_a провідника, якщо взяти за нормами безпеки густину струму не більше 2 А/мм². Тоді переріз провідника становитиме:

$$S_{i\partial} \geq \frac{I}{2} \geq 0,5 \hat{i}^2 ; \quad (10)$$

$$d_{i\partial} = 0,8 \hat{i} .$$

Довжина провідника:

$$l_{i\partial} = W \pi d_{i\partial} , \quad (11)$$

d_{kc} – середній діаметр намотки в котушці.

$$l_{i\partial} = 360 \times 3,14 \times 0,05 = 56,52 \hat{i} .$$

Питомий опір мідного дроту становить $\rho = 0,0175$ Ом×мм²/м, тоді:

$$R_a = \frac{\rho l_{i\partial}}{S_{i\partial}} = \frac{0,0175 \times 56,52}{0,5} = 1,978 \hat{H} . \quad (12)$$

Такою величиною активного опору порівняно з індуктивним можна знехтувати і вважати індуктивний опір загальним.

Маємо навіть запас напруги (до 220 В) і можемо збільшити кількість витків до $W = 390$.

Тоді одержимо:

$$L = 0,581 \frac{390^2}{360^2} = 0,682 \hat{A}i ;$$

$$R_L = 214 \hat{H} ;$$

$$U = 214 \hat{A} .$$

Такий запас магніторушійної сили компенсує невідворотні втрати енергії в контурі. Потужність котушки при струмові в 1 А також буде порядку 220 Вт.

Розрахунок магнітного поля між полюсами. Отже маємо умовний кільцевий струм I_k на ободі башмачка, і тепер треба визначити, яке магнітне поле він створюватиме навколо себе. Такі задачі зазвичай вирішуються за допомогою формули Біо-Савара-Лапласа для елемента струму Idl з наступним інтегруванням:

$$d\vec{H} = Idl \frac{\vec{j} \times \vec{e}_r}{4\pi r^2}, \quad (13)$$

де $d\vec{H}$ – елементарна напруженість від елемента струму Idl ; \vec{j} – орт напрямку струму I ; \vec{e}_r – орт напрямку r .

В нашому випадку безпосереднє використання формули (13) є досить складним. Тому підемо іншим шляхом. Замість кільцевого струму на діаметрі D скористаємось струмом полігональним: восьмикутним (рис. 3, рис. 4), або навіть найпростішим – чотирикутним.

Основними параметрами такої фігури є довжина грані b і її відстань h до центра багатокутника. Перерахувати кільце діаметром D на багатокутник можна за критерієм, щоб у них було однакове співвідношення $C/4S$, тобто частка циркуляції струму по контуру до чотирьох площ цього контуру (в такому разі вони створюють однакову напруженість, див. (3)). Для кільцевого струму:

$$\frac{\tilde{N}}{4S} = \frac{I \times 2\pi R}{4 \times \pi R^2} = \frac{I}{2R}. \quad (14)$$

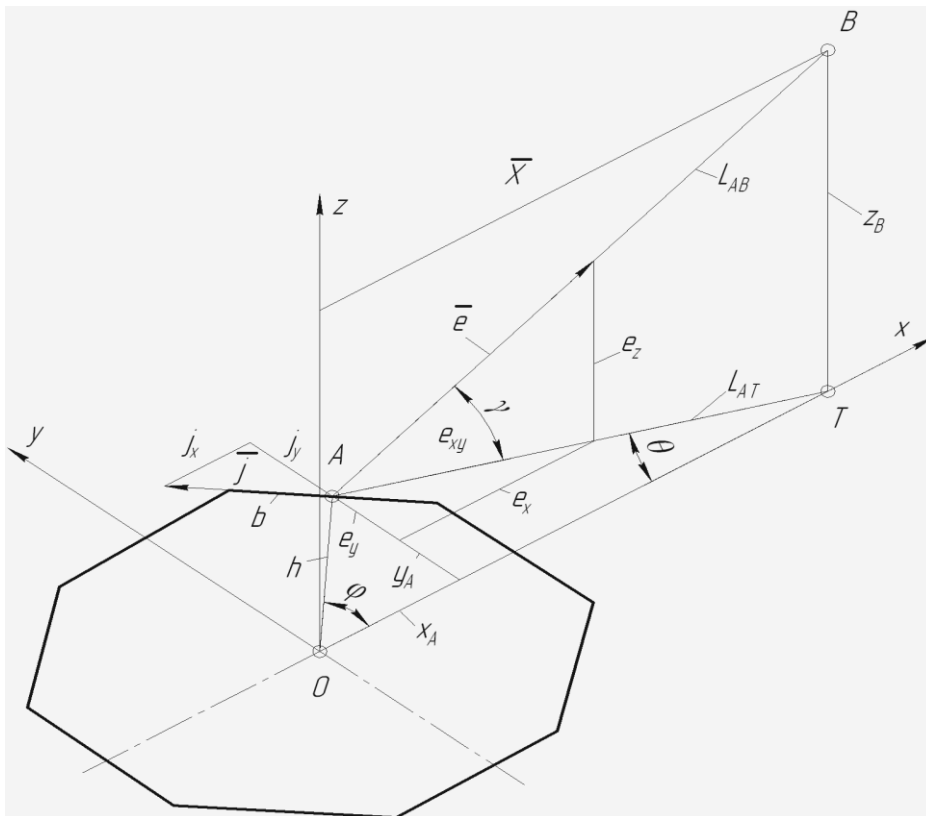


Рисунок 3– Контур зі струмом I_k в ізометрії

Для полігонального струму, наприклад квадратного з довжиною ребра b :

$$\frac{\tilde{N}}{4S} = \frac{I \times 4b}{4 \times b^2} = \frac{I}{b} = \frac{I}{2h}. \quad (15)$$

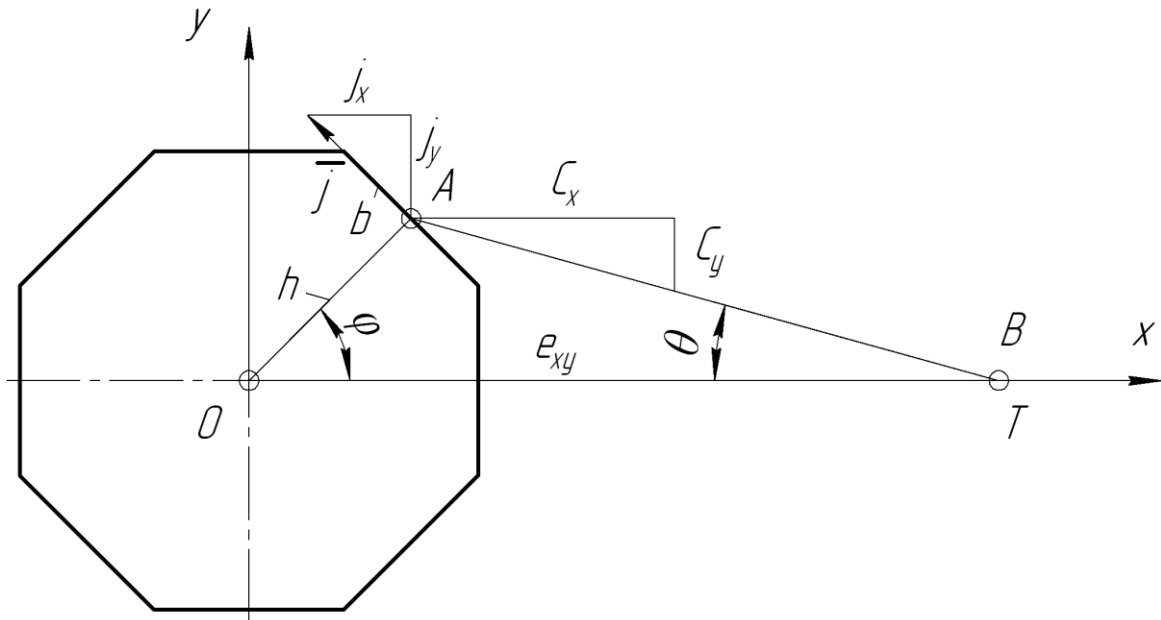


Рисунок 4 – Контур зі струмом I_k в плані

Те ж саме одержимо і для шестикутного струму:

$$\frac{\tilde{N}}{4S} = \frac{I \times 6b}{4 \times b \times 0,5(0,5b \times \text{tg} 60^\circ)} = \frac{I}{2b \text{tg} 60^\circ} = \frac{I}{2h}. \quad (16)$$

Для восьмикутного струму буде те ж саме.

Таким чином, для чотирикутного струму можемо написати $b = 2h = 2R = D$. В нашому випадку $b = 0,08$ м, $h = 0,04$ м. Сила кільцевого струму 8А.

На першому етапі роботи визначимо напруженість магнітного поля на осі \vec{O} між полюсами (див. рис. 1), бо це напруженість відносно великого об'єму і тут вона добре обчислюється, маючи лише складову в напрямку осі Z . Складові \vec{I}_z від кожного з двох полюсів взаємно складаються, посилюючи поле, а поперечні складові \vec{I}_0 від двох полюсів взаємно погашаються.

Основними розрахунковими формулами для одного полюса будуть:

$$\vec{I}_z = \sum_{i=1}^n \Delta H_{zi}, \quad (17)$$

де n – кількість ребер в багатокутнику; i – порядковий номер ребра; ΔH_{zi} – приріст напруженості від струму в i -тому ребрі.

Відповідно до (13):

$$\Delta \vec{I}_z = I_c b \frac{P_z}{4\pi L_{AB}^2}, \quad (18)$$

де L_{AB} – відстань від середини A ребра до точки B на осі \vec{O} , де визначається напруженість; P_z – проекція на вісь Z добутку $\vec{j} \times \vec{e}_r$; \vec{j} – орт напрямку струму в ребрі b ; \vec{e}_r – орт лінії AB .

Алгоритм розрахунку.

Задано: $I_K, n, b, h, Z_B, \bar{O}, \varphi$,

i – лічильник граней багатокутника ($i = 1, 2, 3, \dots, n$);

n – кількість граней;

m – лічильник точок по осі \bar{O} .

Послідовність:

$$\varphi_s = 3 \frac{360}{n}; \quad (19)$$

$$\tilde{\delta}_{\hat{A}} = h \cos \varphi; \quad (20)$$

$$y_{\hat{A}} = h \sin \varphi; \quad (21)$$

$$L_{\hat{A}\hat{O}} = \sqrt{(\tilde{\delta}_{\hat{A}} - y_{\hat{A}})^2 + y_{\hat{A}}^2}; \quad (22)$$

$$\sin \theta = \frac{y_{\hat{A}}}{L_{\hat{A}\hat{O}}}; \quad (23)$$

$$\cos \theta = \frac{x_{\hat{A}} - \tilde{\delta}_{\hat{A}}}{L_{\hat{A}\hat{O}}}; \quad (24)$$

$$L_{\hat{A}\hat{A}} = \sqrt{L_{\hat{A}\hat{O}}^2 + z_{\hat{A}}^2}; \quad (25)$$

$$\sin \gamma = \frac{z_B}{L_{\hat{A}\hat{B}}}; \quad (26)$$

$$\cos \gamma = \frac{L_{\hat{A}\hat{O}}}{L_{\hat{A}\hat{B}}}; \quad (27)$$

$$j_x = -\sin \varphi; \quad (28)$$

$$j_y = \cos \varphi; \quad (29)$$

$$e_{xy} = \cos \gamma; \quad (30)$$

$$e_x = e_{xy} \cos \theta; \quad (31)$$

$$e_y = e_{xy} \sin \theta; \quad (32)$$

$$e_z = \sin \gamma; \quad (33)$$

$$P_z = j_x \times e_y - j_y \times e_x; \quad (34)$$

$$\Delta \dot{I}_{zi} = I_k b \frac{P_z}{4\pi L_{AB}^2}; \quad (35)$$

$$\dot{I}_{zm} = \sum_{i=1}^n \Delta H_{zi}. \quad (36)$$

Розрахунок проводиться для п'яти точок B по осі \bar{O} ($m = 0, 1, 2, 3, 4$).

Приклад розрахунку для точки 3 ($m = 3, Z_B = 0,1 \text{ м}, \bar{O} = \bar{O}_A = 0,08 \text{ м}$) наведений в табл. 1.

Дані розрахунку показані точками на рис. 5.

Розраховану криву можна апроксимувати виразом:

$$\dot{I}_z = \tilde{N} \frac{\cos^\lambda(k\varphi - \delta)}{a^2 + X^2}, \quad (36)$$

де C – константа, H_{in} – напруженість поля на поверхні башмачка; φ – кут між віссю Z і лінією, що з'єднує центр поверхні башмачка з точкою на осі \bar{O} , де визначається напруженість; δ, κ, λ – параметри, що прив'язують формулу (36) до конкретної кривої на рис. 4.

Таблиця 1 – Результати розрахунку параметрів для точки 3

№ формули	Параметр	$i = l$			
		1	2	3	4
(19)	φ	0	90	180	270
(20)	x_A	0,04	0	-0,04	0
(21)	y_A	0	0,04	0	-0,04
(22)	L_{AT}		0,0894	0,12	0,0894
(23)	$\sin\theta$	0	0,4474	0	-0,4474
(24)	$\cos\theta$	1	0,895	1	0,895
(25)	L_{AB}	0,1077	0,1341	0,1562	0,1341
(26)	$\sin\gamma$	0,928	0,7457	0,64	0,7457
(27)	$\cos\gamma$	0,3714	0,6667	0,7682	0,6667
(28)	j_x	0	-1	0	1
(29)	j_y	1	0	-1	0
(30)	e_{xy}	0,3714	0,6667	0,7682	0,6667
(31)	e_x	0,3714	0,5967	0,7682	0,5967
(32)	e_y	0	-0,2983	0	0,2983
(33)	e_z	0,928	0,7457	0,640	0,7457
(34)	P_z	-0,3714	0,2983	0,7682	0,2983
(35)	ΔH_i	-1,63	0,8443	1,603	0,8443
(36)	$\dot{I}_{zm} = \sum_{i=1}^n \Delta H_{zi} = 1,66 \text{ А} / \text{і}$				

Кут δ виберемо (для зручності) таким, щоб в точці 1 ($\bar{O} = 0,02 \text{ м}$) одержати рівність:

$$\kappa\varphi_k - \delta = 0. \quad (37)$$

В точці, де крива перетинає вісь \bar{O} повинно бути:

$$\kappa\varphi_k - \delta = 90 \quad (\dot{I}_{zk} = 0). \quad (38)$$

За розрахунками кінцевий кут $\varphi_k = 55^\circ$.

$$\varphi_1 = \arctg \frac{\bar{X}_1}{a} = \arctg \frac{0,02}{0,1} \approx 10^\circ. \quad (39)$$

Тоді

$$\kappa\varphi_k - \kappa\varphi_1 = 90,$$

$$\kappa = \frac{90^\circ}{\varphi_k - \varphi_1} = \frac{90^\circ}{55^\circ - 10^\circ} = 2,$$

$$\delta = \kappa\varphi_k - 90^\circ = 2 \times 55^\circ - 90^\circ = 20^\circ.$$

За даними точки 1 знайдеться константа C :

$$\tilde{N} = \dot{I}_{z1} (a^2 + \bar{X}_1^2) = 6,01 \times (0,1^2 + 0,02^2) = 0,0625. \quad (40)$$

Показник степеня λ знайдеться за даними в точці 3 ($\bar{O} = 0,08m$) - $\lambda = 1,348$.

Для перевірки визначимо значення H_z в точці при $\bar{O} = 0,06m$:

$$\dot{I}_{z1} = 0,0625 \frac{\cos^{1,348} (2 \arctg \frac{0,06}{0,1} - 20)}{0,1^2 + 0,06^2} = 3,085 \text{Å} / \dot{i}. \quad (41)$$

При $\bar{O} = 0,1\dot{i}$:

$$\dot{I}_{z1} = 0,0625 \frac{\cos^{1,348} (2 \arctg \frac{0,1}{0,1} - 20)}{0,1^2 + 0,1^2} = 0,736 \text{Å} / \dot{i}. \quad (42)$$

При $\bar{O} = 0,14\dot{i}$:

$$\dot{I}_{z1} = 0,0625 \frac{\cos^{1,348} (2 \arctg \frac{0,14}{0,1} - 20)}{0,1^2 + 0,14^2} = 0,01 \text{Å} / \dot{i}. \quad (43)$$

Від дії другого башмачка напруженість поля посилюється вдвічі. Тоді на осі $\dot{A} \bar{O}$ матимемо такі значення \dot{I}_z (табл. 2).

Аналіз одержаних результатів

1. Запропонований метод розрахунку показує досить ймовірні результати.

2. В циліндричному об'ємі навколо осі Z діаметром D і довжиною $2a$ напруженість поля найбільша.

3. На відстані $x = a$ від осі Z залишається лише 12% від найбільшої напруженості.

4. На відстані $x = 1,5a$ від осі Z є лише слабе поле розсіювання.

5. Таким чином, основне магнітне поле в міжполюсній просторі є досить сконцентрованим, і практично все розміщується в кульовім об'ємі радіуса a .

6. Задавшись потрібним полем, можна визначити за методом кільцевого струму необхідний контур живлення.

7. Концентрацію поля в значній мірі визначає конструкція розширювальних башмачків на кінцях магнітопровода.

Таблиця 2 – Значення напруженості \dot{I}_z на осі $\dot{A}\bar{O}$

\bar{O}, \dot{i}	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12
$\dot{I}_z, \text{A/м}$	12,02	9,27	6,17	3,32	1,47	0,49

Відповідний графік зображено на рис. 5.

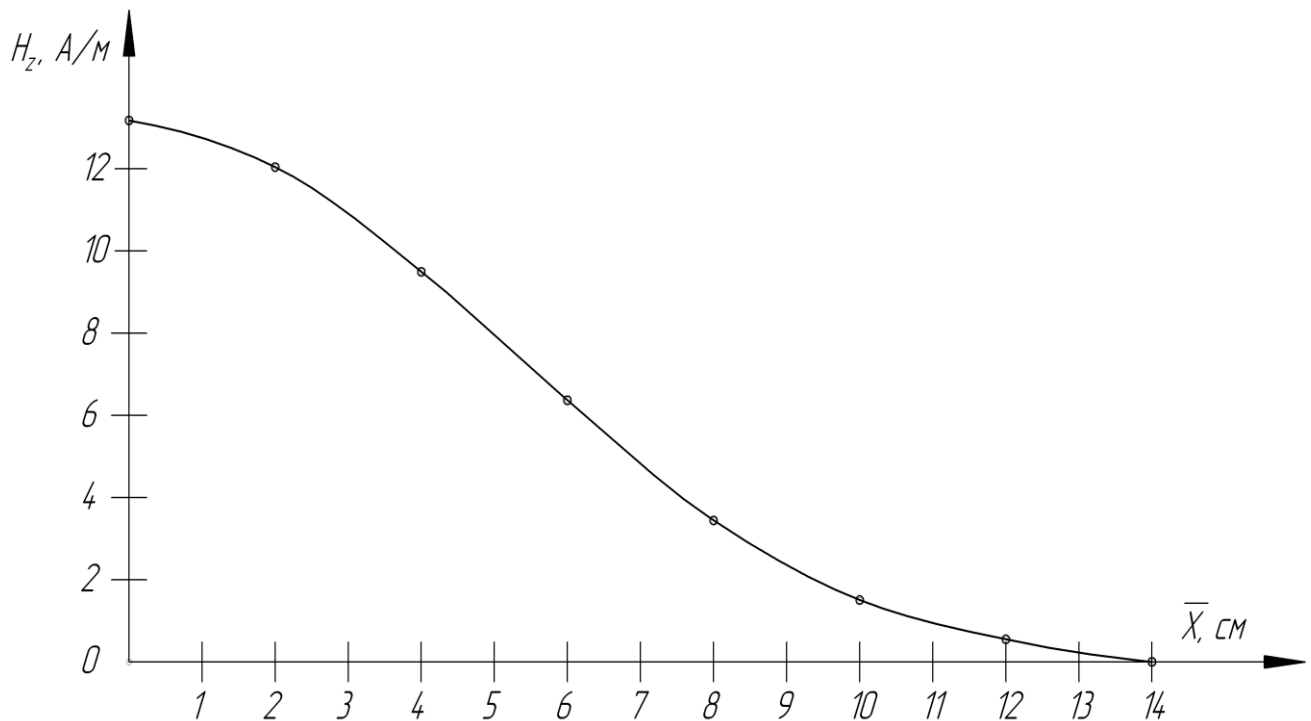


Рисунок 5 – Напруженість поля по осі $\dot{A}\bar{O}$

Висновок. Запропонований метод розрахунку магнітного поля в широкому міжполюсній проміжку може бути ефективно застосований в багатьох практичних випадках.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кучерук І. М. Загальний курс фізики / І. М. Кучерук, І. І. Горбачук, П. П. Луцик : Том 2. – К. : «Техніка», 2001. – 452 с.
2. Зачек І. Р. та ін. Загальний курс фізики. – Львів. : «Бескид Біт», 2002. – 376 с.
3. Борисов Ю. М. Общая электротехника / Ю. М. Борисов, Д. Н. Липатов, Ю. Н. Зорин. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 552 с.

Овчарук А.М., Скрипка Г.Л. МАГНИТНОЕ ПОЛЕ В ШИРОКОМ МЕЖПОЛЮСНОМ ПРОМЕЖУТКЕ

Статья касается магнитного поля в магнитоинертной среде. На основе теоретических исследований предложен метод расчета магнитного поля в широком межполюсном промежутке. Статья может быть полезна для инженерно-технических работников многих отраслей промышленности.

Ключевые слова: магнитное поле, контур, напряженность, ток.

Ovcharuk O.M., Skripka G.L. MAGNETIC FIELD IN A WIDE INTERVAL BETWEEN THE POLES

The article deals with the magnetic field in the magnetic inert environment. On the basis of theoretical studies, a method for calculating the magnetic field in a wide interval between poles is proposed. The article can be useful for engineers and technicians in many branches of industry.

Key words: magnetic field, outline, tension, current.

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ З МІНЕРАЛЬНИМИ ЧАСТКАМИ МЕТОДОМ ІНФРАЧЕРВОНОЇ СПЕКТРОСКОПІЇ

Редько О.І.,

Луцький національний технічний університет

Методом ІЧ-спектроскопії встановлено механізм міжфазової взаємодії при структуроутворенні матеріалів, наповнених дисперсними частками різної фізичної природи. Показано, що рівень міжфазової взаємодії визначається активністю макроланцюгів епоксидного олігомера та кількістю активних центрів на поверхні часток дисперсного наповнювача.

Ключові слова: композитні матеріали, матриця, дисперсні наповнювачі.

Постановка проблеми. Застосування композитних матеріалів (КМ) на епоксидній основі у різних галузях промисловості і машинобудування зумовлено широким спектром поліпшених властивостей таких композитів, зокрема – фізико-механічних, теплофізичних і діелектричних, що забезпечує підвищення їх експлуатаційних характеристик під впливом агресивних середовищ, знакозмінних навантажень та значного градієнта температур [1]. Відомо, що експлуатаційні характеристики КМ визначаються взаємодією на межі поділу фаз «олігомер – дисперсний наповнювач» у процесі структуроутворення епоксикомпозитів [2, 3]. Тому дослідження перебігу процесів міжфазової взаємодії, а також виникнення хімічних і фізичних зв'язків між активними центрами на поверхні дисперсних часток і макромолекулами епоксидного зв'язувача є актуальним і важливим з наукової і практичної точок зору.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При розробленні систем з керованими властивостями необхідно раціонально поєднувати властивості матриці, інгредієнтів систем та технологічні режими формування епоксикомпозитних матеріалів. У літературі є відомості стосовно впливу фізичної природи дисперсних часток на формування структури композитів [4-7]. При цьому важливими є питання впливу активності мінеральних часток на адгезійну міжфазову взаємодію, а, отже, і когезійні властивості епоксикомпозитів. Однак, такі важливі моменти, як властивості КМ, фізико-хімічна взаємодія часток наповнювача з макромолекулами олігомера нині ще не достатньо вивчені, відсутній єдиний науково-обґрунтований підхід до оцінки різних методів їх отримання [8, 9]. Виходячи з цього, доцільним є дослідження взаємодії на межі поділу фаз «олігомер – дисперсний наповнювач» методом інфрачервоної (ІЧ) спектроскопії, що дозволить проаналізувати і кількісно оцінити види та інтенсивність міжфазових зв'язків у розроблених матеріалах.

Мета роботи – дослідити структуру композитів та встановити механізм утворення хімічних зв'язків при формуванні матеріалів, наповнених мінеральними частками різної фізичної природи.

Композити формували за такою технологією: дозування компонентів, суміщення пластифікатора та епоксидної смоли ЕД-20, термооброблення суміші протягом часу $\tau=4,0\pm 0,1$ год при температурі $T=393\pm 2$ К, суміщення часток і зв'язувача, введення твердника ПЕПА, затвердження композиції за експериментально встановленим режимом: формування зразків та їх витримка протягом 2-х год при температурі $T=293\pm 2$ К, нагрівання зі швидкістю 3 град/хв до температури $T=393\pm 2$ К, витримка протягом часу $\tau=2,0\pm 0,05$ год, охолодження до температури $T=293\pm 2$ К. Далі зразки витримували протягом часу $\tau=60$ год на повітрі при температурі $T=293\pm 2$ К з наступним проведенням випробувань.

Для визначення природи хімічних зв'язків, які виникають при структуроутворенні епоксидної матриці, використано метод ІЧ-спектроскопії. ІЧ-спектри досліджували на спектрофотометрі марки «Spekord M80» у області частот $200\dots 4000$ см^{-1} двопробним методом у відбитому світлі. ІЧ-спектри знімали за двома методами. За першим методом досліджували поглинання інфрачервоних променів рідкими зразками, які знаходились між двома підкладками, спресованими з KBr. За другою методикою аналізували ІЧ-спектри зшиті матриці і композитів. Матеріал подрібнювали, перемішували з порошком KBr, а далі формували зразки з розміром $26\times 5\times 2$ мм при співвідношенні: КМ – 1 мг, KBr – 300 мг. Для оцінювання відносного вмісту у матеріалі функціональних груп або груп атомів застосували метод «внутрішнього стандарту», тобто відношення інтенсивностей поглинання двох смуг, виражене у значеннях оптичної густини [4]. Як внутрішній стандарт використано смугу поглинання (-СН-NH₂-) групи при хвильовому числі $\nu = 1180$ см^{-1} , яка характеризується сталими параметрами інтенсивності для усіх досліджуваних зразків.

Обговорення експериментальних результатів дослідження. Розшифровували ІЧ-спектри за методиками, описаними у працях [4, 8]. При розшифруванні спектрів враховували хімічний склад макромолекули епоксидного олігомера ЕД-20, пластифікатора ДБФ і твердника ПЕПА.

Аналіз ІЧ-спектрів епоксидного олігомера ЕД-20 виявив існування широкого спектру смуг поглинання, які характеризують валентні, маятникові та деформаційні коливання бокових груп та сегментів макромолекул (рис. 1). Зокрема, смуги поглинання, характерні для валентних коливань груп -СН₂-, виявлено при частотах $\nu = 500$ см^{-1} і $\nu = 574$ см^{-1} . Смуги середньої інтенсивності, характерні для валентних коливань -С-Н-груп, виявлено при хвильових числах 1302 і 1890 см^{-1} , а для маятникових коливань цих же груп – при 640 і 772 см^{-1} . Присутні смуги поглинання з різною відносною інтенсивністю епоксидних груп при частотах 844, 2068 і 2130 см^{-1} .

Слід звернути увагу на широку смугу поглинання у області частот $2812\dots 3060$ см^{-1} з максимумом при $\nu = 2976$ см^{-1} . Вона є результатом накладання кількох смуг, максимумами яких виявлено при частотах 3056, 2928, 2872 і 2812 см^{-1} . Наявність у комплексі такого спектру накладання смуг свідчить про валентні коливання у макромолекулах епоксидного олігомера -С-Н₂-, -С-Н-груп, метилового радикалу (-СН₃-С-) і -ОН-груп. Також про

валентні коливання $-C-H_2-$, $-C-H$ -груп і метилового радикалу ($-CH_3-C-$) можна стверджувати за наявністю смуг при частотах $\nu = 2540 \text{ cm}^{-1}$ і $\nu = 2812 \text{ cm}^{-1}$. У ІЧ-спектрі накладаються смуги сильної інтенсивності при частотах $\nu = 1132 \text{ cm}^{-1}$ і $\nu = 1190 \text{ cm}^{-1}$, які характерні для валентних коливань $C-O-$, $-C-C-$ зв'язків та коливань $=C=C=$ бензольних кілець.

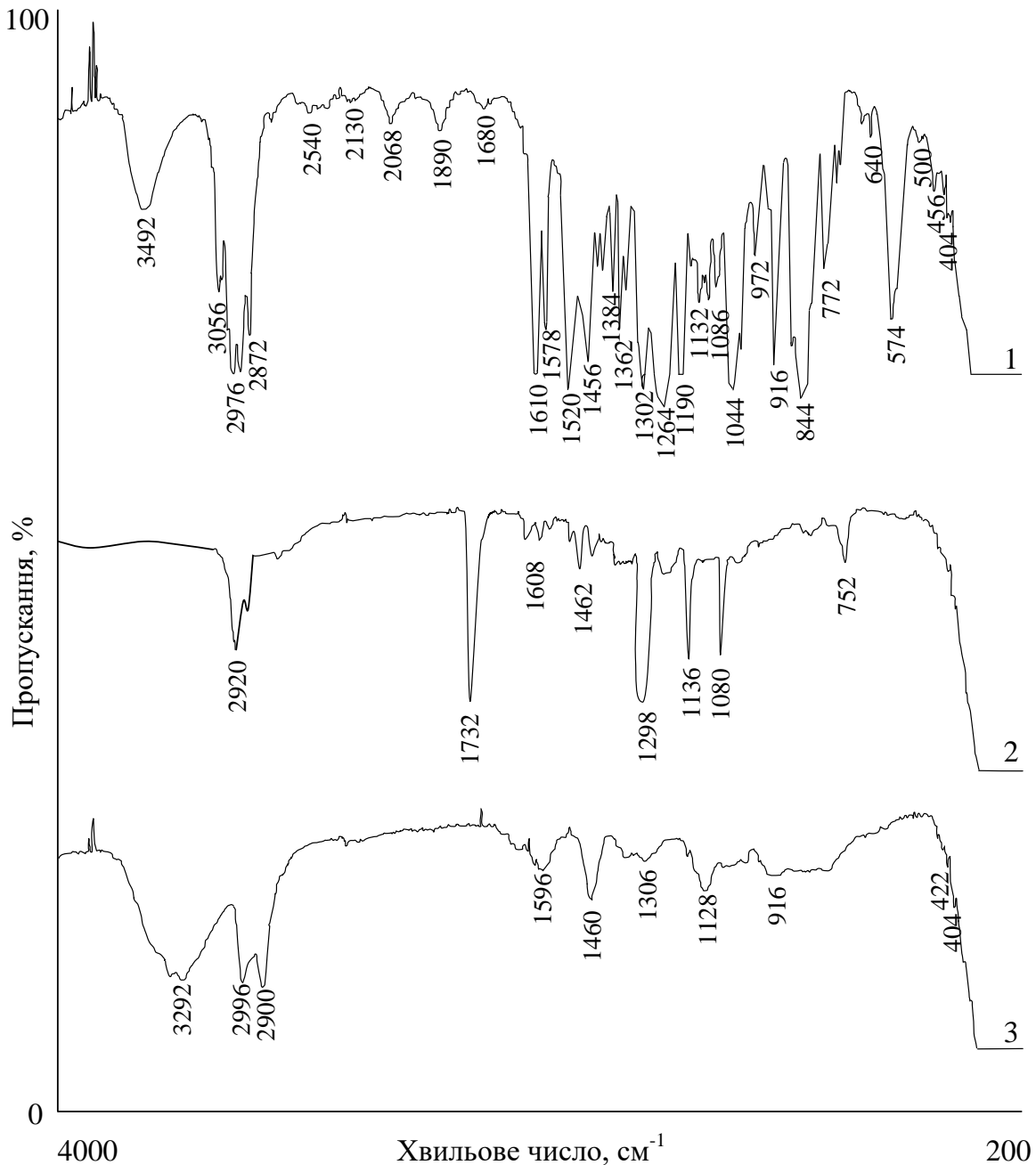


Рисунок 1 – ІЧ-спектри компонентів епоксидного зв'язувача: 1 – епоксидний діановий олігомер; 2 – пластифікатор ДБФ; 3 – твердник ПЕПА.

Аналіз ІЧ-спектрів пластифікатора ДБФ дозволив виявити смугу поглинання при частоті $\nu = 2920 \text{ cm}^{-1}$, яка з'являється внаслідок валентних коливань $-CH_2$ -груп. Смуги високої інтенсивності, характерні для валентних коливань $-C-H$ -груп, виявлено при хвильовому числі $\nu = 1298 \text{ cm}^{-1}$, а для маятникових коливань цих же груп – при 752 cm^{-1} . Характеристичні смуги поглинання при частотах $\nu = 1462$ і $\nu = 1608 \text{ cm}^{-1}$ відповідають валентним

коливанням $\text{-CH}_3\text{-C-}$ і -CH- груп і коливання -C-C- зв'язків (1608 см^{-1}). Крім того, смуга при частоті $\nu = 1080\text{ см}^{-1}$ відповідає за валентні коливання (-CH-OH-) груп, смуга при частоті $\nu = 1136\text{ см}^{-1}$ – за валентні коливання (-C-O-) і (-C-C-) зв'язків, а смуга при частоті $\nu = 1732\text{ см}^{-1}$ – за валентні коливання -C-C- і -C-O- зв'язків.

При аналізі ІЧ-спектрів твердника ПЕПА виявлено смугу при $\nu = 2996\text{ см}^{-1}$, яка з'являється внаслідок валентних коливань -CH_2 -груп. Характеристичні смуги поглинання при частотах $\nu = 3292$ і $\nu = 1306\text{ см}^{-1}$ відповідають валентним коливанням -CH- групи. Крім того, при частотах $\nu = 1596\text{ см}^{-1}$ і $\nu = 1128\text{ см}^{-1}$ виявлено смуги середньої інтенсивності, які характерні для валентних коливань реакційно здатних -CN- груп. На ІЧ-спектрах твердника у області хвильових чисел $820\text{...}988\text{ см}^{-1}$ формується складний спектр набору смуг поглинання, який відповідає маятниковим коливанням NH- і -CH- груп, а також валентним коливанням -C-C- і -CN- зв'язків.

На наступному етапі проводили порівняльний аналіз ІЧ-спектрів епоксидного олігомера, пластифікатора, твердника і зшитої матриці. У матриці з'являється смуга поглинання при хвильовому числі 828 см^{-1} , що відноситься до маятникових коливань -NH- груп. Можна стверджувати, що відбувається руйнування епоксидних груп і конверсія активних радикалів з утворенням -NH- зв'язків. Крім того, після зшивання зв'язувача зникає смуга поглинання (для епоксидного олігомера) при $\nu = 1044\text{ см}^{-1}$ (коливання бензольного кільця + (-C-O-) валентні коливання), а виникає смуга поглинання при $\nu = 1036\text{ см}^{-1}$. Це свідчить про руйнування -CH- або -CH_2 - зв'язків і формування нових -C-N- зв'язків. На ІЧ-спектрі епоксидного олігомера зустрічається смуга поглинання при хвильовому числі 1190 см^{-1} , яка відповідає за валентні коливання -C-O- , -C-C- груп і коливання зв'язків у бензольному кільці. При аналізі ІЧ-спектрів матриці її не виявлено, однак встановлено існування характеристичної смуги поглинання при частоті $\nu = 1180\text{ см}^{-1}$. Це можна пояснити тим, що при зшиванні руйнуються -C-O- і -C-C- зв'язки між основним макроланцюгом і боковими групами молекул, а також відбувається розкриття деяких бензольних кілець, внаслідок чого утворюються первинні (-CH-NH_2 -) і вторинні ($\text{-CH}_2\text{-NH-CH}_2$ -) аміни. Наведений порівняльний аналіз підтверджує перебіг процесів розкриття кінцевих епоксидних груп з утворенням тривимірної сітки полімера.

На наступному етапі методом ІЧ-спектроскопії досліджували механізм утворення хімічних зв'язків у КМ, наповнених мінеральними частками при вмісті 50 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидного олігомера ЕД-20. Аналіз ІЧ-спектрів КМ, наповнених дисперсними частками, дозволяє стверджувати про наявність активної взаємодії з утворенням хімічних зв'язків між зв'язувачем та наповнювачами. Показано, що введення в епоксидний олігомер часток забезпечує помітне зменшення інтенсивності смуги поглинання гідроксильної групи та зміщення її максимуму у бік менших хвильових чисел. При зшиванні зразків ширина смуги і її інтенсивність значно

зменшуються, що зумовлено взаємодією цих груп з активними центрами на поверхні наповнювачів.

Аналіз ІЧ-спектрів полімерних композицій, наповнених частками SiC і фериту, свідчить, що введення часток SiC зумовлює зміщення карбонільної групи мономера у область низьких хвильових чисел на 13 см^{-1} . У спектрі композицій, наповнених ЗМ також спостерігали зміщення смуги поглинання групи $\text{C} = \text{O}$ при частоті 1858 см^{-1} на 26 см^{-1} та зменшення інтенсивності смуг поглинання гідроксильних і епоксидних груп. Після тверднення матеріалу з'являється нова смуга поглинання з максимумом при хвильовому числі 1116 см^{-1} , що свідчить про виникнення взаємодії між активними центрами на поверхні наповнювача і олігомером. Встановлено, що введення часток ЗМ зумовлює активну взаємодію зв'язувача з наповнювачем одночасно за кількома групами. Внаслідок цього підвищується ступінь зшивання матриці та когезійна міцність КМ, що підтверджено результатами досліджень теплофізичних і фізико-механічних властивостей епоксикомпозитів.

На ІЧ-спектрах полімерних композицій з наповнювачем КШ спостерігали зміщення смуги поглинання гідроксильної групи при хвильовому числі 3760 см^{-1} на 10 см^{-1} . Зменшення інтенсивності смуги поглинання групи $\text{C} = \text{O}$ та зміщення хвильових чисел коливань груп $-\text{CH}_2-$ і $\text{C}-\text{O}$ у низькочастотну область охоплює подвійний зв'язок.

З метою визначення ступеня зшивання матриці при зшиванні КМ проводили кількісний аналіз відносної оптичної густини смуг поглинання спектрів композитів на основі пластифікованої епоксидної матриці. Як внутрішній стандарт використано смугу поглинання ($-\text{CH}-\text{NH}_2-$) при частоті $\nu = 1180 \text{ см}^{-1}$, яка характеризується сталими параметрами інтенсивності для усіх досліджуваних зразків. Встановлено, що відносна інтенсивність смуг поглинання у ІЧ-спектрах композитів зменшується відносно матриці, причому для матеріалів з активними частками ЗМ і КШ зменшення інтенсивності є суттєвішим (табл. 1). Це пов'язано зі збільшенням когезійної міцності КМ за рахунок фізичного і хімічного зшивання макромолекул зв'язуючого з частками наповнювачів.

Таблиця 1 – Зміна відносної оптичної густини D/D_{1180} смуг поглинання у ІЧ-спектрах КМ на основі пластифікованої епоксидної матриці ЕД-20

Смуга поглинання, $\nu, \text{ см}^{-1}$	Наповнювач			
	Матриця	ЗМ	КШ	SiC
1180	2,43	1,18	1,56	2,14
1248	3,14	2,23	2,17	3,05
1376	1,28	1,26	1,34	1,12
1510	3,16	2,07	1,87	3,13
1608	2,14	0,12	1,61	1,35
2968	1,86	1,32	1,28	1,76

Отже, інтенсивне зшивання полімерної матриці відбувається у поверхневих шарах КМ внаслідок взаємодії карбонільних і гідроксильних груп зв'язувача з активними центрами на поверхні часток, а також за рахунок взаємодії макромолекул епоксидного олігомера та пластифікатора з групами =NH-твердника. Зміна інтенсивності та зміщення смуг поглинання при введенні дисперсних часток наповнювачів можна пояснити утворенням на межі поділу фаз «наповнювач-матриця» хімічних і фізичних зв'язків, що поліпшує фізико-механічні та теплофізичні властивості КМ.

Висновки. Отже, використовуючи метод ІЧ-спектроскопії для аналізу структури епоксикомпозитів досліджено взаємодію на межі поділу фаз «пластифікований епоксидний олігомер – дисперсний наповнювач». На основі аналізу ІЧ-спектрів компонентів епоксидного зв'язувача і матриці встановлено формування фізичних і хімічних зв'язків при зшиванні пластифікованого матеріалу. Показано, що введення у зв'язувач дисперсних часток забезпечує збільшення ступеня зшивання матриці, свідченням чого є зменшення інтенсивності смуг поглинання при частотах $\nu = 1180, 1248, 1376, 1510, 1608$ і 2968 см^{-1} . Доведено, що найвищим ступенем зшивання серед усіх досліджуваних матеріалів характеризуються композити, наповнені частками зольних мікросфер. Інтенсивність смуг поглинання для гідроксильних і епоксидних груп у таких композитах, порівняно з матрицею і матеріалами, які містять частки коричневого шламу і карбиду кремнію, є найменшими.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Kal'ba E. M. Adhesion strength of polymer-containing protective coatings / E. M. Kal'ba, A. V. Buketov, P. P. Savchuk and S. M. Holotenko // Materials Science. Chemistry and Materials Science. – New York. – Volume 35, Number 1/January. – 1999. – P. 125-128.
2. Стухляк П. Д. Епоксикомпозитні матеріали, модифіковані енергетичними полями / П. Д. Стухляк, А. В. Букетов, І. Г. Добротвор. – Тернопіль : Збруч, 2008. – 208 с.
3. Стухляк П. Д. Епоксикомпозитні матеріали, модифіковані ультрафіолетовим опроміненням / П. Д. Стухляк, А. В. Букетов. – Тернопіль : Збруч, 2009. – 237 с.
4. Семенович Г. Н. ИК и ЯМР-спектроскопия полимеров / Г. Н. Семенович, Т. С. Храмова : справочник по физической химии полимеров. – К. :Техніка, 1985. – Т.3. – 284 с.
5. Ковальчук Є. ІЧ-спектроскопічне дослідження структури синтезованого полі акрилонітрилу / Є. Ковальчук, Б. Остапович, З. Турик // Вісник Львівського університету. Серія «Хімія». – 2003. – Вип. 43. – С. 214-219.
6. Беллами Л. Новые данные по ИК-спектрам сложных молекул / Л. Беллами. – М. :Мир, 1971. – 318 с.

7. Литвин Б. Л. Фізичні методи дослідження органічних речовин / Б. Л. Литвин, А. Л. Романюк. – Івано-Франківськ : Прикарпат. ун-т ім. В. Стефаника, 2003. – 117 с.

8. Рабек Я. Р. Экспериментальные методы в химии полимеров : [пер. с англ. под ред. В. В. Коршака] / Я. Р. Рабек. – М. : Мир, 1983. – Ч.1. – 384 с.

9. Сіренко О. Г. Рослинні оливи як мастильні матеріали для металевих поверхонь: ІЧ-спектральний аналіз ріпакової олії, олії горшків карпатського та сибірського кедру / О. Г. Сіренко, Н. І. Джуренко, О. В. Кузишин, О. В. Шийчук, Г. О. Сіренко // Фізика і хімія твердого тіла. – 2008. – Т.9, № 2. – С. 394-406.

Редько О.И. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЭПОКСИКОМПОЗИТОВ, НАПОЛНЕННЫХ МИНЕРАЛЬНЫМИ ОТХОДАМИ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Методом ИК-спектроскопии установлено механизм межфазового взаимодействия при структурообразовании материалов, наполненных дисперсными частицами различной физической природы. Показано, что уровень межфазового взаимодействия регулируется активностью макроцепей эпоксидного олигомера и количеством активных центров на поверхности частиц дисперсного наполнителя.

Ключевые слова: композитные материалы, матрица, дисперсные наполнители.

Redko O.I. THERMALPHYSIC PROPERTIES OF EPOXYCOMPOSITES FILLED WITH MINERAL WASTE OF INDUSTRIAL PRODUCTION

Interphase interaction mechanism of structure formation in materials, filled with dispersed particles of different physical nature is established by using the method of infrared spectroscopy. The level of interphase interaction is shown to be regulated by the activity of macrochains of epoxy oligomers and the number of active centers on the surface of particles of dispersed filler.

Key words: composite materials, matrix, dispersed fillers.

ВПЛИВ ОБ'ЄМУ ЗОВНІШНІХ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ НАВКОЛО ЧАСТОК НАПОВНЮВАЧА (КАРБІДА БОРУ) НА ЗАЛИШКОВІ НАПРУЖЕННЯ У ЕПОКСИКОМПОЗИТАХ

*Стухляк П.Д., Добротвор І.Г., Сорівка І.Т., Мороз К.М.,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Масляк Б.О.,
Тернопільський національний економічний університет*

*Досліджено вплив об'єму зовнішніх поверхневих шарів на величину залишкових напружень в полімерних покриттях, котрі містять дисперсні наповнювачі. Встановлено закономірності зміни фізико-механічних властивостей епоксикомпозитних покриттів від вмісту наповнювача і товщини покриття на основі аналізу геометричних параметрів мікроструктур матеріалу.
Ключові слова: залишкові напруження, епоксикомпозити.*

Вступ. Полімерні композитні матеріали (КМ) на основі епоксидних смол, як зв'язувачів, наповнені дисперсними частками, мають широке використання у сучасній промисловості. Такі матеріали володіють високими фізико-механічними властивостями, значною корозійною тривкістю і стійкістю до спрацювання. Відомо, що на характеристики епоксикомпозитів впливають фізико-хімічні процеси на межі поділу фаз у системі «епоксидний зв'язувач – дисперсний наповнювач» при їх формуванні, котрі, у свою чергу, залежать від фізичної природи і хімічної активності мінеральних часток.

Актуальність досліджень. Особливий науковий і практичний інтерес становлять композити на основі епоксидних смол, оскільки при їх затвердненні формується просторова сітка, структура котрої може бути змінена за допомогою наповнювачів різної фізичної природи. Співвідношення механізмів хімічної та фізичної взаємодії на межі поділу фаз суттєво впливає на структуру матеріалу, його властивості та їх зміну у процесі експлуатації. Навколо введених у полімер добавок утворюються зовнішні поверхневі шари (ЗПШ) з властивостями, котрі відрізняються від властивостей олігомеру та наповнювача (рис. 1). Вони складаються із адсорбційних поверхневих шарів та шарів, на властивості яких впливають залишкові напруження, що виникають в процесі тверднення матеріалу. Оптичні характеристики вказаних шарів відрізняються від властивостей матриці у об'ємі.

Постановка задачі. Одним із основних напрямків збільшення довговічності захисних покриттів є зниження на межі фаз «полімер – основа» та «олімер – наповнювач» залишкових напружень, котрі є причиною руйнування композиційної системи як в процесі формування, так і при експлуатації. У зв'язку з цим, залишкові напруження вибрано як один із основних критеріїв, котрі характеризують структурні перетворення на межі поділу фаз «олігомер – основа» та у об'ємі полімеркомпозиту. Важливе значення має також дослідження впливу наповнювача на реакції при

утворенні тривимірного полімеру [1]. При формуванні тривимірної сітки поверхня наповнювача впливає на структурні процеси як своєрідний інгібітор. Встановлено, що у цьому випадку ефективна густина сітки для шарів полімеру, що знаходяться на основі, у більшості випадків вища, ніж для шарів у віддалених об'ємах полімеру [1, 2].

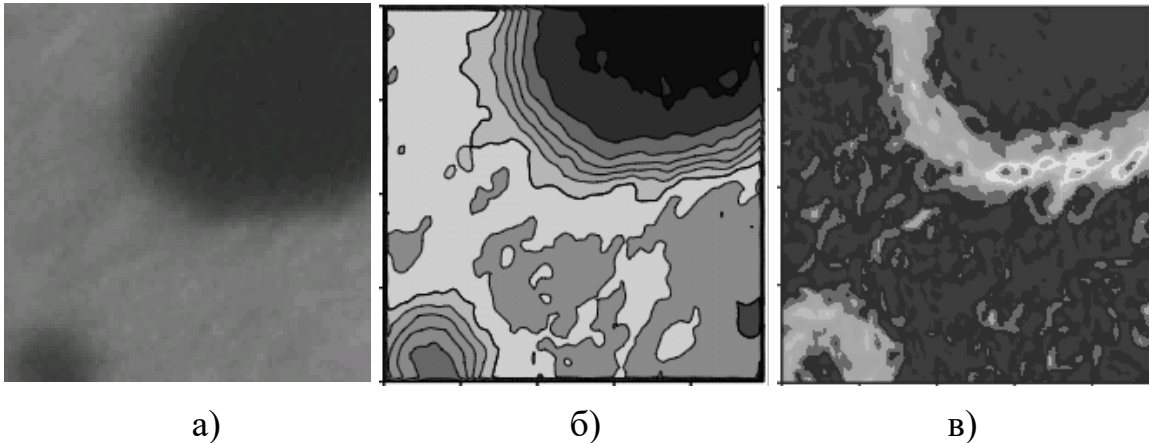


Рисунок 1 – Фото фрагменту композиту із часткою наповнювача (а), діаграма матриці $Z3$ – результат застосування оператора згортки до фрагменту (б) та діаграма матриці модуля градієнту досліджуваного масиву $Z3$ із областями ЗПШ, що прилягають до поверхні частки наповнювача (в)

Метою роботи є встановлення закономірностей зміни фізико-механічних властивостей епоксикомпозитних покриттів від вмісту наповнювача і товщини покриття на основі аналізу геометричних параметрів мікроструктур матеріалу.

Результати досліджень. Композитні матеріали формували методом гідродинамічного суміщення зв'язувача, наповнювача та твердника. У якості об'єкту дослідження вибрано епоксидний олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84). Тверднення епоксикомпозитів здійснювали поліетиленполіаміном (ПЕПА). Досліджували КМ з наповнювачем карбід бору із дисперсністю 63 мкм, із різним вмістом на 100 мас. ч. епоксидної смоли. Проводили дослідження залишкових напружень від об'єму ЗПШ у композиті при концентрації 0, 20, 30, 40, 50, 60, 80 мас. ч. на 100 мас. ч. олігомеру. Залишкові напруження у покриттях визначали залежно від вмісту наповнювачів та діапазону товщини нанесеного на сталевій основі (товщиною 0,3 мм) покриття, використовуючи консольний метод [3]. Отримані результати досліджень приведені у таблиці 1.

Одночасно до проведених досліджень здійснювали цифрове фотографування зразків у вигляді тонких плівок з композитів, у результаті чого отримували фотографії у форматі BMP (Bitmap Picture) при збільшенні у 10^3 разів. Використовуючи зображення з отриманих світлин здійснювали обробку на комп'ютері для обчислення геометричних параметрів ЗПШ. У середовищі програмного забезпечення Mathcad проводили обчислення об'єму зовнішніх поверхневих шарів та їх відсоткового вмісту у матриці КМ. При цьому виходили із припущення кулястості часток (зерен) наповнювача із

приєднаними ЗПШ (рис. 2). Вважаємо, що параметри d і a практично однакові для часток: $d \approx 63$ мкм, $r_z = \frac{d}{2}$, $a = 26,8$ мкм (для карбіда бору).

Таблиця 1 – Залишкові напруження епоксикомпозитного покриття із дисперсним наповнювачем карбід бору

δ^* , мм q, мас. ч.	(0,1; 0,2)	(0,2; 0,3)	(0,3; 0,4)	(0,4; 0,5)	(0,5; 0,6)
0	3,43	4,48	3,15	3,52	4,31
20	2,35	4,62	5,56	4,58	4,44
30	3,07	5,11	5,08	4,16	4,23
40	6,14	5,73	6,47	5,11	5,36
50	4,23	6,03	5,52	4,95	5,35
60	4,49	5,38	7,04	5,37	5,74
80	3,83	6,71	5,01	5,64	4,28

При розпізнаванні характеристик ЗПШ на попередньому етапі отримували зображення у файлі F з форматом BMP за допомогою вбудованої функції Mathcad. Далі отримували матрицю (масив), кожен елемент котрої відповідає інтенсивності чорно-білого прояву (кольору) одного пікселя зображення у межах від 0 до 255. Виділивши фрагмент масиву A , що відповідає досліджуваному об'єкту, застосували за допомогою дискретної згортки в процес маскування масиву P оригіналу, що дозволяє позбавитись шумів із подальшим використанням операторів модуля градієнту до отриманої матриці C [4].

Як маску вибрано матрицю $h3$, згортку здійснювали за допомогою оператора кореляції $Z3$ програми Mathcad 14 (лістинг 1). У якості прикладу наведено фрагмент КМ з дисперсним наповнювачем карбідом бору (рис. 1).

Лістинг 1:

$$A = \text{READBMP}(F), \quad P = \text{submatrix}(A, r1, r2, c1, c2)$$

$$h3 = \frac{1}{9} \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

$$Z3 = \text{correl2d}(P, h3)$$

$$\text{dif}(m, n) := Z3_{m,n} - Z3_{m-1,n} \quad \text{dif}(m, n) := Z3_{m,n} - Z3_{m,n-1}$$

$$\text{gf}(m, n) := \left(\text{dif}(m, n)^2 + \text{dif}(m, n)^2 \right)^{\frac{1}{2}} ..$$

Обчислюємо об'єм частки (зерна) наповнювача:

$$V_{\div} = \frac{4}{3} \pi \cdot r_z^3,$$

та об'єм частки із приєднаними ЗПШ:

$$V_{\div\zeta\bar{\imath}\emptyset} = \frac{4}{3} \pi \cdot R^3,$$

де $R = r_z + a$.

Тоді об'єм одного ЗПШ (для однієї частки):

$$V_{1-\zeta\bar{\imath}\emptyset} = V_{\div\zeta\bar{\imath}\emptyset} - V_{\div}.$$

Звідси, загальний об'єм ЗПШ:

$$V_{\zeta\bar{\imath}\bar{a}\zeta\bar{\imath}\emptyset} = n \cdot V_{1-\zeta\bar{\imath}\emptyset}, \quad (1)$$

де $V_{\zeta\bar{\imath}\bar{a}\zeta\bar{\imath}\emptyset}$ – загальний об'єм ЗПШ зерен на досліджуваному фрагменті зображення тонкої плівки КМ; n – кількість зерен на даному фрагменті.

Розглядали залежності загального об'єму ЗПШ від концентрації наповнювача в мас. ч. на 100 мас. ч. епоксидної смоли.

Для обчислення відсоткового вмісту ЗПШ спочатку знаходимо відсотковий вміст наповнювача у КМ за формулою:

$$Q_i = \frac{V_i}{V} \cdot 100\%,$$

де V_i – сумарний об'єм зерен порошку наповнювача; V – об'єм зразка КМ.

Тоді допустима відсоткова верхня межа об'єму ЗПШ:

$$Q_{\bar{a}\bar{\imath}\bar{\imath}} = 100 - Q_i.$$

Звідси, визначаємо відсотковий вміст ЗПШ за формулою:

$$Q_{\zeta\bar{\imath}\emptyset} = \frac{V_{\zeta\bar{\imath}\bar{a}\zeta\bar{\imath}\emptyset}}{V} \cdot 100\%. \quad (2)$$

Для побудови параметричної залежності верхньої критичної межі відсоткового вмісту ЗПШ було використано середовище програмного забезпечення Mathcad (лістинг 2).

В результаті отримано графічну залежність відсоткового вмісту ЗПШ у композиті від концентрації q наповнювача в мас. ч. на 100 мас. ч. епоксидної смоли для наповнювача карбід бору (рис. 2). Для залежності $z(q)$ (лістинг 2) встановлено, що у випадку наповнювача карбід бору з дисперсністю 63 мкм верхня критична межа відсоткового вмісту ЗПШ в композитному матеріалі $Q^* = 83,8\%$ досягається при концентрації наповнювача $q^* = 42,2$ мас. ч. на 100 мас. ч. епоксидної смоли (рис. 2).

Лістинг 2:

$$q^T = (0 \quad 20 \quad 30 \quad 40 \quad 50 \quad 60 \quad 80)$$

$$p_o := 1.16 \quad p_{z_1} := 2.54 \quad q_o := 100$$

$$v_{n_1} := \frac{q_n}{p_{z_1}} \quad v_o := \frac{q_o}{p_o}$$

$$v_{n_1} := \frac{q_n}{p_{z_1}} \quad v_{s_1} := v_{n_1} + v_o$$

$$Q_{n_1} := \frac{v_{n_1}}{v_{s_1}} \cdot 100 \quad Q_{dop_1} := 100 - Q_{n_1}$$

$$\tilde{n}_{1_1} := \text{cspline}(q_n, Q_{zps_1}) \quad z_{1_1}(q) := \text{interp}(c_{1_1}, q_n, Q_{zps_1}, q)$$

$$\tilde{n}_{2_1} := \text{cspline}(q_n, Q_{dop_1}) \quad z_{2_1}(q) := \text{interp}(c_{2_1}, q_n, Q_{dop_1}, q)$$

$$q := 0, 0.1..80 \quad z_1(q) := \begin{cases} z_{1_1}(q) & \text{if } z_{1_1}(q) < z_{2_1}(q) \\ z_{2_1}(q) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Отримані висновки корелюють із результатами попередніх експериментальних досліджень, котрі показали, що збільшення відсоткового вмісту q наповнювача вище 40–50% не тільки не збільшує вміст гель-фракції у матеріалі, але й призводить до його зниження.

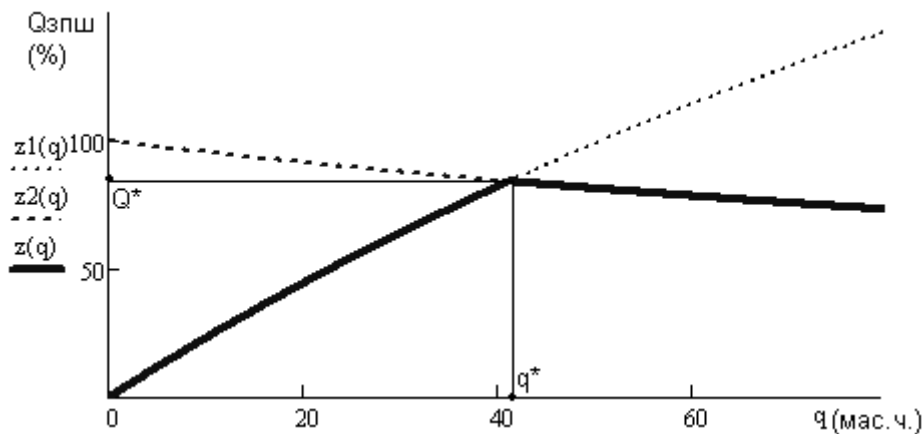


Рисунок 2 – Залежність $z(q)$ відсоткового вмісту зППШ у композиті від концентрації q наповнювача В4С. Тут $z1(q)$ – відсоткова залежність вільного об'єму композиту без часток наповнювача; $z2(q)$ – залежність відсоткового вмісту зППШ без врахування накладань та взаємопроникнення його областей у КМ

Подальші розрахунки показують, що при вмісті наповнювача q^* критична кількість зерен наповнювача $\lambda^* = 1,26 \cdot 10^6 \text{ см}^{-3}$. Для такого значення параметру λ графік закону розподілу $f(r)$ відстані r від довільно взятого зерна наповнювача до найближчого іншого зерна має характерну форму із

максимумом в точці $d^* = 60$ мкм, що є величиною близькою до ефективного діаметра дисперсних часток наповнювача (рис. 3).

Оцінку середньої відстані від поверхні зерна наповнювача з ефективним радіусом r_z до найближчого зерна обчислювали за формулою математичного сподівання [5]:

$$MR[\lambda] = \int_{r_z}^{\infty} s \cdot f(s) ds, \quad (3)$$

де:

$$f(r) = 4\pi \cdot r^2 \cdot \lambda \cdot e^{-\frac{4}{3}\pi \cdot \lambda \cdot r^3}, \quad \int_0^{\infty} f(r) dr = 1.$$

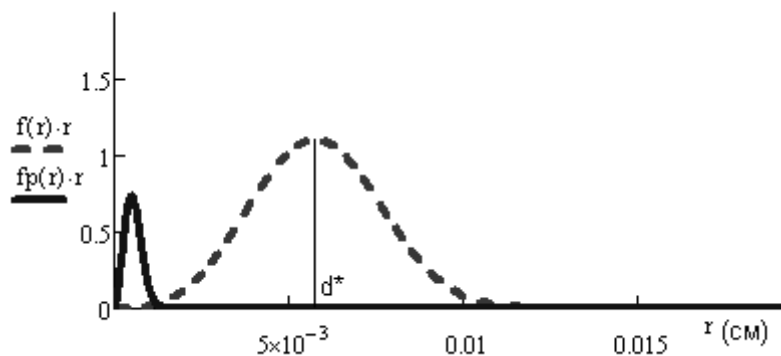


Рисунок 3 – Крива добутку функції щільностей розподілу $f(r)$ для просторового випадку та $fp(r)$ для випадку тонких плівок відстані r від центру довільно взятого зерна наповнювача до найближчого іншого зерна на досліджувану відстань r

Зауважимо, що закон розподілу відстані до n -того найближчого зерна наповнювача має вид:

$$fn(r) = \frac{a(r)^{n-1}}{(n-1)!} \cdot e^{-a(r)} \cdot 4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot r^2, \quad a(r) = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \lambda \cdot r^3.$$

Тому, використовуючи формулу (3), для концентрації λ^* наповнювача у композиті обчислюємо середню відстань між сусідніми поверхнями часток, що становить 48 мкм.

Для отримання аналітичного виразу відстані між ними у вигляді залежності від концентрації λ оцінюємо аналітичний вираз:

$$MR[\lambda] = 4\pi\lambda \cdot \int_{r_z}^{\infty} r^3 \cdot e^{-\frac{4}{3}\pi \cdot \lambda \cdot r^3} dr,$$

інтегруючи його частинами:

$$MR[\lambda] = r_z \cdot e^{-\frac{4}{3}\pi \cdot \lambda \cdot r_z^3} + \frac{\pi^{\frac{2}{3}} \cdot 2^{\frac{1}{3}}}{3^{\frac{7}{6}} \cdot \Gamma\left(\frac{2}{3}\right) \cdot \lambda^{\frac{1}{3}}} - \int_0^{r_z} e^{-\frac{4}{3}\pi \cdot \lambda \cdot r^3} dr,$$

Наближаючи експоненційні функції у виразі степеневими рядами, отримуємо оцінку MR залежності відстаней r між найближчими частками в об'ємі КМ від концентрації наповнювача λ :

$$MR[\lambda] = \frac{0,55}{\sqrt[3]{\lambda}} - \pi \cdot \lambda \cdot r_z^4. \quad (4)$$

Результати вимірювань залишкових напружень у КМ (табл. 1) та формула (4) дають змогу встановити параметричні залежності відстаней між найближчими частками (рис. 1) дисперсного наповнювача із приєднаними ЗПШ і залишковими напруженнями у сформованому композиті та побудувати їх графіки.

Найнижче значення залишкових напружень $\sigma_{\zeta\grave{a}\grave{e}} = 2,23 \text{ } \ddot{\text{H}}\grave{a}$ для товщини покриття у межах 0,1...0,2 мм отримуємо для $q = 20$ мас. ч. на 100 мас. ч. олігомера, що відповідає одношаровому заповненню частками наповнювача із приєднаними ЗПШ. Зауважимо, що проекція ЗПШ на основу становить 90%. Товщина такого покриття оцінюється величиною:

$$H1 = 2 \cdot (r_z + a) + h = 2 \cdot (31,5 + 26,8) + 33,0 = 149,6 \approx 150 \text{ (}\grave{\text{i}}\grave{\text{e}}\grave{\text{i}} \text{)}.$$

Геометричні розрахунки показують, що найбільша товщина покриття сталльної основи наповненим композитом, при котрій досягають повне покриття проекціями ЗПШ матриці, обчислюється як величина:

$$H2 = \sqrt{3} \cdot (2 \cdot (r_z + a) + MR) = 1,73 \cdot (2 \cdot (31,5 + 26,8) + 47,7) = 279,3 \approx 280 \text{ (}\grave{\text{i}}\grave{\text{e}}\grave{\text{i}} \text{)}$$

Вона відповідає наповненню $q = 20$ мас. ч. на 100 мас. ч. олігомера. У цьому випадку досягали потрібного просторового покриття основи. Тоді у епоксикомпозитному покритті отримуємо найнижче значення залишкових напружень $\sigma_{\zeta\grave{a}\grave{e}} = 2,23 \text{ } \ddot{\text{H}}\grave{a}$ у діапазоні $\sigma_{\zeta\grave{a}\grave{e}} = 4,0 \text{ } \ddot{\text{H}}\grave{a}$ для товщини покриття 0,2...0,3 мм (рис. 4).

У випадку нанесення покриття товщиною 0,3...0,4 мм та 0,4...0,5 мм отримуємо мінімум величини залишкових напружень 5,48 та 4,22 МПа, що відповідає наповненню $q=25$ мас. ч. на 100 мас. ч. олігомера. Для товщини нанесення покриття 0,5...0,6 мм мінімум залишкових напружень досягали при наповненні $q = 30$ мас. ч. на 100 мас. ч. олігомера, $\sigma_{\zeta\grave{a}\grave{e}} = 4,18$ МПа. У цьому випадку частки наповнювача з приєднаними ЗПШ утворюють просторове найбільш повне покриття, при якому зовнішні поверхневі шари заповнюють майже весь об'єм олігомера (рис. 5).

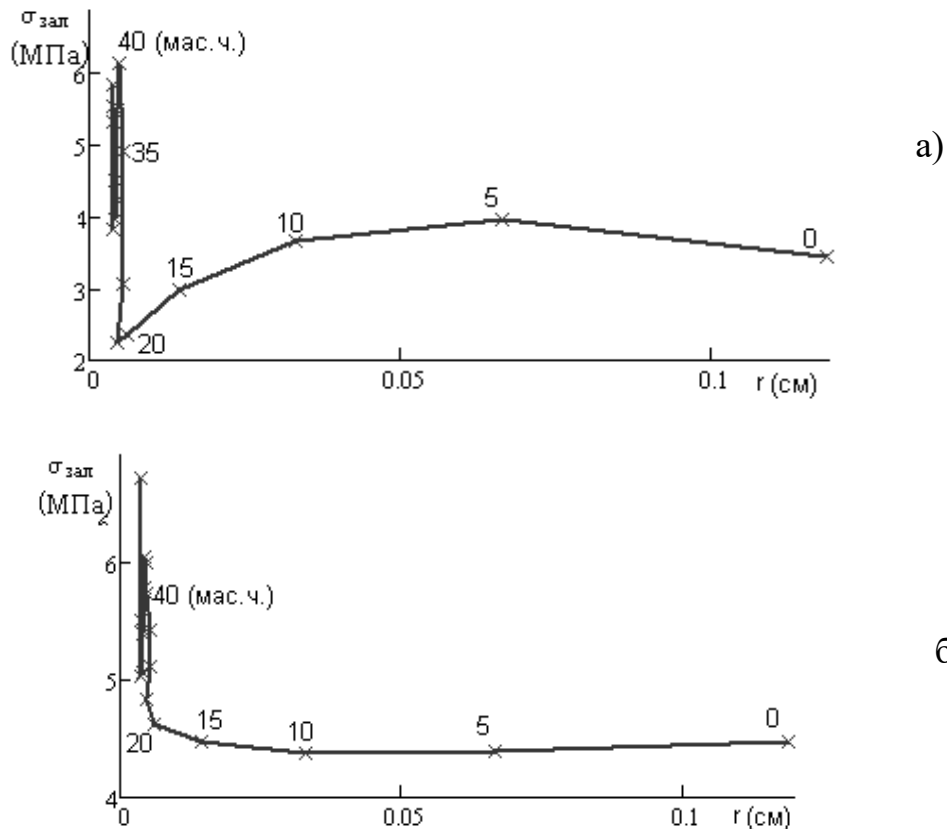


Рисунок 4 – Графіки параметричних залежностей залишкових напружень КМ від відстаней між поверхнями найближчих часток дисперсного наповнювача у матеріалі. Товщина покриття: а) 0,1...0,2 мм; б) 0,2...0,3 мм

Ділянки графіків отриманих залежностей, котрі знаходяться зліва від описаних мінімумів, характеризуються значною нерівномірністю і відповідають змінним характеристикам величин ЗПШ. Точки графіків, що відповідають максимумам залишкових напружень для кожного із покриттів досягали при $q = 40, 80, 40, 80$ та 60 мас. ч. наповнювача на 100 мас.ч. олігомера. Вказаний вміст наповнювача відповідно не може бути рекомендовано для довготривалого використання (рис. 4, 5).

Висновки. Наявність поверхні поділу фаз змінює умови формування полімеру з тривимірною структурою, впливаючи на перебіг хімічної реакції і на ефективну густину тривимірної сітки. Встановлено, що у випадку тонких плівок композитів, котрі співмірні із дисперсністю наповнювача, найменших залишкових напружень вдається досягнути для наповнення $q = 20$ мас. ч. на 100 мас. ч. олігомера. Для покриттів, товщина котрих більша $0,3$ мм мінімум залишкових напружень отримуємо для $q = 25...30$ мас. ч. наповнювача на 100 мас. ч. олігомера. Дослідження у цій галузі дають можливість встановити механізм впливу твердої поверхні наповнювача на структуроутворення матеріалу зв'язувача на межі поділу фаз [6, 7]. Запропонована в роботі методика досліджень може бути використана і для матеріалів з наповнювачами іншої фізичної природи та товщини покриття. Це дозволить в подальшому оптимізувати методи отримання КМ із наперед заданими властивостями.

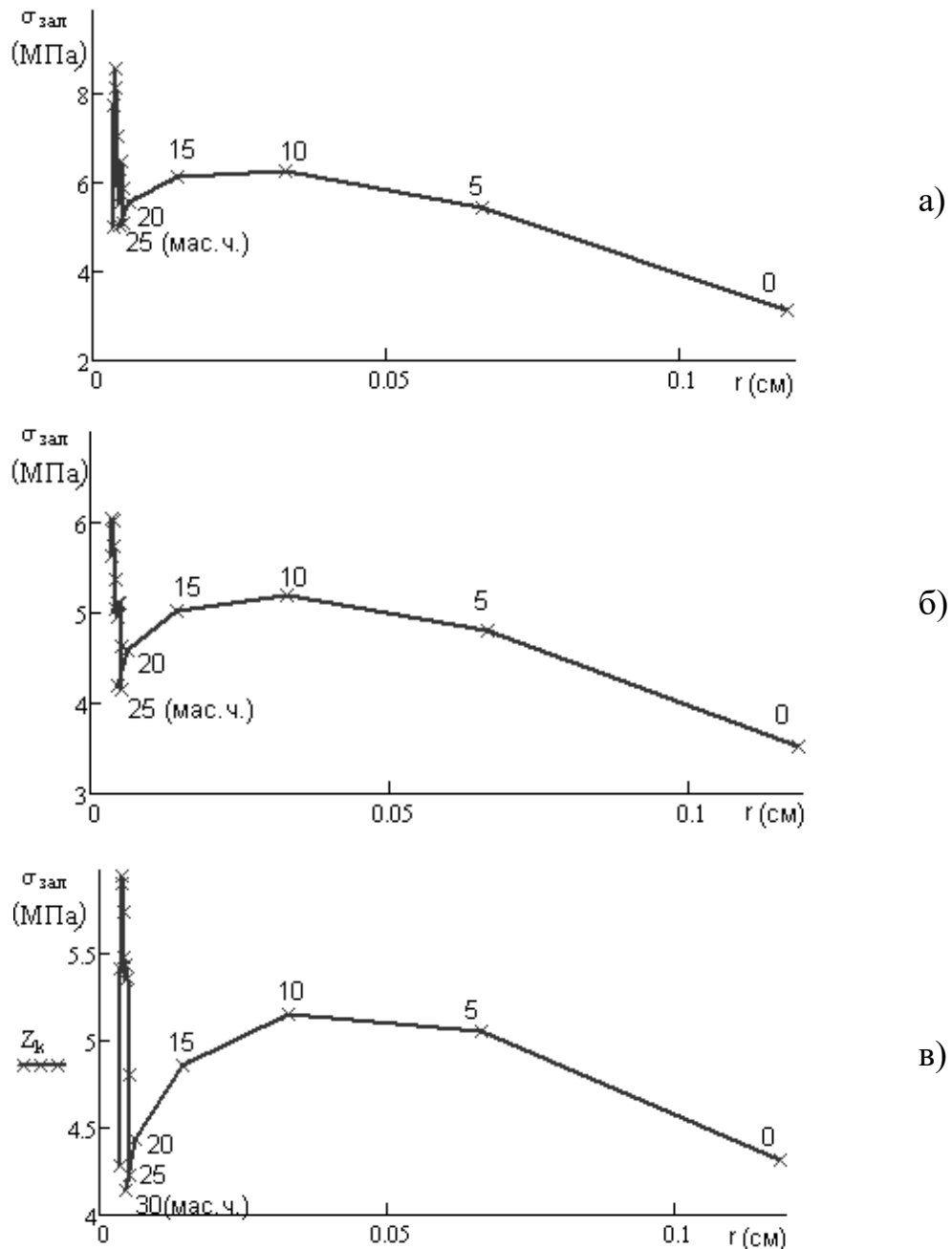


Рисунок 5 – Графіки параметричних залежностей залишкових напружень КМ від відстаней між поверхнями найближчих часток дисперсного наповнювача у матеріалі для різних товщин нанесення покриття:
а) 0,3...0,4 мм; б) 0,4...0,5 мм; в) 0,5...0,6 мм

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Федоров В. Дослідження реологічних і фізико-механічних властивостей матриці для епоксидних покриттів / В. Федоров, О. Шкодзінський, Л. Білий // Вісник ТДТУ. – 2006. – № 2. – С. 39–43.
2. Бартенев Г. М. Физика и механика полимеров / Г. М. Бартенев, Ю. В. Зеленев. – М. : Высшая школа, 1983. – 256 с.
3. Карякина М. И. Испытание лакокрасочных материалов и покрытий / М. И. Карякина. – М. : Химия, 1988. – 272 с.

4. Цифровое преобразование изображений: Учеб. пособие для вузов / [Р. Е. Быков, Р. Фрайер, К. В. Иванов, А. А. Манцветов] : под ред. проф. Р. Е. Быкова. – М. : Горячая линия-Телеком, 2003. – 228 с.

5. Вентцель Е. С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель, Л. А. Овчаров. – М. : Наука, 1969. – 368 с.

6. Липатов Ю. С. Физико-химические процессы на границе раздела в полимерных композициях / Ю. С. Липатов // В кн. Физическая химия полимерных композиций. – К. : Наукова думка, 1974. – С. 3–17.

7. Букетов А. В. Фізико-хімічні процеси при формуванні епоксикомпозитних матеріалів / А. В. Букетов, П. Д. Стухляк, Є. М. Кальба – Тернопіль : Збруч, 2005. – 182 с.

Стухляк П.Д., Добротвор И.Г., Соривка И.Т., Маслыяк Б.О., Мороз К.М.
ВЛИЯНИЕ ОБЪЕМА ВНЕШНИХ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ ВОКРУГ ЧАСТИЦ НАПОЛНИТЕЛЯ (КАРБИД БОРА) НА ОСТАТОЧНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ЭПОКСИКОМПОЗИТАХ

Исследовано влияние объема внешних поверхностных слоев на величину остаточных напряжений в полимерных покрытиях, содержащих дисперсные наполнители. Установлены закономерности изменения физико-механических свойств эпоксикомпозитных покрытий от содержимого наполнителя и толщины покрытия на основе анализа геометрических параметров микроструктур материала.

Ключевые слова: остаточные напряжения, эпоксикомпозиты.

Stukhljak P.D., Dobrotvor I.G., Sorivka I.T., Maslyjak B.O., Moroz K.M.
INFLUENCE OF THE VOLUME OF EXTERNAL SURFACE LAYERS AROUND FILLER PARTICLES (BORE CARBIDE) ON THE REMAINING TENSIONS IN EPOXYCOMPOSITES

Influence of the volume of external surface layers on the value of remaining tensions in the polymer coatings containing disperse fillers was investigated. Regularities of the change of physical and mechanical properties of epoxycomposite coatings due to the filler content and coating thickness was established on the basis of analysing geometric parameters of the material microstructures.

Key words: remaining tensions, epoxycomposites.

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЛАНЦЮГОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНА ТРАНШЕЄКОПАЧА

Сукач М.К.,

Київський національний університет будівництва і архітектури

Лисак С.І.,

Миколаївський будівельний коледж

Зауважено необхідність діагностування технічного стану та капітального ремонту магістральних трубопроводів з метою підвищення надійності транспортування нафти та газу споживачам. Проведено дослідження геометричних параметрів ланцюгового траншеєкопача, який використовується при ремонті та оптимізовано його конструктивні параметри.

Ключові слова: ланцюговий траншеєкопач, геометричні параметри.

Вступ. Необхідність забезпечення надійної роботи енергетичного комплексу (магістральних трубопроводів) в умовах значної зношеності технологічного обладнання, обмеження фінансових і матеріальних ресурсів примусила звернути увагу на систему діагностичного обслуговування, тобто комплекс робіт за оцінкою поточного стану і прогнозування перспективної працездатності трубопроводів і устаткування, а також їх капітального ремонту [1].

Останніми роками, у зв'язку із впровадженням нових матеріалів і обладнання, змінилися основні технологічні схеми ремонту трубопроводів. Скоротилася область використання традиційних методів, стали активно розроблятися нові перспективні методи відновлення працездатності магістрального і промислового трубопроводного транспорту [2]. Вирішення задач, поставлених перед ремонтними організаціями, щодо підтримки необхідного рівня надійності трубопроводів можна забезпечити тільки на основі застосування сучасної технології і організації виробництва, а також впровадження нових високоефективних технічних засобів.

В існуючій технології капітального ремонту трубопроводів після розробки ґрунту зверху та з обох боків від труби (процес розкривання) залучають додаткові установки для механізованого видалення ґрунту з-під трубопроводу. А тому використання багатоцільового обладнання з метою поєднання цих технологічних операцій в одній забезпечить зниження собівартості ремонту трубопроводу, підвищення темпів виконання робіт тощо [6]. Це передбачає зменшення кількості техніки, що залучена для ремонту. Наприклад, виключити з комплексу землерийних машин для капітального ремонту магістралей підкопувально-роторну установку можна шляхом застосування модернізованої машини для розкривання трубопроводу з двохсекційним ланцюговим робочим органом [3].

Актуальність. При руйнуванні ґрунту ланцюговими траншеєкопачами, тяговий робочий орган здійснює коливання від нерівномірності свого руху,

ударів об грані блоків, неоднорідності розробляемого робочого середовища тощо.

Під час роботи спостерігається періодичне провисання ланцюгів або їх надмірне натягування, через що частина колового зусилля приводу буде витрачатись на подолання додаткових опорів. Це виникає внаслідок того, що співвідношення чисел граней ведучого і веденого блоків не є оптимальним. Періодичне провисання ланцюгів змінюється в межах мінімального та максимального значення $f_{\min} \dots f_{\max}$, порушуючи умову вільного провисання. Тому виявлення співвідношень між числами граней натяжного та приводного блоків, при яких провисання матиме оптимальне та постійне значення, є актуальною задачею.

Метою роботи є дослідження та оптимізація геометричних параметрів ланцюгового робочого органа траншеєкопача.

Основні результати досліджень. Форма ланцюгової лінії постійно змінюється під впливом різних випадкових і невідповідних факторів, тому теоретично складно виявити закономірність цієї зміни. Для відносно коротких робочих ланцюгів та невеликих провисань ланцюгову лінію можна замінити параболою.

Рівняння параболи має вид [4]

$$\acute{O} = \frac{4f_{\alpha}}{L_{AB}^2 \cos^2 \alpha_{AB}} x^2 - \frac{4f_{\alpha}}{L_{AB} \cos \alpha_{AB}} x + x \operatorname{tg} \alpha_{AB}, \text{ або} \quad (1)$$

$$\acute{O} = \frac{4k_{\alpha}}{L_{AB}^2 \cos^2 \alpha_{AB}} x^2 - \frac{4k_{\alpha}}{L_{AB} \cos \alpha_{AB}} x + x \operatorname{tg} \alpha_{AB} \quad (2)$$

де f_{α} – провисання ланцюгів по середині робочого органа; L_{AB} – відстань між точками підвішування ланцюга; α_{AB} – кут нахилу ланцюгової лінії АВ до горизонтальної площини (орієнтовно може бути прийнятий куту нахилу рами [4, 5]).

Розрахункова схема ланцюгового робочого органа траншеєкопача показана на рис. 1.

Диференціюючи наведене рівняння, отримуємо

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \alpha_x = \frac{8k_{\alpha}}{L_{AB} \cos^2 \alpha_{AB}} x - \frac{4k_{\alpha}}{\cos \alpha_{AB}} + \operatorname{tg} \alpha_{AB}. \quad (3)$$

При $x = 0$,

$$\operatorname{tg} \alpha_A = \operatorname{tg} \alpha_{AB} - \frac{4k_{\alpha}}{\cos \alpha_{AB}}. \quad (4)$$

При $x = L_{AB} \cos \alpha_{AB}$,

$$\operatorname{tg} \alpha_B = \operatorname{tg} \alpha_{AB} + \frac{4k_{\alpha}}{\cos \alpha_{AB}}. \quad (5)$$

Крива параболи визначається величиною відносного провисання

$$k_{\alpha} = \frac{f_{\alpha}}{L_{AB}}. \quad (5)$$

Таким чином, при $\alpha_{AB} = const$ та $L_{i_1, i_2} = const$ маємо $f_{\alpha} = const$, де L_{i_1, i_2} – відстань між осями приводного O_1 та натяжного O_2 блоків. У дійсності провисання ланцюга є параметром змінним і залежить від співвідношення чисел граней.

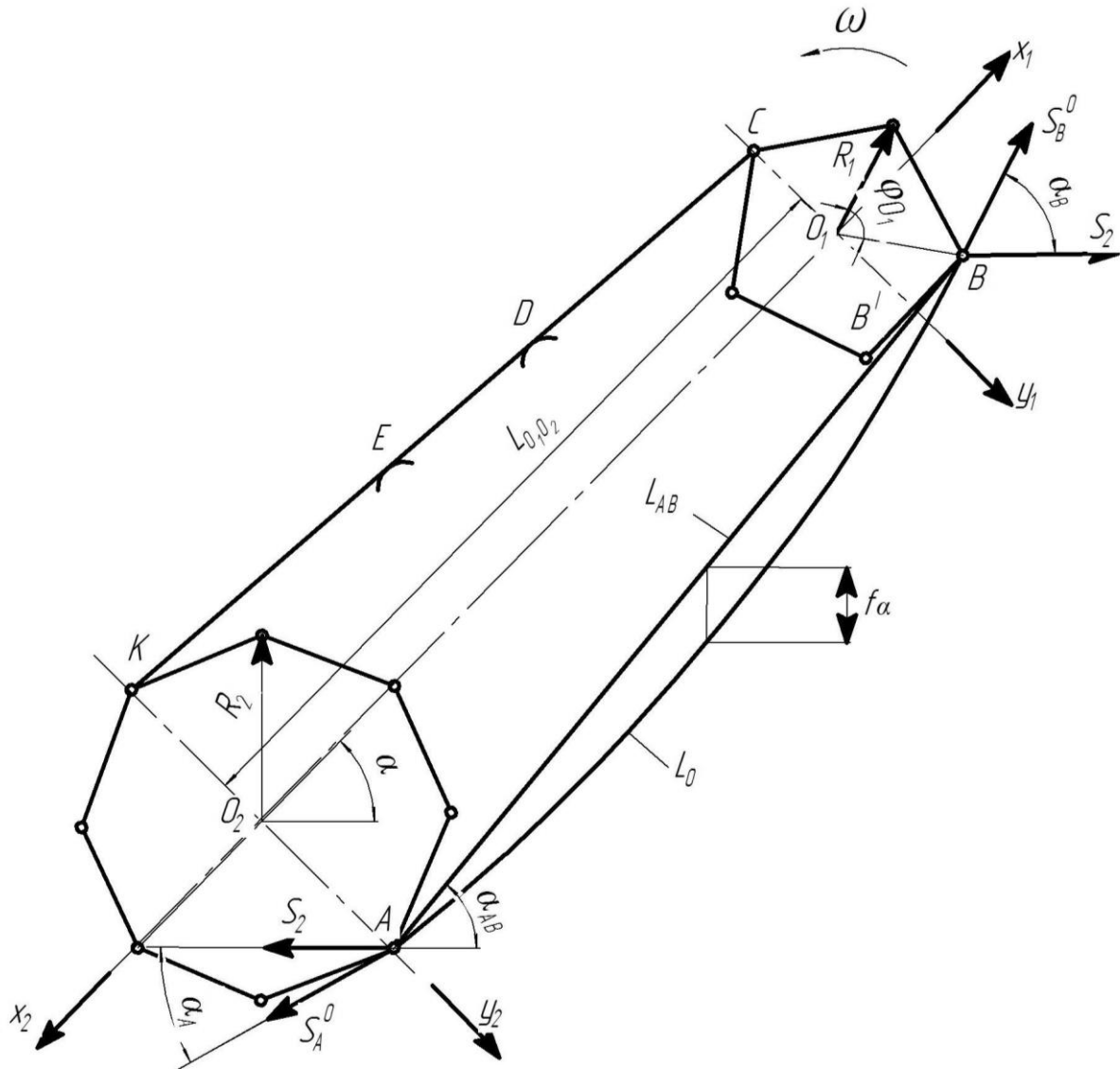


Рисунок 1 – Геометричні параметри ланцюгового робочого органа траншейного екскаватора

Провисання ланцюга визначається за формулою

$$f = \frac{\sqrt{3(L_0^2 - L_{AB})}}{4 \cos \alpha_{AB}} = 0,433 \frac{\sqrt{(L_0^2 - L_{AB})}}{\cos \alpha_{AB}}. \quad (6)$$

У цій формулі дві невідомі величини: відстань між точками підвішування L_{AB} та кут нахилу лінії АВ до горизонту, які при обертанні приводного блоку періодично змінюються.

Виразимо ці величини через функцію кута повороту приводного блоку φ_1 в прийнятій системі координат (рис. 1)

$$L_{AB} = L_{O_1O_2} + x_1(\varphi_1) + x_2(\varphi_2), \quad (7)$$

де φ_2 – кут повороту натяжного барабану, який визначимо наступним чином

$$\varphi_2 = \varphi_1 \frac{z_1}{z_2}, \quad (8)$$

де z_1 та z_2 – відповідно числа граней приводного на натяжного блоків.

З іншого боку

$$x_1(\varphi_1) = R_1 \cos(\varphi_{01} + \varphi_1), \quad (9)$$

$$x_2(\varphi_2) = R_2 \sin\left(\varphi_1 \frac{z_1}{z_2}\right), \quad (10)$$

де R_1 та R_2 – відповідно радіуси кола посередині шарнірів ланцюгового робочого органа; φ_{01} – початковий кут повороту приводного блоку, при якому відбувається перехід із точки підвісу В у В' (для чотиригранного блоку $\varphi_{01} = 45^\circ$, для п'ятигранного $\varphi_{01} = 54^\circ$).

Тоді рівняння (7) матиме вид

$$L_{AB} = L_{O_1O_2} + R_1 \sin(\varphi_{01} + \varphi_1) + R_2 \sin\left(\varphi_1 \frac{z_1}{z_2}\right). \quad (11)$$

Число ґрунторозробних балок, які знаходяться між точками підвісу ланцюга, буде

$$m_{o(x)} = \frac{L_{AB}}{t_{\delta}} + 0,5,$$

t_{δ} – крок встановлення балок.

Отримане значення числа балок округляють до найближчого більшого числа. Тоді довжина ланцюга між точками підвішування

$$L_0 = m_{o(x)} t_{\delta}. \quad (12)$$

Кут нахилу робочих ланцюгів до дна забою (горизонтальної площини)

$$\alpha_{\epsilon} = \alpha_{\lambda\lambda} = \alpha + \frac{180^\circ}{\pi} \frac{\dot{O}_1(\varphi_1) - \dot{O}_2(\varphi_2)}{L_{AB}}, \quad (13)$$

де α – кут нахилу рами двохсекційного робочого органа траншеєкопача до горизонту, $\alpha = 60^\circ$ [6].

Враховуючи вирази

$$\dot{O}_1(\varphi_1) = R_1 \sin(\varphi_{01} + \varphi_1), \quad (14)$$

$$\dot{O}_2(\varphi_2) = R_2 \cos(\varphi_1 \frac{z_1}{z_2}), \quad (15)$$

і підставивши їх у формулу (13), отримаємо

$$\alpha_{\ddot{e}} = \alpha_{\hat{A}\hat{A}} = \alpha + \frac{180^0}{\pi} \frac{R_1 \sin(\varphi_{01} + \varphi_1) - R_2 \sin(\varphi_1 \frac{z_1}{z_2})}{L_{AB}}. \quad (16)$$

Горизонтальна складова натягу ланцюгів від власної сили ваги

$$S_{\ddot{a}} = \frac{g_{\ddot{e}}}{g} \frac{L_{AB}^2 \cos \alpha_{AB}}{8f}, \quad (17)$$

де $g_{\ddot{e}}$ – сила ваги 1 м ланцюгів з ґрунторозробними балками; g – прискорення сили ваги.

Натяг ланцюга в точках підвішування А та В

$$S_A^0 = \frac{S_{\ddot{a}}}{\cos \alpha_A}; S_{\hat{A}}^0 = \frac{S_{\ddot{a}}}{\cos \alpha_{\hat{A}}}. \quad (18)$$

Натяг ланцюгів створюється також від опорів у шарнірах ланцюгів, динамічних навантажень, нерівномірності руху ланцюгів, опору ґрунту руйнуванню тощо.

Використаємо залежності, що отримані раніше при диференціюванні рівняння параболи для визначення кутів α_A та $\alpha_{\hat{A}}$ (між відповідними силами натягу ланцюгів та горизонтом).

З рівняння (4) та (5) матимемо

$$\alpha_{\hat{A}} = \arctg\left(\operatorname{tg} \alpha_{AB} - \frac{4f}{L_{AB} \cos \alpha_{AB}}\right), \quad (19)$$

$$\alpha_B = \arctg\left(\operatorname{tg} \alpha_{AB} + \frac{4f}{L_{AB} \cos \alpha_{AB}}\right). \quad (20)$$

Алгоритм розрахунку наведених параметрів може бути представлений у вигляді (рис. 2).

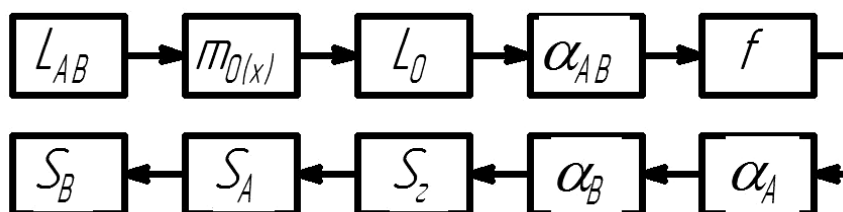


Рисунок 2 – Послідовність виконання розрахунків

В отриманих формулах постійними параметрами є: крок розташування ґрунторозробних балок на ланцюговій лінії t_0 , кут нахилу рами робочого органа α , відстань між блоками $L_{f_1 f_2}$.

Змінюючи значення чисел граней блоків z_1 та z_2 , можна отримати шукані величини провисання f та натягів ланцюга S_A, S_B, S_T в залежності від кута повороту приводного блоку ϕ і, таким чином, знайти оптимальне співвідношення між z_1 та z_2 .

Розрахунки показали, що використання 5-гранного приводного та 8-гранного натяжного блоку дає менше провисання ланцюгів в порівнянні із 4-гранним приводним та 6-гранним натяжним блоком. При відстані між осями блоків 5 м максимальне провисання в першому випадку складає 10-16 см, а в другому – близько 30 см.

Таким чином, отримані формули можуть бути використані для оптимізації геометричних параметрів ланцюгового траншейного екскаватора.

Висновки. Залежності між параметрами, які виведені в результаті дослідження, дають змогу оптимізувати співвідношення між числами граней блоків робочого органа, визначати величину провисання та натяг ланцюгів при стабільних конструктивних параметрах (відстані між осями блоків, кроку між ґрунторозробними балками тощо). Перспективними напрямками є дослідження силових навантажень та опорів руху ланцюгового робочого органа під час розробки ґрунту траншеєкопачем. Також потребує вирішення питання динамічної рівноваги адаптованого робочого органа під час підкопування трубопроводу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Розгонюк В. В. Удосконалення методики діагностування технічного стану та способів ремонту магістральних газопроводів : дис. ...канд. техн. наук: 05.15.13. – Ів.-Франківськ, 2000. – 267 с.
2. Мусійко В. Д., Кузьмінець М. П. Проблеми створення технології та техніки для виконання земляних робіт під час капітального ремонту промислових трубопровідних магістралей // Гірн., будів., дор. та меліор. машини : Всеукр. міжвід. зб. наук. праць. – К. : КНУБА, 2007. – Вип. 70. – С. 56-64.
3. Патент України №37784, E02 F5/00. Землерийне обладнання траншеєкопача для розкривання-заглиблення трубопроводів / Сукач М. К., Лисак С. І. (Україна). – u 2008 08334; Заявл. 20.06.2008; Опубл. 10.12.2008, Бюл. № 23.
4. Гарбузов З. Е., Ильгисонис В. К., Успенский В. П. и др. Землеройные машины непрерывного действия. – М. : Машиностроение, 1965. – 276 с.
5. Успенский В. П. Исследование усилий в свободно провисающей ковшовой цепи многоковшовых экскаваторов // Сб. трудов. – Ленинград : ВНИИСДМ №16, 1972. – С. 17-21.

6. Сукач М. К., Лисак С. І. Підвищення ефективності робочого обладнання машини для розкривання трубопроводів // Гірн., будів., дор. та меліор. машини : Всеукр. міжвід. зб. наук. праць. – К. : КНУБА, 2008. – Вип. 71. – С. 3-9.

Сукач М.К., Лысак С.И. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЯ

Отмечается необходимость диагностирования технического состояния и капитального ремонта магистральных трубопроводов с целью повышения надежности транспортировки нефти и газа потребителям. Проведено исследование геометрических параметров цепного траншеекопателя, который используется при ремонте, и оптимизированы его конструктивные параметры
Ключевые слова: цепной траншеекопатель, геометрические параметры.

Sukach M.K., Lysak S.I. OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF THE CUTTING IMPLEMENT OF CHAIN TRENCHER

The necessity of diagnosing the technical condition and capital repair of main pipelines to increase the reliability of oil and natural gas delivery to consumers was emphasized. The study of geometrical parameters of a chain trencher used to repair and optimize its design parameters was done.
Key words: chain trencher, geometrical parameters.

УДК 656. 7. 073. (045)

ДЕКОМПОЗИЦІЯ ПРОБЛЕМИ УПРАВЛІННЯ ВАНТАЖНИМИ АВІАЦІЙНИМИ ПЕРЕВЕЗЕННЯМИ

*Казак В.М., Кошляк І.С., Булка Л.Л.,
Національний авіаційний університет (Київ)*

Була проведена декомпозиція проблеми управління вантажними авіаційними перевезеннями на деяку множину задач. Визначено, які показники впливають на якість доставки, виділено основні операції при комплексному транспортно-експедиційному обслуговуванні та розглянуто функціональні задачі системи управління процесом доставки вантажу.

Ключові слова: вантажні перевезення, транспортно-експедиційне обслуговування.

Вступ. Транспортний сервіс у сучасних умовах включає не лише власне перевезення вантажів від відправника споживачеві, але і велике число експедиторських, інформаційних операцій, послуг з реєстрації, вантажопереробки, страхування, охорони і тому подібне. Тому транспортування можна визначити як ключову логістичну функцію, пов'язану з переміщенням вантажів транспортним засобом (чи засобами) за певною технологією в ланцюзі постачань, і що складається з логістичних операцій і функцій, включаючи експедицію, вантажопереробку, упаковку, передачу прав власності на вантаж, страхування ризиків, митні процедури і тому подібне [1].

Впровадженню в життя принципів логістичного керування в максимальному ступені сприяють наступні умови організації роботи [2]:

1. Комплексування різних видів транспорту, що беруть участь у перевезеннях.

2. Охоплення логістичним керуванням усіх ділянок просування вантажу.

3. Узгодження режимів і об'єму перевезень вантажів з режимами роботи аеропортів та організацій, що беруть участь в доставці.

4. Повна відповідальність транспортно-експедиційного підприємства за збереженість та якість перевезених вантажів на всіх ділянках транспортування.

5. Здійснення навантажувальних операцій з урахуванням зменшення витрат часу і витрат праці на розвантажувальні операції, щоб мінімізувати сумарні витрати часу і праці на комплексну операцію «навантаження + розвантаження».

6. Включення в логістичну систему керування сучасних комп'ютерних технологій інформаційного забезпечення міжнародного перевезення, включаючи сучасні (спутникові) системи контролю і спостереження за місцезнаходженням і просуванням вантажів.

Актуальність досліджень. Комплексне перевезення вантажів має великий рівень трудовитрат в організаційно-управлінському аспекті, оскільки вимагає при його здійсненні наявності високого рівня взаємодії між всіма учасниками процесу перевезення. Значне збільшення числа учасників транспортного ланцюга при доставці вантажів, за відсутності належної координації, сприяє накопиченню проблем, з якими вимушені боротися транспортні підприємства і вантажовласники.

Проведеними дослідженнями встановлено, що недостатня ефективність функціонування процесів перевезень вантажів викликана з одного боку недостатньою їхньою організацією, а з іншого – відсутністю відповідних ефективних науково-методичних засобів керування й оптимізації перевезеннями вантажів у сучасних умовах.

Постановка задачі. З метою виявлення слабких місць в системі управління перевезеннями, забезпечення безперебійності транспортування, виявлення невизначеностей в процесі доставки в статті надено декомпозицію проблеми управління вантажними авіаційними перевезеннями на деяку множину задач (рис. 1).

Результати досліджень. Якість перевезення напряму залежить від сукупності організаційних, економічних, технологічних заходів, які реалізуються для цього у підприємства.

Широке використання у виробничій діяльності сучасних методів управління процесами транспортування вантажів, застосування останніх світових розробок в галузі комп'ютерних технологій та зв'язку здатне забезпечити ефективність перевезення в цілому. Якісна взаємодія між учасниками процесу забезпечує більший ефект, ніж проста сукупність дій цих учасників.



Рисунк 1 – Декомпозиція проблеми управління вантажними авіаційними перевезеннями

Мінімізація збитку підприємства в збійній ситуації. У збійній ситуації у комплектованому контурі доставки основною метою управління

стає мінімізація збитку транспортно-експедиційного підприємства. Задачею оперативного управління є визначення мінімально необхідної кількості ресурсів для здійснення плану виконання етапів, а також синтез стратегії використання цих ресурсів.

Для визначення мінімально необхідної кількості ресурсів необхідно врахувати ряд показників роботи ТЕП. У статті економію ресурсів пропонується визначати за наступними показниками:

- ступінь виконання комплексу транспортно-експедиційних операцій і послуг – відношення кількості (вартості) виконаних операцій і послуг \tilde{N}_A до кількості (вартості) операцій і послуг, передбачених правилами ТЕО для визначеного типу перевезень \tilde{N}_T :

$$\alpha = \frac{\tilde{N}_A}{\tilde{N}_T} \cdot 100\%$$

- середньодобові залишки вантажів. Визначається як відношення фактичних середньодобових залишків вантажів Q_o до середньодобової нормативної величини їхнього вивозу Q_f :

$$\beta = \frac{Q_o}{Q_f} \cdot 100\%$$

- рівень ритмічності вивозу вантажів. Визначається як відношення фактичного рівня вивозу O_o до договірного O_A :

$$\gamma = \frac{O_o}{O_A} \cdot 100\%$$

- рівень доставки вантажів. Визначається як відношення фактичного терміну доставки \tilde{N}_o до договірного \tilde{N}_A :

$$\psi = \frac{\tilde{N}_o}{\tilde{N}_A} \cdot 100\%$$

- рівень збереження. Визначається як відношення обсягу перевезень без втрат $Q_{\tilde{N}o}$ до загального обсягу $Q_{\tilde{C}A\tilde{A}}$:

$$\tilde{N}_{\tilde{n}o} = \frac{Q_{\tilde{N}o}}{Q_{\tilde{C}A\tilde{A}}}$$

На вибір, здійснюваний керівниками, при формуванні стратегії використання ресурсів впливають наступні фактори:

1. Значення вищеперерахованих показників.
2. Ризик. Який рівень ризику керівництво вважає прийнятним?
3. Знання минулих стратегій.
4. Фактор часу. Фактор часу при ухваленні рішення може сприяти успіху або невдачі організації.

Забезпечення високої якості доставки. Підвищення якості ТЕО може здійснюватися за наступною схемою (рис. 2) [1]

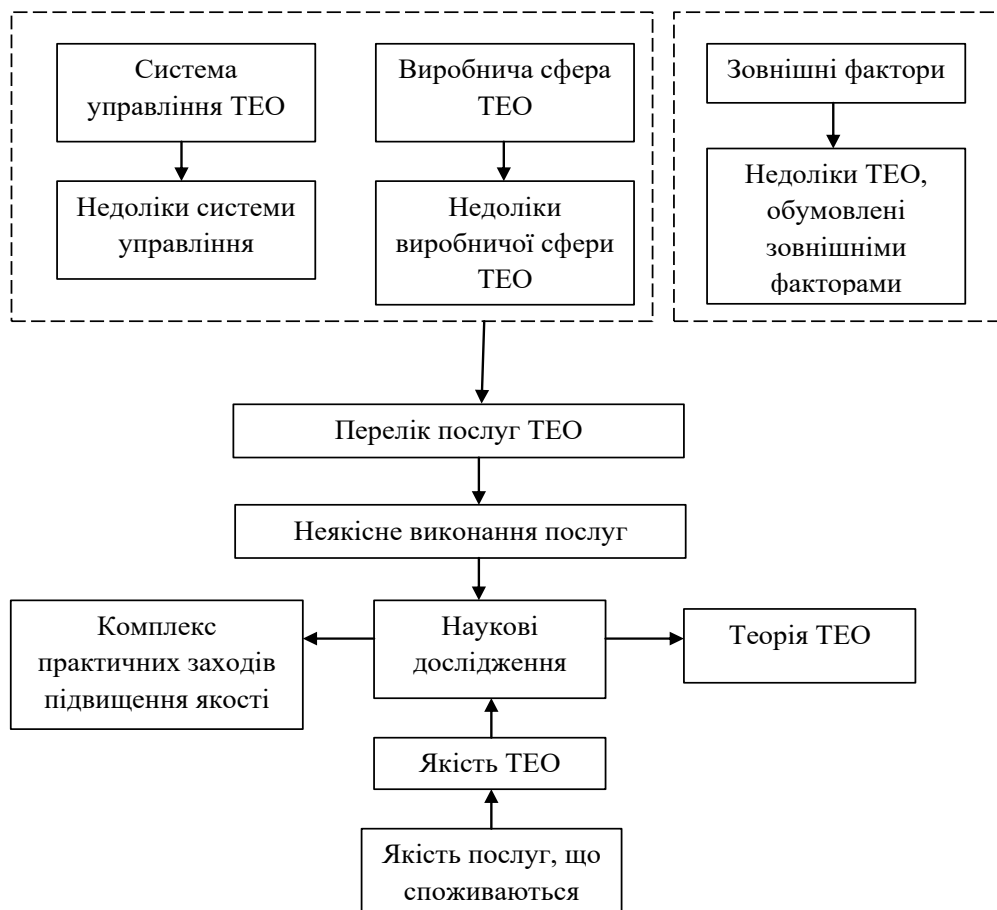


Рисунок 2 – Схема підвищення якості ТЕО

Найважливішим в системі якості є чотири елементи (маркетинг, проектування послуги, надання послуги, аналіз виконання послуги та підвищення її якості), які містять в собі виробничі процеси, що торкаються ТЕО і функціонують на основі петлі якості (рис.3).

Як видно з рис. 3, елементом системи якості, з якого починається робота підприємства, являється процес маркетингу. На етапі маркетингових досліджень визначається величина та особливості потреб клієнтів, діяльність основних конкурентів.

На основі отриманих даних планується робота ТЕП, проводять корегування виробничих процесів, які не забезпечують потрібну якість. Основними складовими процесу проектування послуги являється:

- специфікація послуги (включає повне та точне формулювання послуги, даються характеристики послуги, приводяться нормативи для кожного показника). Основні параметри, які являються елементами специфікації послуги ТЕП – географія перевезень, тарифні ставки на окремих маршрутах, номенклатура вантажів, повний перелік додаткових послуг, інформація про терміни перевезень;

- специфікація надання послуги (включає опис, де зазначається, яким чином будуть надані послуги, описуються вимоги до ресурсів та персоналу);
- специфікація управління якістю (включає розробку цільової програми підвищення функціонування ТЕП).

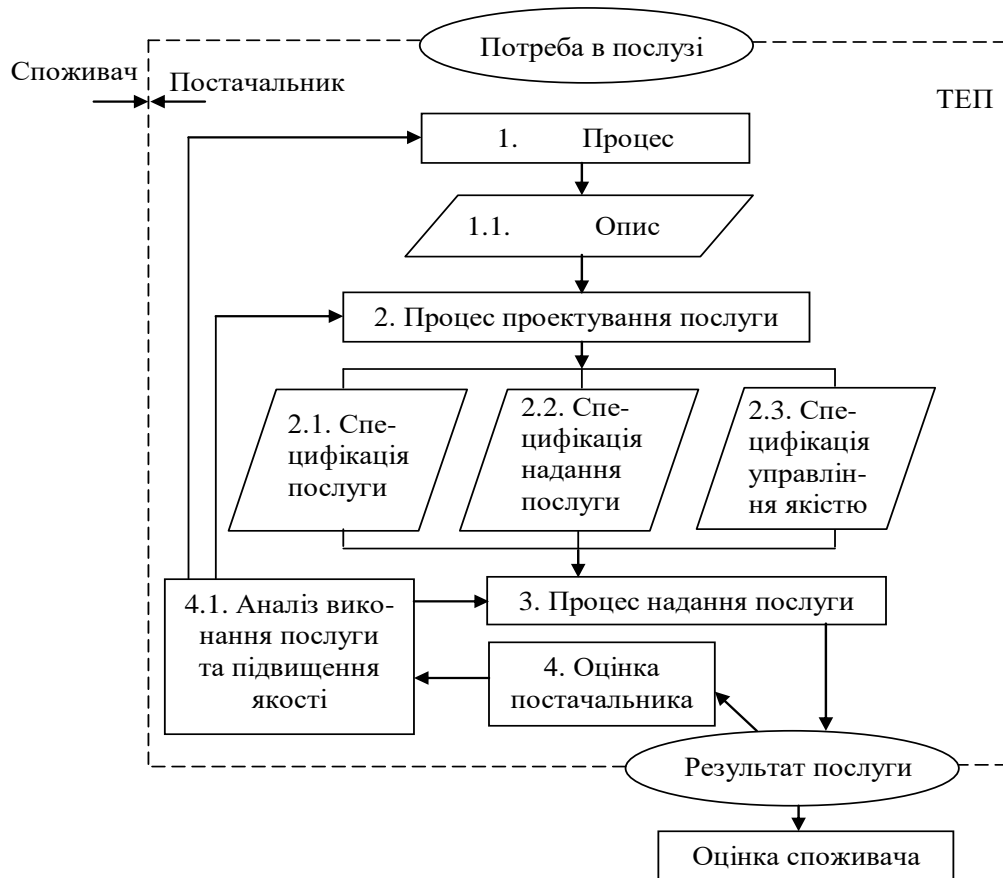


Рисунок 3 – Петля якості послуги ТЕП

Організація ефективного технологічного процесу. Безперервність транспортування характеризує розбіжності в часі, який займає конкретне вантажоперевезення раз від разу. Показник безперервності відбиває залежність транспортної функції від багатьох чинників. Довгі роки менеджери, відповідальні за роботу транспорту, вважали безперервність найважливішим критерієм якості транспортування. Якщо на конкретне вантажоперевезення одного разу знадобилося два дні, а наступного разу - шість днів, то така небажана мінливість здатна породити дуже серйозні оперативні проблеми для усієї системи логістики. При недостатній безперервності транспортування доводиться створювати страхові запаси для захисту від непередбачуваних збоїв в обслуговуванні [3]. Безперервність транспортування значною мірою впливає на загальний об'єм запасів, які вимушені тримати як покупці, так і продавці, а також на пов'язаний з ними ризик. З появою нових інформаційних технологій, що дозволяють контролювати увесь процес доставки вантажів і відстежувати кожен його етап, логістичні менеджери стали виявляти більшу зацікавленість у швидкості транспортних послуг при одночасній підтримці безперервності.

Транспортна експедиція містить у собі великий комплекс додаткових, стосовно транспортного процесу, операцій. Вид і обсяг цих операцій, виконуваних під час перевезення вантажів, різні. При комплексному ТЕО за участю авіаційного транспорту виконуються наступні основні операції:

- укладання договорів ТЕО;
- вибір найбільш раціональних видів транспорту;
- платіжно-розрахункові операції;
- приймально-здавальні операції та оформлення документації;
- митні операції;
- інформування учасників транспортного процесу про рух вантажу;
- перевалка вантажів з одного виду транспорту на інший;
- оформлення актів про виявлення дефектів вантажу;
- перевезення вантажів;
- збереження;
- навантаження;
- розвантаження;
- упакування;
- групування;
- сортування;
- затарювання;
- супровід;
- маркування;
- передача вантажу;
- ремонт тари і пакувальних матеріалів.

Формування раціональної системи управління. До найбільш розповсюджених недоліків системи управління вантажними перевезеннями відносяться [1]:

- відсутність обліку реальних потреб в обслуговуванні;
- відсутність гнучких організаційних форм управління і відповідного розподілу функцій;
- недостатня координація і кооперація;
- низький рівень диспетчеризації;
- недосконалість взаєморозрахунків усіх сторін, що беруть участь у ТЕО.

Функціональні задачі системи управління можуть бути об'єднані в наступні підсистеми: організаційна, економічна, технологічна.

Організаційна підсистема включає в себе:

- вибір організаційної структури системи ТЕО;
- розподіл функцій між структурними підрозділами цієї системи;
- прогнозування і планування діяльності системи;
- контроль за виконанням функціональних обов'язків;
- координація діяльності різних підрозділів.

Економічна підсистема:

- показники планування й оцінки діяльності системи ТЕО;

- взаєморозрахунки з учасниками, тарифи, ставки.

Технологічна підсистема:

- прогресивні технології управління ТЕО.

Система управління повинна допомагати диспетчерові сформувати набір рейсів і маршрутів руху, що відповідає наступним вимогам: мінімальний сумарний пробіг всіх транспортних засобів по всіх маршрутах, максимальне завантаження кожного транспортного засобу. Тобто для кожного замовлення повинні бути сформовані альтернативні проекти вантажоперевезення: розробити оптимальні маршрути руху вантажу на кожному етапі перевезення і спланувати виконувані операції (проходження контрольних крапок, перевантаження, надання різних послуг на маршруті, а також час проходження окремих етапів і всього маршруту в цілому).

Висновки. Отже, запропонована декомпозиція проблеми управління вантажними авіаційними перевезеннями дозволяє визначити, що необхідно враховувати для ефективного управління процесом доставки вантажу та виявити слабкі місця в системі управління.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Нагорний Є. В. Основи транспортно-експедиційного обслуговування підприємств, організацій та населення : навчальний посібник / Є. В. Нагорний, Л. Д. Рибанов, Н. Ю.Черниш. – Харків : Видавництво ХНАДУ, 2002. – 106 с.

2. Транспортная логистика : учебник для транспортных вузов. / [под общей редакцией Л. Б. Миротина]. – М. : Издательство «Экзамен», 2003. – 512 с.

3. Лукинский В. С. Современное состояние и перспективы развития основ теории логистики применительно к транспорту / В. С. Лукинский, И. А. Пластуняк, И. А. Цвиринько // «Бизнес и Логистика – 2002» : сб. матер. IV Московского международного логистического форума. – М., 2002.

Казак В.Н., Кошляк И.С. ДЕКОМПОЗИЦИЯ ПРОБЛЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГРУЗОВЫМИ АВИАЦИОННЫМИ ПЕРЕВОЗКАМИ

Была проведена декомпозиция проблемы управления грузовыми авиационными перевозками на некоторое множество задач. Определено, какие показатели влияют на качество доставки, выделены основные операции при комплексном транспортно-экспедиционном обслуживании и рассмотрены функциональные задачи системы управления процессом доставки груза.

Ключевые слова: грузовые перевозки, транспортно-экспедиционное обслуживание.

Kazak V.N., Koshlyak I.S. DECOMPOSITION OF THE PROBLEM OF MANAGING AIR FREIGHT

Decomposition of the problem of air freight for some sets of tasks was carried out. Factors that influence the quality of delivery were determined, basic operations for complex forwarding services were selected and functional tasks of managing delivery were considered.

Key words: air freight, forwarding services.

**МЕТОДИКА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВАНТАЖНИХ
АВІАЦІЙНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ**

*Казак В.М., Палій К.В.,
Національний авіаційний університет (Київ)*

Авіаційні вантажні перевезення в Україні досить добре розвинуті: наявна досить розгалужена транспортна система, відбувається ріст кількості компаній-перевізників, йде постійне удосконалення технологій та методів перевезення.

Задачею є підвищення ефективності авіаційних вантажних перевезень за допомогою автомобільних перевезень транспортно-експедиційним підприємством (ТЕП) TNT і за допомогою автоматизації ТЕП з використанням методів системного аналізу. Іншими словами, плануємо доставити якнайшвидше вантаж до самого аеропорту і пройти обробку вантажу безпосередньо в аеропорту, затративши якнайменше часу.

Ключові слова: ефективність вантажних перевезень, автомобільні перевезення.

Вступ. Транспорт – одна з найважливіших інфраструктурних галузей матеріального виробництва, яка забезпечує виробничі й невиробничі потреби народного господарства та населення в усіх видах перевезень. Стабілізація економіки, її піднесення та структурні перетворення, розвиток зовнішньоекономічних сфер діяльності, підвищення життєвого рівня населення залежать певною мірою від ефективного функціонування транспорту [1].

Цивільна авіація є складовою частиною єдиної транспортної системи країни, але має ряд своїх специфічних особливостей і відмінностей. До них можна віднести:

- високу швидкість доставки пасажирів і вантажів;
- високу прохідність і меншу, чим на інших видах транспорту, залежність від фізико-географічних умов місцевості;
- можливість організації комбінованих перевезень з умовою забезпечення високого рівня комфорту для пасажирів і послуг, для відправників вантажу;
- велику мобільність і гнучкість у застосуванні повітряного транспорту, його здатність здійснювати масові одноразові і спеціальні перевезення.

Авіаційні вантажні перевезення в Україні досить добре розвинуті: наявна досить розгалужена транспортна система, відбувається ріст кількості компаній-перевізників, йде постійне удосконалення технологій та методів перевезення.

Актуальність досліджень. Авіаційний транспорт активно використовується в авіаперевезеннях вантажів та пошти, тільки за 2010 рік перевезено 87,9 тис.тонн. Оскільки, вантажні авіаційні перевезення на ринку транспортних послуг є досить затребуваними, то буде актуальним їх дослідження та удосконалення.

Відомо, що з кожним роком число компаній, що займається вантажними авіаційними перевезеннями зростає. Тому буде також актуальним підвищити ефективність компанії TNT, яку ми досліджуємо і яка є лідером міжнародної індустрії експрес-доставки документів, посилок і вантажів, і тим самим підвищити її конкурентність на ринку транспортних послуг [2].

Постановка задачі. Нами було обрано шлях підвищення ефективності авіаційних вантажних перевезень за допомогою автомобільних перевезень транспортно-експедиційним підприємством (ТЕП) TNT і за допомогою автоматизації ТЕП з використанням методів системного аналізу. Іншими словами, плануємо доставити якнайшвидше вантаж до самого аеропорту і пройти обробку вантажу безпосередньо в аеропорту, затративши якнайменше часу.

Результати досліджень. На логістичній схемі рейсових маршрутів по Україні компанії TNT було підмічено, що логістичного зв'язку між м. Первомайськ і м. Миколаїв немає. Відомо, що в Первомайську знаходиться відоме ЗАТ «Первомайський молочноконсервний комбінат». Це одне із провідних підприємств в Україні по переробці молока. Отримавши статистичну інформацію про те, що ЗАТ «Первомайський молочноконсервний комбінат» завжди стикається з проблемою оперативної, швидкої відправки молочних консервів до аеропорту й безпосередньо в контейнер вантажного літака, було запропоновано в компанії TNT взяти ініціативу в свої руки.

ТЕП TNT має свої представництва в обох містах, виробництво продукту є безперервним, тому для компанії це вигідний шлях підвищити не тільки авіаційні вантажні перевезення, а й автомобільні.

Запропонована нами логістична лінія, що з'єднає м. Первомайськ з м. Миколаїв зображена на рис. 1.



Рисунок 1 – Запропонована логістична схема компанії TNT

Таким чином, перший крок задачі зрозумілий: потрібно знайти найоптимальніший шлях доставки вантажу, в даному випадку – це молочні консерви, що вважаються швидкопсувними і відносяться до категорії спеціальних вантажів, з м. Первомайськ до Миколаївського аеропорту «Кульбакіно».

Після доставки вантажу до аеропорту «Кульбакіно», далі необхідно пройти зони обробки вантажу (рис. 2). Тому, наступним кроком є автоматизація однієї із зон за допомогою системного аналізу.

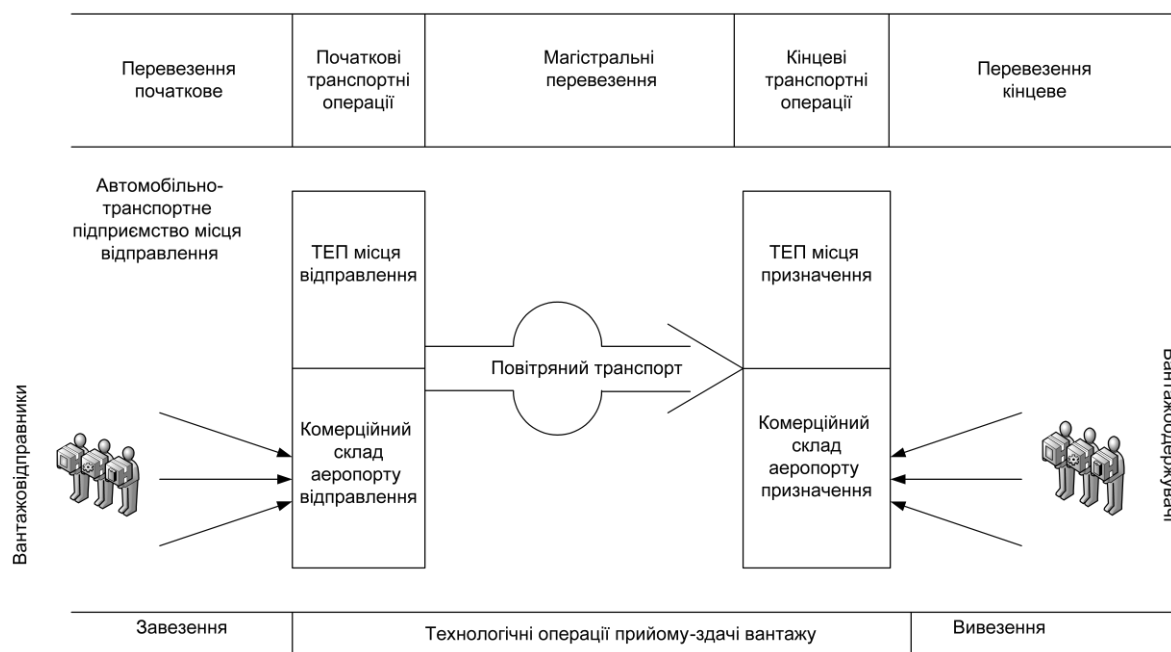


Рисунок 2 – Комплексна структура повітряно-транспортних доставок вантажів (поняття перевізного процесу)

Щоб знайти найоптимальніший шлях, нами було обрано дві дороги місцевого значення: Р06, Т1504. Кращий маршрут обираємо за всіма показниками споживчих властивостей автомобільних доріг. Під показниками споживчих властивостей розуміється:

- безпека руху;
- забезпечення розрахункової швидкості;
- безперервність руху;
- комфортність;
- пропускна здатність дороги;
- екологічна безпека дороги;
- естетичний стан дороги;
- рівень обслуговування;
- інформаційне забезпечення.

Оскільки маршрути Р06 та Т1504 є дорогами місцевого значення, то найбільш важливим є визначення пропускної здатності, де буде враховано швидкість автомобіля та його безпека. Під пропускною здатністю розуміють

максимальну кількість автомобілів, яку може пропустити ділянка дороги в одиницю часу.

З використанням середньої швидкості вільного руху пропускна здатність однієї смуги руху на перегоні $P_{\text{пер}}$ між перехрестями на основі характеристик транспортного потоку розраховується за формулою [3]

$$P_{\text{пер}} = \frac{1}{4} \cdot \beta_{\text{пер}} \cdot U_0 \cdot Q_{\text{max}}, \quad (1)$$

де U_0 – середня швидкість вільного руху, що регулюється умовами руху (згідно з ПДД в ідеальних умовах на міських дорогах не повинна перевищувати 60 км/год); Q_{max} – щільність потоку в умовах, близьких до затору, авт/км; $\beta_{\text{пер}}$ – узагальнений коефіцієнт зниження пропускної здатності на перегоні (в ідеальних умовах для прямолінійної ділянки $\beta = 1$) задається відношенням

$$\beta_{\text{пер}} = \left(\frac{U_{\text{опт}}}{U_0} \right)^2, \quad (2)$$

де $U_{\text{опт}}$ – середня швидкість вільного руху автомобіля на перегоні з урахуванням уповільнення транспортних засобів на планувальних елементах, км/год. У міських умовах падіння швидкості руху завжди спостерігається при незадовільній видимості на поворотах, при малих радіусах повороту, звуженні проїзної частини, перетинанні трамвайних і залізничних колій і т.п.

Таким чином, у загальному вигляді пропускна здатність смуги руху на перегоні може розраховуватися за формулою

$$P_{\text{пер}} = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{U_{\text{опт}}}{U_0} \right)^2 \cdot Q_{\text{max}}. \quad (3)$$

Щільність потоку, в свою чергу, визначають на основі довжини розрахункового легкового автомобіля з урахуванням середньозваженого коефіцієнта приведення і відстані безпеки

$$Q_{\text{max}} = \frac{1000}{\frac{l_a}{K_{\text{пр}}} + l_6}. \quad (4)$$

де l_a – довжина розрахункового легкового автомобіля; l_6 – відстань безпеки. На такій відстані транспортний потік знаходиться в хиткому стані і рухається дуже повільно, з характерними короткочасними зупинками; $K_{\text{пр}}$ – середньозважений коефіцієнт приведення, що розраховують за даними складу транспортного потоку

$$K_{\text{пр}} = \frac{\sum (N_i \cdot K_i)}{\sum N_i}, \quad (5)$$

де N_i – кількість транспортних одиниць одного типу або вантажопідйомності, авт./год.; K_i – відповідний перевідний коефіцієнт (див. табл.1).

Таблиця 1 – Перевідний коефіцієнт різних типів транспортних засобів

Типи транспортних засобів	Перевідний коефіцієнт
Легкові автомобілі	1,0
Вантажні автомобілі вантажопідйомністю, т:	
до 2	1,5
більше 2 до 5	2,0
більше 5 до 8	2,5
більше 8 до 14	3,5
автобуси	2,0-3,0
тролейбуси	2,5
трамвай (один вагон)	3,5

Маршрут Р06, що проходить через Южноукраїнськ, Вознесенськ, Нову Одесу, має пропускну здатність 27 авт./год. По цьому маршруту, враховуючи пропускну здатність дороги, правила дорожнього руху, стан доріг та ін., автомобілі компанії TNT MERCEDES-BENZ 1218D можуть рухатися з середньою швидкістю 70 км/год. Так як відстань маршруту 165 км, то час затрачений на перевезення вантажу складатиме – 2,36 год з витратою пального 26,5 л.

Маршрут Т1504, що проходить в більшості через села та селища міського типу, такі як смт. Доманівка, с. Щасливка, с. Копані та ін., має пропускну здатність 37 авт./год. Згідно правилам дорожнього руху та враховуючи стан дороги, пропускну здатність, автомобілі MERCEDES-BENZ 1218D можуть рухатися з середньою швидкістю – 50 км/год. Оскільки відстань маршруту 179 км, то час затрачений на транспортування вантажу складатиме – 3,58 год з витратою пального 34 л.

Вантажопідйомність літака компанії TNT Boeing 737-300SF, який треба буде завантажити, становить 20 т, отже, компанія повинна відправляти по 4 автомобілі. Це говорить про те, що пропускну здатність доріг, яка відрізняється всього на 10 автомобілів за годину, дозволяє рухатися по обох маршрутах. Тому повернемося до інших показників споживчих властивостей автомобільних доріг, які є не менш важливими. На нашу думку, перш за все, потрібно врахувати те, що маршрут Т1504 проходить через більше десятка сіл, де живе багато людей і, особливо, дітей. Тому необхідно повернутися до таких показників як: безпека руху, безперервність руху та екологічна безпека. Не треба погіршувати екологічну ситуацію, де живуть люди, і створювати їм більшу небезпеку, їздячи під вікнами їх будинків, якщо можна доставляти вантаж дорогою місцевого значення Р06. Крім того, по І маршруту спостерігаємо наявність наступних показників: рівень обслуговування та інформаційне забезпечення.

2. Виявити нові конкретні властивості та взаємні зв'язки конкретного об'єкта дослідження, ґрунтуючись на відомих властивостях складних систем.

3. Створити правильну постановку задачі і вибрати відповідні методи для її розв'язання.

4. Знайти шлях, яким можна перетворити складну проблему в простішу.

Метод Делфі – багатоетапний метод, що передбачає початкове ізольоване винесення експертами своїх суджень та подальше багаторазове їх коректування на базі ознайомлення кожного експерта з судженнями інших експертів до тих пір, поки величина поставлених оцінок не буде знаходитися в рамках заздалегідь встановленого бажаного інтервалу варіювання оцінок. Метод Делфі є найбільш формальним з усіх методів експертного прогнозування і найбільш часто використовується в технологічному прогнозуванні, дані якого використовуються потім у плануванні виробництва і збуту продукції. Це груповий метод при якому проводиться індивідуальне опитування групи експертів щодо їхніх припущень про майбутні події в різних областях, де очікуються нові відкриття або вдосконалення [4].

За допомогою методу Делфі проаналізуємо схему і визначимо найважливішу із зон, яка займає найбільше часу обробки вантажу і яку можна буде автоматизувати для підвищення ефективності.

Було обрано групу експертів з шести чоловік, які займають керівні посади у відділі транспорту, відділі внутрішньоукраїнських та імпорتنних перевезень компанії TNT. Обраною групою експертів були визначені такі зони ТЕП (альтернативи):

1. зона приймання вантажів у вантажовідправника;
 1. транспортна система: вантажний двір – стелажне сховище;
 2. стелажне сховище відправника;
 3. транспортна система зони відправлення;
 4. зона комплектування завантаження літаків.

Після першого туру не були отримані узгоджені оцінки експертів, оскільки за отриманими значеннями неможливо визначити, яка із зон займає найбільше часу і може бути запропонована для автоматизації. Тому проводимо другий тур оцінювання альтернатив – зон обробки вантажу (табл. 2).

Таблиця 2 – Значення векторів пріоритетів експертів після 2-го туру

Параметри	Експерти					
	1	2	3	4	5	6
1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,1
2	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,3
3	0,1	0,1	0,2	0,1	0,2	0,2
4	0,1	0,2	0,2	0,3	0,2	0,3
5	0,2	0,3	0,3	0,2	0,1	0,1

Як видно з табл 2 оцінки експертів майже не розходяться. Можна зробити висновок, що вони узгоджені.

За даним методом було видно, що зоною, яка займає найбільше часу і яку можна автоматизувати є зона – транспортна система: вантажний двір – стелажне сховище.

Після підвищення ефективності вантажних авіаційних перевезень необхідно оцінити надійність доставки вантажів. Для цього треба враховувати розподіл потоків відмов в результаті перевезення вантажів автомобільним та аеродромним транспортом.

Ймовірність безвідмовної роботи транспортних засобів визначаємо за формулою

$$P(t) = 1 - \int_0^t \omega(t) dt, \quad (6)$$

де ω – розподіл потоків відмов; t – час.

При транспортуванні вантажів автомобільним транспортом з Первомайська до Миколаєва розподіл потоків відмов становить: $\omega = 0,9 \cdot 10^{-4}$. Час, витрачений на доставку дорівнює приблизно 2,5 годин. Отже

$$P(t) = 1 - \int_0^9 \omega(t) dt = 1 - \omega \cdot t = 1 - 0,9 \cdot 10^{-4} \cdot 2,5 = 0,9998 \quad (7)$$

При транспортуванні вантажів аеродромним транспортом розподіл потоків відмов становить: $\omega = 0,5 \cdot 10^{-4}$ 1/км. Оскільки, загальний час транспортування вантажу по аеродрому в аеропорту м. Миколаєва «Кульбакіно» становить приблизно 0,45 години, то

$$P(t) = 1 - \int_0^{1,25} \omega(t) dt = 1 - \omega \cdot t = 1 - 0,5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,45 = 0,9999 \quad (8)$$

Отже, судячи з отриманих значень ймовірності безвідмовної роботи транспортних засобів, які задіяні в процесі доставки, можна сказати, що надійність доставки вантажу з м. Первомайськ до м. Миколаїв є дуже високою.

Висновки. Запропонований варіант підвищення вантажних авіаційних перевезень за рахунок підвищення ефективності автомобільних перевезень, а також за рахунок запропонованої автоматизації однієї із зон обробки вантажу, є дійсно ефективним. Адже вантаж доставлятиметься швидко до аеропорту і швидше буде «рухатися» по самому аеропорту, безпосередньо, до літака. А чим швидше літак завантажиться, тим менше компанія заплатить за його простій, тим швидше літак відправиться і, таким чином, в залежності від маршруту, зможе зробити в день чи в тиждень на кілька рейсів більше. А це і є підвищенням ефективності авіаційних вантажних перевезень.

Крім цього, при оцінці надійності доставки вантажу в обране місто різними видами транспортних засобів були отримані також високі значення: автомобільним транспортом – ймовірність безвідмовної роботи 0,9998, аеродромним транспортом – 0,9999.

Отже, запропонований варіант підвищення ефективності вантажних авіаперевезень є доцільним та вигідним.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Паранукян В. Е. Общий курс транспорта : учебное пособие / В. Е. Паранукян. – Мариуполь, 1999. – 138 с.
2. Транспортная логистика : учебник для транспортных вузов. / [Под общей редакцией Л. Б. Миротина]. – М. : Из-во «Екзамен», 2003. – 512 с.
3. Методичні вказівки до практичних занять і самостійної роботи з дисципліни «Планування міст і транспорт» (для студентів 3 курсу денної та заочної форм навчання спеціальності 6.092108 - «Теплогазопостачання і вентиляція»). / [Укл. Ляпенко В. О.] – Харків : ХНАМГ, 2008. – 54 с.
4. Казак В. М. Конспект лекцій з дисципліни «Системний аналіз АОТС» / В. М. Казак.

Казак В.Н., Палий К.В. МЕТОДИКА ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГРУЗОВЫХ АВИАЦИОННЫХ ПЕРЕВОЗОК

Авиационные грузовые перевозки в Украине достаточно хорошо развиты: имеется достаточно разветвленная транспортная система, происходит рост количества компаний-перевозчиков, идет постоянное совершенствование технологий и методов перевозки.

Задачей является повышение эффективности авиационных грузовых перевозок с помощью автомобильных перевозок транспортно-экспедиционным предприятием (ТЭП) TNT и с помощью автоматизации ТЭП с использованием методов системного анализа. Иными словами, планируем доставить быстрее груз до самого аэропорта и пройти обработку груза непосредственно в аэропорту, затратив меньше времени.

Ключевые слова: эффективность грузовых перевозок, автомобильные перевозки.

Kazak V.M., Paliy K.V. METHODS OF INCREASING EFFICIENCY OF AIR CARGO TRANSPORTATION

Air cargo transportation in Ukraine is well developed: there is a highly developed transport system, increasing number of shipping companies and constantly upgrading technologies and methods of transportation.

The objective is to increase the efficiency of air cargo transportation by road transport forwarding company (TFC) TNT and by automating the TFC using methods of system analysis. In other words, we plan to deliver goods faster to the airport itself and handle cargo at the airport in less time.

Key words: efficiency of cargo transportation, motor transportation.

ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ЦИКЛОВОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ МЕХАНООБРОБНИХ ГВК

Кирилович В.А., Підтиченко О.В.,

Житомирський державний технологічний університет

Представлено розроблений програмний продукт, що дозволяє автоматизовано вирішувати ряд задач синтезу та аналізу в рамках проектування механообробних гнучких виробничих комірок (ГВК), зокрема задачу автоматизованого визначення показників циклової продуктивності ГВК. Представлено основні положення, на яких ґрунтується вирішення вказаної задачі, проілюстровано методику використання програмного продукту для її вирішення.

Ключові слова: ГВС, ГВК, автоматизоване проектування, імітаційне моделювання, стратегія обслуговування, продуктивність ГВК

Постановка проблеми. Одним із напрямків автоматизації машино- та приладобудівного виробництва, який базується на використанні роботизованих технологій, є впровадження гнучких виробничих систем (ГВС) [1–3, 12–14]. Останні забезпечують високу ефективність серійних типів виробництва в умовах, що швидко змінюються, зокрема при швидкій та заздалегідь непередбачуваній зміні предметів виробництва. З іншої сторони, задачі, що вирішуються при проектуванні ГВС та їх складових частин, є достатньо складними та трудомісткими, оскільки вимагають врахування значної кількості технологічних, транспортних, геометричних, енергетичних та інших зв'язків і залежностей, технічних та економічних вимог, критеріїв та обмежень [1, 3, 12–14]. Все це вказує на доцільність та актуальність розробки засобів автоматизованого проектування (АП) ГВС та їх складових, що, в свою чергу, дозволяє суттєво зменшити трудомісткість проектування і в той самий час підвищити якість рішень, що приймаються.

Одними з базових складових ГВС, з яких останні будуються, є гнучкі виробничі комірки (ГВК) [2] – сукупність одиниць технологічного обладнання (ТО), гнучких виробничих модулів, а також засобів забезпечення їх функціонування. ГВК може поєднувати в собі одиниці основного (ОТО) та допоміжного (ДТО) технологічного обладнання, що формують так звані «робочі позиції» (РП), та промисловий робот (ПР), що виконує їх транспортне обслуговування – завантаження ТО предметами обробки – об'єктами виробництва (ОВ), розвантаження ОВ з одиниць ТО, що закінчили обробку, та міжагрегатне транспортування ОВ на наступні РП. При проектуванні нових або переналагодженні існуючих ГВК вирішується ряд важливих проектних задач, серед яких задачі: визначення типу (схеми) компоновання ГВК, розміщення технологічного обладнання ТО відносно ПР, визначення послідовності обслуговування ТО промисловим роботом та його складу рухів, формування траєкторії рухів ПР тощо [1, 4, 6, 14]. Вирішення даних задач є багатоваріантним, тому доцільним є пошук оптимальних

варіантів їх вирішення. Оцінка оптимальності проектних варіантів може виконуватися на основі показників циклової продуктивності, визначення яких є важливою задачею аналізу при АП ГВК. Теоретичні дослідження показують, що в ряді випадків розрахункові значення циклової продуктивності різних проектних варіантів ГВК можуть відрізнятися в декілька разів, наприклад, для різних послідовностей обслуговування ТО промисловим роботом.

В більшості інформаційних джерел з механоскладальних та механообробних ГВС [3, 11, 15] даються поняття ГВС та їх складових, огляди структур, схеми та описи їх функціонування, але увага проблемам проектування, особливо автоматизованого, приділяється недостатньо. В даній роботі представлено розроблений програмний продукт (ПП), що дозволяє автоматизовано вирішувати ряд задач синтезу та аналізу в процесі проектування ГВК та може бути застосованим в рамках технологічної підготовки виробництва при створенні нових гнучких виробництв або роботизації існуючих, а також в навчальному процесі вищих навчальних закладів.

Таким чином, метою даної роботи є представлення розробленого ПП, що дозволяє автоматизовано вирішувати ряд задач синтезу та аналізу в рамках проектування ГВК, зокрема задачу автоматизованого визначення показників циклової продуктивності ГВК, представлення основних положень, на яких ґрунтується вирішення вказаної задачі, а також методики використання ПП для її вирішення.

Аналіз стану проблеми та останніх публікацій. В області роботизованого виробництва (та відповідних інформаційних джерелах) найбільш близьким до поняття «ГВК» є «роботизований технологічний комплекс» (РТК) [1, 3, 11] – сукупність ТО та ПР, що виконує транспортне обслуговування ТО в циклі – міжагрегатне транспортування об'єктів виробництва (ОВ), завантаження їх на ТО для обробки та зняття їх після обробки. Оскільки термін «ГВК» є більш сучасним та охоплюючим (регламентується сучасними стандартами), варто застосовувати його, при цьому вважаючи, що для ГВК є справедливим все, що властиве поняттю «РТК» [2].

При вирішенні окремих задач АП ГВК одиниці ТО доцільно розглядати як робочі позиції (РП). При цьому кожна РП формально представляє одиницю ТО або його частину, на якій перебуває кожен ОВ при виконанні його обробки та транспортування в ГВК згідно відповідного технологічного маршруту обробки [7, 9]. При цьому враховується, що ОВ перебуває в ГВК не тільки на ОТО, що, в свою чергу, може містити декілька позицій обробки (при багатомісцевій обробці), а й на допоміжному ТО – різного роду накопичувачах (вхід та вихід ГВК), засобах упорядкування середовища, позиціях проміжкового зберігання (ППЗ) [1, 10] тощо.

В джерелах з проблем проектування та організації роботи ГВС та ГВК [1, 10, 12] важливе місце приділяється проблемі формування організаційно-

технічної структури ГВК, що серед інших включає в себе задачі розміщення ТО та організації транспортного обслуговування ТО.

Задача транспортного обслуговування ТО в ГВК може реалізуватися промисловим роботом, який в такому разі виконує поштучне транспортування всіх ОВ (деталей), задіяних в обробці, через всі РП, передбачені технологічним маршрутом обробки деталі (ТМОД), та обслуговування при цьому кожної РП (завантаження, розвантаження їх, або перевстановлення ОВ – повторне завантаження тієї ж РП тим самим ОВ) [1, 10]. Послідовність, в якій обслуговуються РП промисловим роботом в процесі роботи ГВК, описується так званим технологічним маршрутом обслуговування робочих позицій (ТМОРП) [1, 4–10], побудова якого є результатом вирішення даної задачі. Крім того, необхідним є визначення складу дій (переходів) ПР при обслуговуванні ТО, тобто загального алгоритму сумісного функціонування ТО та ПР ГВК [1]. В будь-якому випадку визначення показників продуктивності ГВК можливо виконувати, якщо попередньо визначено ТМОРП для даної ГВК [5–6].

В інформаційних джерелах [1, 10] в межах задачі обслуговування ТО розглядаються варіанти обслуговування одноруким ПР з одним чи двома захватними пристроями (ЗП) при відсутності чи наявності ППЗ – додаткового обладнання, що призначене для тимчасового розміщення ОВ (деталей) при міжагрегатному транспортуванні. Проте розглядаються, як правило, лише окремі принципи побудови маршруту обслуговування ТО (особливо у випадку використання ППЗ) і тільки у встановленому режимі (при завантаженості всього обладнання, коли всі процеси в ГВК циклічно повторюються). Процеси на початку роботи (до встановленого режиму) та завершення роботи (коли закінчилися деталі на вході ГВК) не розглядаються взагалі. Крім того, практично відсутні рекомендації щодо визначення маршруту обслуговування ТО при ускладненому маршруті обробки, наприклад, при обробці на окремих одиницях ТО за декілька встановлень. Треба зазначити, що використання ППЗ дозволяє більш ефективно вирішувати задачу транспортного обслуговування, підвищуючи циклову продуктивність ГВК [1, 10]. При цьому теоретично може існувати велика кількість можливих послідовностей (маршрутів) обслуговування ТО промисловим роботом. Проте в літературі наводяться лише декілька загальних способів організації обслуговування ТО при наявності ППЗ, які названі «формами» обслуговування [10].

З огляду на недостатню пропрацьованість та неоднозначність викладення розглянутого питання в літературі, складності та багатоваріантності формування маршруту обслуговування ТО ПР, а також необхідності створення теоретичної основи для автоматизованого вирішення даної задачі, в попередніх роботах [5–9] авторами було чітко визначені поняття та запропоновані формалізовані описи стратегії обслуговування та ТМОРП, який будується для реалізації заданого ТМОД в ГВК на основі певної стратегії, що приймається. Розглянуто стратегії обслуговування РП одноруким одно- та двоххватним ПР, дворуким ПР, а також розроблено ряд

стратегій для однорукого ПР при використанні ППЗ. При цьому визначені структури даних, необхідні для автоматизованої побудови ТМОРП.

Автоматизоване визначення показників циклової продуктивності та формування складу дій ПР запропоновано виконувати за допомогою імітаційного моделювання (ІМ) роботи ГВК [5, 6] з моменту початку роботи до її завершення. При цьому можуть бути визначені показники продуктивності ГВК, які проектуються, що є важливим для прийняття рішень на окремих етапах АП ГВК, в тому числі для задачі розміщення ТО та пошуку оптимальної стратегії обслуговування ТО [5].

Основна частина. *Опис ключових понять та положень, на яких ґрунтується автоматизоване визначення показників продуктивності ГВК.* Як було відмічено вище, визначення показників продуктивності ГВК передбачає попереднє вирішення задачі транспортного обслуговування ГВК, в результаті якої має бути визначено ТМОРП. Автоматизоване формування ТМОРП виконується на основі аналізу ТМОД та згідно зі стратегією обслуговування РП, що попередньо приймається. При цьому ТМОД являє собою послідовність операцій, що відповідають визначеному в технологічному процесі складу технологічних дій на ОВ, необхідних для отримання певного виробу, із зазначенням РП, на яких виконуються визначені операції. Іншими словами, ТМОД – маршрут (послідовність) обходу об'єктом виробництва заданих РП (або переміщення по заданим РП). Формально ТМОД представляє собою упорядковану множину (послідовність) технологічних операцій (груп операцій), що виконуються над ОВ (деталлю) з одного встановлення, із вказанням номеру РП, на яких виконується кожна операція (група операцій). Для цього кожній з РП, на яких виконуються операції, формально включаючи вхідні та вихідні накопичувачі ГВК, при формуванні складу обладнання ГВК присвоюються номери. Порядок виконання операцій (встановлень) на РП визначає порядок слідування номерів РП в ТМОД. В машинному представленні ТМОД є масивом $PTM[m]$, індекси елементів m якого є номерами операцій (або встановлень) при їх наскрізній нумерації за всіма РП, а значення елементів – відповідними номерами РП [5, 7–9]. В звичайному записі ТМОД формально представляється як рядок з номерів РП, на яких виконуються технологічні операції, в порядку виконання цих операцій. Наприклад, для ГВК, що складаються з 5-ти РП, та при послідовному виконанні операцій на кожній РП за одне встановлення, ТМОД може виглядати так: «1-2-3-4-5». Також можна задавати необхідність обробки за декілька встановлень, тобто задавати перевстановлення на певних РП. Це реалізується повторним вказанням номеру РП, на якій треба виконати обробку за друге, третє тощо встановлення. Наприклад, ТМОД «1-2-2-3-3-3-4-5», описує необхідність обробки на другій РП за два, а на третій – за три технологічно упорядковані встановлення.

ТМОРП формально визначається як упорядкована послідовність РП (і відповідних переміщень до них та сукупностей дій ПР біля кожної з них), які обслуговуються ПР з метою переміщення всіх задіяних в поточний момент

часу в обробці на РП деталей (або ОВ) на одну наступну РП відповідно до їх власних ТМОД. Формалізовано ТМОРП можна представити як масив $STM[tm]$, індекси елементів tm якого представляють собою порядкові номери груп дій ПР по обслуговуванню тієї чи іншої РП, а значення елементів є номерами РП, що обслуговуються за порядком слідування елементів масиву. Порядок слідування елементів ТМОРП відповідає порядку, в якому обслуговуються робочі позиції промисловим роботом. Кожен елемент масиву ТМОРП може відповідати одній з таких груп дій ПР: зняття ОВ з РП, завантаження ОВ на РП, перевстановлення ОВ на РП (розвантаження, можлива переорієнтація та наступне завантаження) [5, 7–9]. Наприклад, для ГВК з одноруким односхватним ПР без ППЗ для ТМОД з перевстановленнями на третій РП «1-2-3-3-3-4-5» відповідний ТМОРП буде наступним: «4-5-3-3-3-4-2-3-1-2». Повторення номерів РП означають, що ПР виконує необхідну кількість перевстановлень (перші два однакові елементи відповідають перевстановленням), і лише після обробки на всіх них забирає деталь для переміщення на наступну РП.

Стратегія обслуговування являє собою принцип (схему, спосіб), за яким за допомогою ПР реалізується переміщення всіх задіяних в даний момент у ГВК предметів обробки (тобто ОВ) по множині РП на одну наступну позицію згідно їх ТМОД [8, 9]. Допустима стратегія визначається типом (технологічними можливостями) ПР, тобто наявністю чи відсутністю декількох рук або декількох ЗП, а також наявністю чи відсутністю ППЗ [1, 8–10]. «Універсальність» стратегії залежить від можливості побудови ТМОРП із врахуванням особливостей (складності) ТМОД (при наявності перевстановлень, технологічних повернень на попередні РП тощо). Для простих випадків найбільш ефективні стратегії обслуговування є очевидними і відомими, а саме для однопредметних ГВК, що обслуговуються одним ПР (з одним чи двома ЗП), із ТМОД послідовно на кожній РП за одне встановлення без застосування ППЗ [1]. Більше того, для однорукого ПР з одним ЗП без використання ППЗ існує єдина можлива стратегія обслуговування РП [1].

При введенні ППЗ в ГВК можна сформувати достатньо велику множину можливих стратегій обслуговування, які дозволяють більш ефективно вирішувати задачу транспортного обслуговування (можна сформувати загалом десятки різних стратегій для ППЗ ємності в одну чи дві деталі) [10]. Стратегії обслуговування (особливо при наявності ППЗ) можна класифікувати за різними ознаками, приймаючи до уваги, які глобальні рухи (міжагрегатні переміщення) здійснює ПР для того, щоб всі ОВ перейшли на наступні РП. Зазначимо, що при обслуговуванні ТО (розвантаженні, завантаженні) ПР здійснює глобальні рухи між РП, при цьому в результаті виконуючи сумарне переміщення або від РП входу до РП виходу, або навпаки. Таке одне повне переміщення ПР (сумарний глобальний рух) від вхідної РП до вихідної (або від вихідної до вхідної) в процесі обслуговування ТО назвемо повним глобальним переміщенням або просто повним ходом ПР. Обслуговування ТО може потребувати одного повного глобального ходу ПР

або декількох (двох). Відповідно можна виділити стратегії одноходові та двохходові. Стратегії можна класифікувати за формою обслуговування [8, 10]. Існує послідовна форма (коли обслуговування виконується в два повні ходи, при цьому дії розвантаження та завантаження всіх РП повністю відокремлені – спочатку всі РП послідовно розвантажуються, а потім всі завантажуються) та індивідуальна або одночасна форма (коли обслуговування виконується як правило в один повний хід, при цьому дії щодо розвантаження та наступного завантаження даної РП суміщені – кожна РП розвантажуються і відразу завантажуються), а також змішана. Відповідно всі стратегії послідовної форми відносяться до двохходових. Стратегії індивідуальної форми відносяться, як правило, до одноходових. Поняття форми обслуговування розглянуто в роботі [8], в ній також представлено ряд можливих стратегій обслуговування РП при наявності одномісних ППЗ для послідовної форми. При наявності одномісних ППЗ для послідовної форми стратегії можна поділити на: двонаправлені (розвантаження і завантаження робочих позицій ПР виконує в протилежних напрямках) та однонаправлені (розвантаження і завантаження ПР виконує в одному напрямку), на «прямоходові» (завантаження виконується в напрямку від РП входу до РП виходу за ТМОД) та «зворотногоходові» (завантаження виконується в напрямку від РП виходу до РП входу за ТМОД), а також на i -розвантажувальні (розвантаження виконується на ППЗ даної РП) та $(i+1)$ -розвантажувальні (розвантаження виконується на ППЗ наступної за ТМОД РП).

Крім того, при наявності перевстановлень в ТМОД можуть бути різні способи реалізації виконання перевстановлень. Сформовані і реалізовані в даному ПП способи реалізації перевстановлень зводяться до таких: 1) в ході обслуговування перед завантаженням/розвантаженням певної РП – для індивідуальної форми обслуговування; 2) до виконання обслуговування послідовно на кожній РП (для всіх форм); 3) до виконання обслуговування паралельно для всіх РП (для всіх форм); 4) по частинах в ходах розвантаження та завантаження (для змішаної ємності ППЗ – в одну та дві деталі біля різних ППЗ – та двонаправленої стратегії при послідовній формі); 5) лише в ході завантаження (також для змішаної ємності ППЗ та двонаправленої стратегії при послідовній формі).

Різні стратегії обслуговування та відповідні сформовані ТМОРП визначають різний склад та послідовність рухів ПР та відповідно різну протяжність ділянок циклової траєкторії руху ПР при обслуговуванні ТО в циклі роботи, а тому впливають на тривалості переміщень ПР між ТО. Як наслідок, це впливає на тривалість циклу роботи ГВК.

В ситуації, коли вибір стратегії обслуговування та побудова на її основі ТМОРП є багатоваріантними, доцільно виконувати автоматизований пошук оптимальної стратегії на множині їх можливих варіантів. Оцінка, порівняння та вибір можливих стратегій обслуговування може бути виконаний за показниками циклової продуктивності ГВК.

Визначення параметрів продуктивності, як зазначалося вище, виконується в ПП за допомогою ІМ. ПП орієнтований на однопредметні

багатоверстатні ГВК, що обслуговуються одним ПР без або із використанням ППЗ. ІМ полягає у відтворення у часі процесів обробки на РП та дій ПР, що передбачаються стратегією обслуговування РП. На основі обраної для певного проектного варіанту ГВК стратегії обслуговування та ТМОД попередньо має бути побудований ТМОРП, що задає необхідну послідовність дій ПР щодо обслуговування РП. Для виконання ІМ необхідно формувати ТМОРП з моменту початку роботи ГВК (тобто з моменту надходження першої деталі в обробку), що базується на наступних положеннях. Послідовність РП, які обслуговуються ПР та періодично повторюються в циклі роботи ПР (коли всі одиниці ТО завантажені та виконують обробку), названа послідовністю встановленого режиму (ПВР) за складом дій. Визначення тривалості циклу виконується як фіксація початку/завершення та обчислення тривалості відпрацювання ПВР. Тривалість виконання дій ПР впродовж ПВР може не відразу бути сталою, тому може бути необхідним неодноразове повторення цієї послідовності. Як тільки буде зафіксовано, що тривалість виконання дій ПР на протязі ПВР є сталою, тобто досягнутий встановлений режим за часом виконання, тоді тривалість відпрацювання ПВР буде тривалістю циклу роботи ГВК [5, 6]. Ці положення, а також те, що ГВК в контексті ІМ є системою, яка має передісторію (поточний стан імітаційної моделі визначається на основі попередніх станів), обумовлює необхідність виконання ІМ від самого початку роботи ГВК. З цього випливає необхідність формування ТМОРП з моменту початку роботи ГВК до виходу на встановлений режим в циклі. Для цього в масив ТМОРП вноситься послідовність дій ПР не тільки у встановленому режимі (тобто ПВР), а й від початку роботи до виходу на нього – послідовність виходу на встановлений режим (ПВВР). Крім того, можливим є автоматичне формування ТМОРП до закінчення роботи ГВК, що при моделюванні дозволяє визначити загальний час обробки партій деталей та середню циклову продуктивність, що є актуальним для відносно невеликих партій деталей. Для цього в масив ТМОРП додається послідовність завершення роботи (ПЗР) – послідовність обслуговування РП з моменту закінчення заготовок на вході ГВК до отримання на виході останньої готової деталі. ТМОРП, який відповідає всій роботі ГВК, може бути побудований як упорядкований набір окремих ТМОРП, кожен з яких є певними ПВР, але для різного числа РП. При цьому ПВВР та ПВР формуються як упорядкована множина (набір) ТМОРП, побудованих у встановленому режимі для кількості РП, що змінюється від двох до їх дійсного числа. ПЗР формується шляхом послідовного виключення з розгляду тих РП, які остаточно звільнилися від обробки деталей, та додавання в ТМОРП відповідних ПВР аж до кількості РП, рівної двом [5, 6]. Прийняті правила дозволили використати один і той самий алгоритм як для формування ПВР, так і для ПВВР та ПЗР.

Опис програмної реалізації. Програмний продукт в основному призначений для вирішення задач синтезу оптимальних проектних рішень, хоча може використовуватись лише для аналізу існуючих варіантів ГВК.

Першою з двох головних задач ПП є формування оптимального розміщення ТО для ПР, що має робочу зону (РЗ) довільної складної форми, в просторі по трьом координатам. При цьому виконується пошук оптимальних варіантів розміщення за висотою проходження траєкторії міжагрегатного переміщення (ТМП) ПР, а також на множині порядків розташування одиниць ТО вздовж ТМП ПР. Другою головною задачею ПП є синтез оптимальних ТМОРП промисловим роботом. Множиною пошуку є варіанти стратегій обслуговування ПР, що визначаються технологічними можливостями ПР (наявністю/відсутністю декількох схватів/рук) та наявністю/відсутністю ППЗ. Критерієм оптимального варіанта розміщення чи побудови ТМОРП є мінімум тривалості циклу роботи ГВК, що визначається для кожного варіанту на множині пошуку шляхом імітаційного моделювання. При цьому оптимізація може виконуватися як окремо на множині порядків розміщення ТО або на множині стратегій обслуговування ТО, так і на множині всіх їх комбінацій.

При відсутності потреби виконувати задачі синтезу (для існуючих ГВК) є можливість виконувати аналіз роботи ГВК, не виконуючи задачу розміщення ТО. Для цього необхідно задати всі необхідні початкові дані (склад ТО, тип ПР тощо), в тому числі обрати необхідну стратегію обслуговування, та обов'язково виконати процедуру формування ТМОРП. Після чого є можливим задання необхідних часових параметрів (тривалості обробки, переміщень ПР тощо) та виконання ІМ із визначенням показників продуктивності.

Вирішення задачі визначення показників продуктивності починається із введення початкових даних на вкладці «Вихідні дані». Отже, необхідно виконати наступні дії.

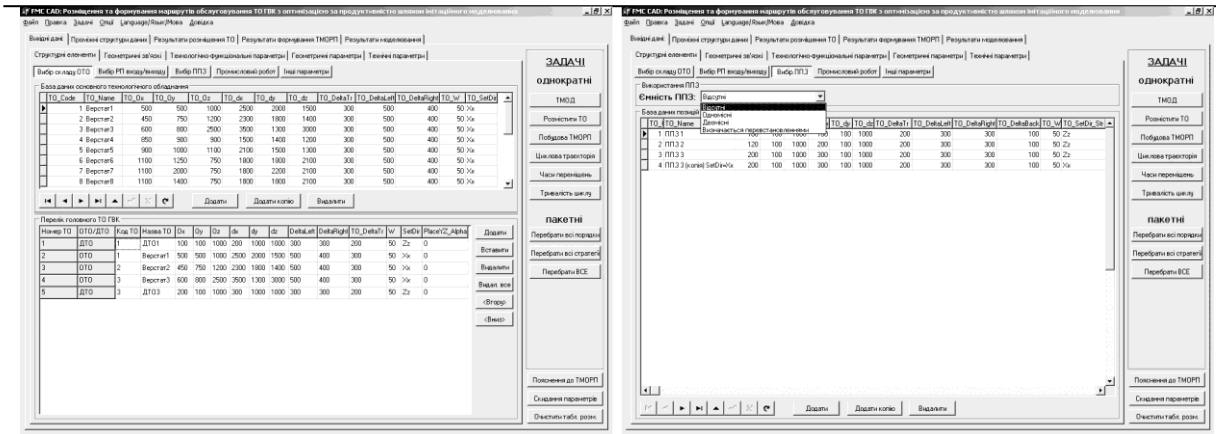
1. На сторінці «Вибір складу ОТО» вкладки «Структурні елементи» (рис. 1, а) внести в перелік ТО одиниці ОТО з відповідної бази даних (БД), для кожної одиниці ТО виділяючи необхідний рядок в таблиці ОТО та натискаючи кнопку «Додати» або «Вставити» (можна сортувати ТО в переліку кнопками «Вниз» та «Вгору», видаляти окремі одиниці кнопкою «Видалити» або очищувати весь перелік кнопкою «Видал. все»).

2. Аналогічним чином на сторінці «Вибір РП входу/виходу» вкладки «Структурні елементи» внести в перелік ТО позиції входу та виходу ГВК.

3. На вкладці «Вибір ППЗ» вкладки «Структурні елементи» у випадяючому переліку «Ємність ППЗ» обрати пункт, що відповідає типу ППЗ, якщо вони використовуються (рис. 1, б). Модель ППЗ в БД для даної задачі значення не має.

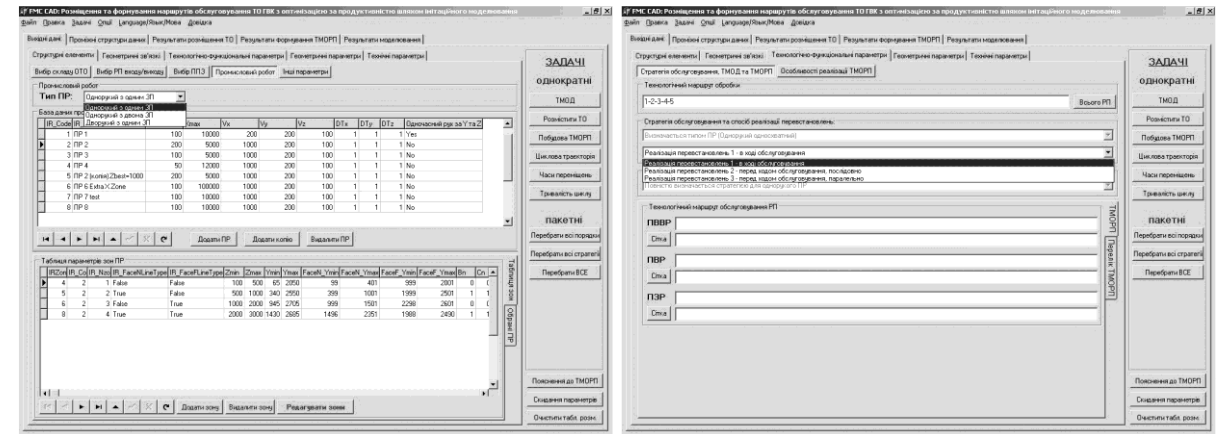
4. На вкладці «Вибір ПР» вкладки «Структурні елементи» у випадяючому переліку «Тип ПР» обрати необхідний тип ПР, наприклад, однорукий з одним ЗП (рис. 1, в). Модель ПР в БД для даної задачі значення не має.

5. При необхідності промодельювати обробку всієї партії деталей задати кількість деталей у партії та встановити прапорець «Моделювати обробку всієї партії» на вкладці «Інші параметри» вкладки «Структурні елементи».



а)

б)



в)

г)

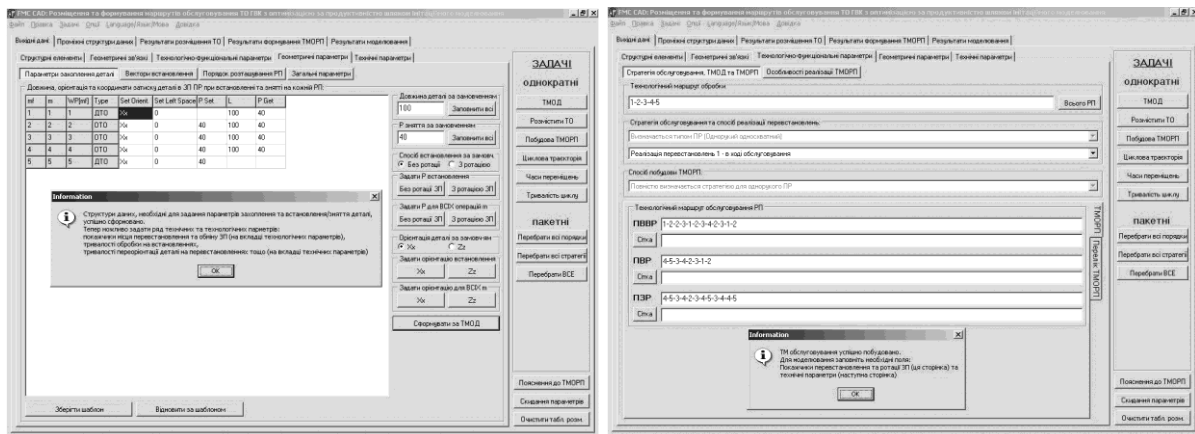
Рисунок 1 – Екранні форми задання вихідних даних (складу ТО, типів ПР та ППЗ, ТМОД та стратегії обслуговування ТО)

6. Активувати вкладку «Технологічно-функціональні параметри» та на вкладеній сторінці «Стратегія обслуговування, ТМОД та ТМОРП» (рис. 1, г) задати необхідний ТМОД. Найпростіший ТМОД типу «1-2-3-4-5» можна сформувати автоматично, натиснувши кнопку «ТМОД» на панелі задач вкладки «Вихідні дані». Також необхідно обрати стратегію обслуговування та спосіб реалізації перевстановлень. При відсутності ППЗ стратегія обслуговування недоступна для обрання (оскільки повністю визначається типом ПР). Також при відсутності перевстановлень в ТМОД вибір способу реалізації перевстановлень не впливає на результат побудови ТМОРП.

7. Бажано (але необов'язково) на сторінці «Параметри захоплення деталі» вкладки «Геометричні параметри» натисканням кнопки «Сформувати за ТМОД» (рис. 2, а). сформувати шаблон для параметрів встановлень ОВ на РП та затиску в ЗП ПР (з автоматичною побудовою необхідних проміжних структур даних). Якщо це не зробити, то структури даних будуть сформовані автоматично при побудові ТМОРП.

8. Натиснути кнопку «Побудова ТМОРП» на панелі задач вкладки «Вихідні дані». В залежності від виконання попереднього пункту з'явиться одне з двох вікон попередження, в якому треба підтвердити виконання операції. В разі необхідності отримати таблицю описів дій ТМОРП потрібно

попередньо встановити прапорець «Будувати таблицю описів елементів ТМОРП» в пункті головного меню «Опції».



а)

б)

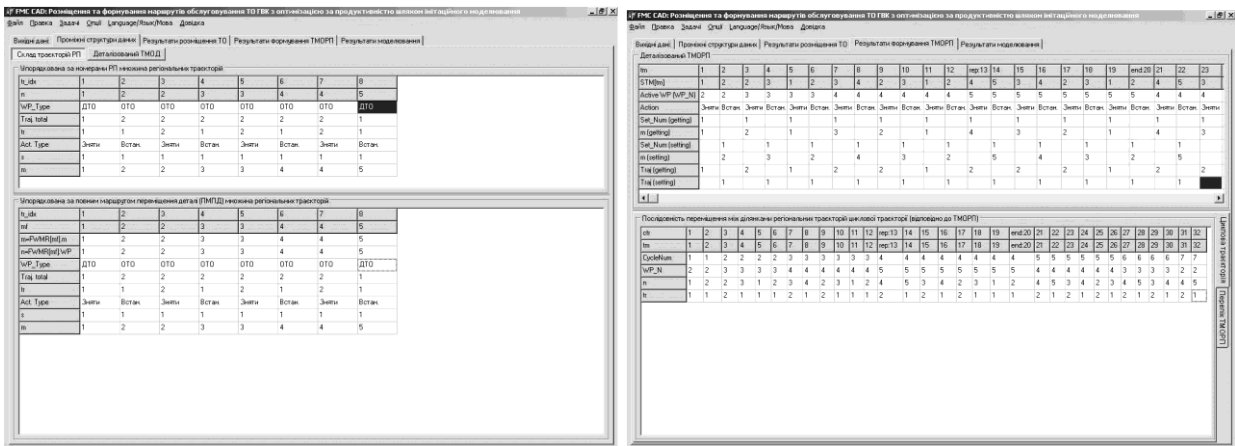
Рисунок 2 – Екранні форми виконання проміжних задач формування «масиву параметрів встановлення деталі» та ТМОРП

9. В разі успішної побудови ТМОРП він виводиться на сторінці «Технологічно-функціональні параметри» (рис. 2, б) у вигляді трьох або двох (якщо не було встановлено прапорець «Моделювати обробку всієї партії») частин: ПВВР, ПВР та ПЗР. У випадку, якщо було ввімкнено опцію «Будувати таблицю описів елементів ТМОРП», буде додатково виведено вікно з роз'ясненням кожного елемента ТМОРП. Також будуть виділені початковий та кінцевий елементи ПВР, що повторюється в циклі. Якщо ТМОРП до цього не будувався, буде автоматично виконано формування заготовки для масивів параметрів тривалостей обробки та рухів ПР за шаблоном, а також показано вікно повідомлення із запитом встановити всі часові параметри в значення за замовченням. Запит варто підтвердити. При необхідності в подальшому спеціально встановити всі часові параметри в значення за замовченням необхідно натиснути кнопку «Скидання параметрів» на панелі задач вкладки «Вихідні дані». Після побудови ТМОРП буде автоматично сформовано склад траєкторій ПР та інші важливі структури даних. Проконтролювати правильність побудови проміжних структур даних (та правильність інтерпретації ТМОД) можна на сторінках «Склад траєкторій РП» (рис. 3, а) та «Деталізований ТМОД» вкладки «Проміжні структури даних».

10. Після побудови ТМОРП на вкладці «Технічні параметри» можна задати тривалості обробки на РП (вкладка «Часи обробки на РП», рис. 4, а). Перед заданням тривалостей рухів ПР бажано виконати побудову «Циклової траєкторії», натиснувши кнопку «Циклова траєкторія» (її в будь-якому випадку потрібно будувати перед виконанням моделювання).

11. Для виконання моделювання необхідно задати тривалості переміщень між всіма парами регіональних траєкторій, задіяними в глобальних рухах за ТМОРП (вкладка «Глобальні переміщення», (рис. 4, б). Визначити, між якими траєкторіями здійснюються рухи ПР, можна вручну на основі інформації зі сторінки «Результати формування ТМОРП» (рис. 3, б). Для

того, щоб легко побачити, які саме тривалості глобальних рухів треба задати, можна виконати наступне. Зберегти поточні введені дані у файл (пункт головного меню «Файл|Зберегти проект як...»), а потім перевідкрити його (пункт головного меню «Файл|Відкрити проект»). В такому випадку всі часи незадіяних глобальних рухів будуть встановлені в 0, що дозволить легко визначити потрібні для задання параметри.



а)

б)

Рисунок 3 – Екранні форми результату формування проміжних структур даних

12. Далі треба задати тривалості регіональних рухів (для всіх регіональних траєкторій) та локальних рухів (для кожного встановлення) на сторінці «Регіональні/локальні переміщення» вкладки «Технічні параметри» (рис. 4,в), а також тривалості допоміжних рухів на сторінці «Допоміжні часи» (рис. 4,г).

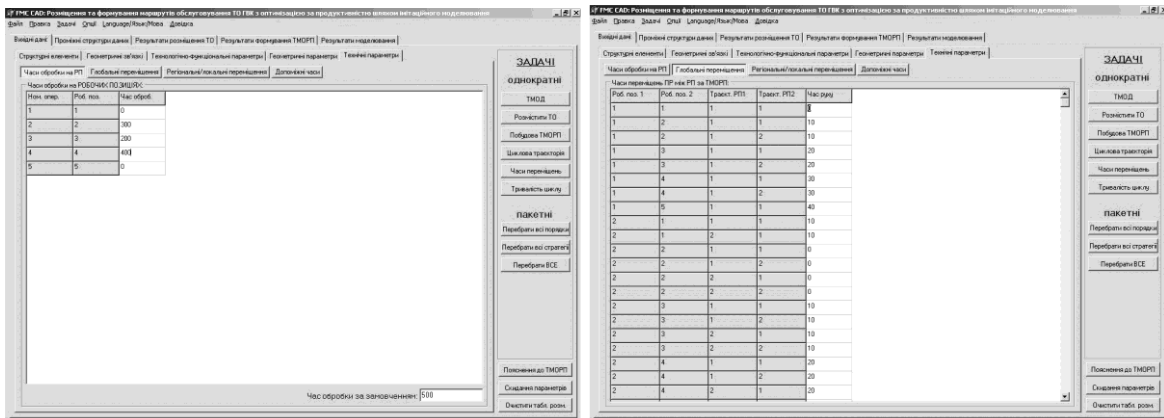
13. При необхідності отримати таблицю подій ГВК (таблицю переходів ПР) потрібно встановити прапорець «Будувати таблицю подій» в пункті головного меню «Опції».

14. Натиснути кнопку «Тривалість циклу» на панелі задач вкладки «Вихідні дані». В результаті буде виконано ІМ та визначені показники циклової продуктивності для встановленого режиму (рис. 5, а), а також у випадку моделювання обробки всієї партії деталей – усереднені показники для всього часу роботи ГВК, які будуть наведені на вкладці «Результати моделювання». Якщо було задано побудову таблиці подій, вона буде представлена на окремій формі (рис. 5, б).

Таблиця переходів (або подій) ілюструє послідовність подій, що настають в імітаційній моделі ГВК в процесі моделювання: передачі деталі з ТО до ПР та навпаки, вхід/вихід ПР в/з РЗ ТО, переміщення ПР між одиницями ТО, очікування промисловим роботом закінчення обробки на певних одиницях тощо. Всі події наглядно представляються в таблиці подій разом з інформацією про їх моменти настання, тривалості та стани РП та ПР при цьому.

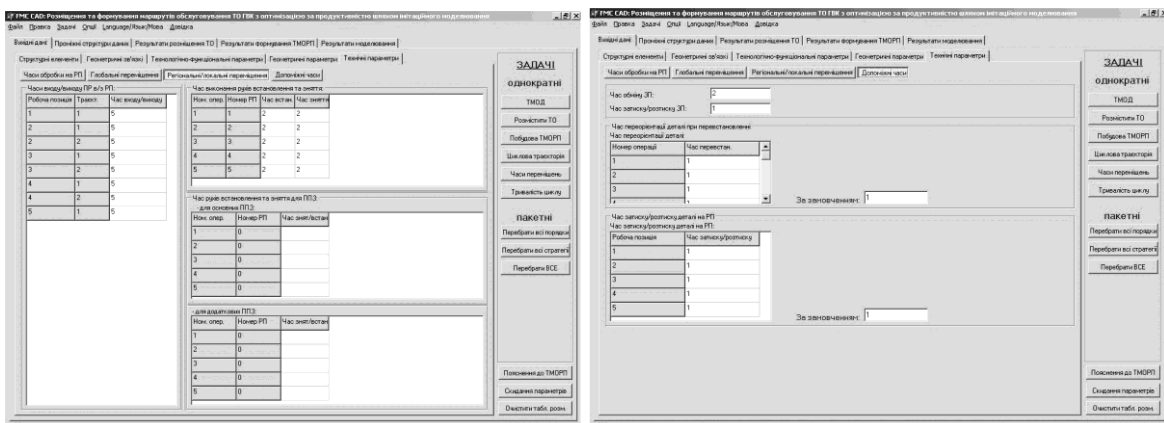
Програмний продукт розроблено мовою програмування Object Pascal засобами середовища програмування Borland Delphi 6 при використанні

стандартної бібліотеки візуальних компонентів даного середовища VCL та технології доступу до баз даних BDE.



а)

б)

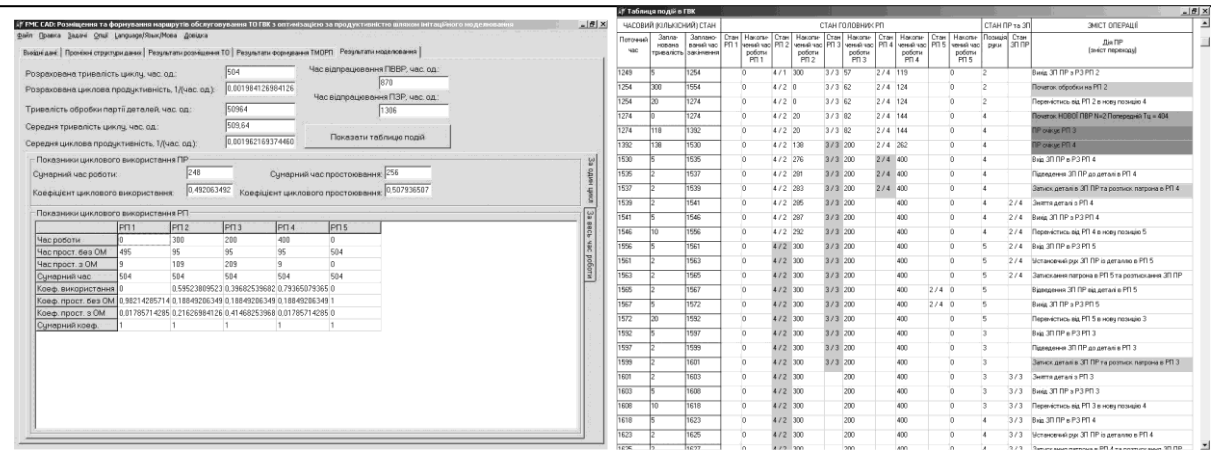


в)

г)

Рисунок 4 – Екранні форми задання тривалостей обробки, рухів ПР та спрацювання ЗП

Для роботи програмного продукту вимагається комп'ютер архітектури Intel x86 (або сумісної) із встановленою операційною системою Microsoft WINDOWS 9x/NT/2000/XP (або більш сучасною), а також встановлені на комп'ютері драйвери доступу до баз даних BDE. Для роботи програми (а саме драйверів доступу до баз даних) необхідні адміністративні права користувача. Мінімальна конфігурація комп'ютера визначається вимогами операційної системи. Також для зберігання баз даних може вимагатися в середньому від 50 до 300 Мб пам'яті на жорсткому диску (в залежності від варіанту ГВК, що проектується).



а) б)
Рисунок 5 – Екранні форми результату ІМ

Висновки. Розроблена методика та алгоритмічне забезпечення формування маршрутів обслуговування та імітаційного моделювання роботи ГВК реалізовані в розробленому ПП, який в цілому дозволяє виконувати наступні задачі при проектуванні (синтезі та аналізі) ГВК: 1) розміщення ТО відносно ПР з прямокутною декартовою системою координат; 2) формування (синтез) ТМОРП згідно заданих стратегій обслуговування; 3) визначення показників циклової продуктивності (тривалість циклу, власне циклову продуктивність, коефіцієнти циклового використання ТО тощо) для одного циклу роботи (у встановленому режимі роботи) та для всієї партії деталей (усереднені параметри циклової продуктивності, а також загальний час обробки партії деталей, тривалість виходу на встановлений режим, тривалість завершення роботи тощо) методом ІМ. Також в результаті ІМ є можливим автоматичне отримання таблиці переходів ПР (складу дій) при роботі ГВК, що визначає склад переміщень ПР, рух ОВ, роботу ТО в циклі тощо. Є також можливість виконувати аналіз роботи існуючих ГВК (при відсутності потреби виконувати задачі синтезу). Отже, програмний продукт є достатньо гнучким у своєму використанні, тобто дозволяє вирішувати проектні задачі в різній повноті (наприклад, для всіх варіантів, з метою пошуку оптимального, або лише для одного задовільного варіанту) та дещо різній послідовності (наприклад, пропускаючи деякі з проектних задач).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бурдаков С. Ф. Проектирование манипуляторов ПР и роботизированных комплексов / С. Ф. Бурдаков, В .А. Дьяченко, А. Н. Тимофеев. – М. : Высш. Шк., 1986. – 264 с.
2. ГОСТ 26228–90. Системы производственные гибкие. Термины и определения, номенклатура показателей. – Введ. 07.06.90. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 10 с.
3. Довбня Н. М. Роботизированные технологические комплексы в ГПС / Довбня Н.М., Кондратьев А. Н., Юревич Е. И. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1990. – 303 с.

4. Івахненко Ю. В. Автоматизоване формування траєкторії переміщення схвата агрегатно-модульних промислових роботів за мінімумом точок позиціонування / Ю. В. Івахненко, В. А. Кирилович, І. В. Сачук // Вісник ЖІТІ. – Технічні науки. – Спеціальний випуск. – 2002. – С. 85-92.
5. Кирилович В. А. Імітаційне моделювання в проблемі вдосконалення задачі автоматизованого планування обладнання гнучких виробничих систем / В. А. Кирилович, О. В. Підтиченко // Вісник ХНУ : Технічні науки; Ч.1; Т.2. – 2005. – № 5. – С. 115-121.
6. Кирилович В. Имитационное моделирование для определения производительности гибких производственных систем / В. Кирилович, А. Пидтыченко // Systemy informacyjne w kształceniu technicznym. Red. Antoni Swic. – Lublin: Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, 2005. – S. 51-56.
7. Кирилович В. А. Склад математичної моделі гнучких виробничих комірок для задачі автоматизованого планування обладнання / В. А. Кирилович, О. В. Підтиченко // Оптимизация производственных процессов. – Севастополь : СевНТУ, 2006. – № 9. – С. 46-53.
8. Кирилович В. А. Підвищення ефективності обслуговування промисловими роботами робочих позицій механоскладальних ГВС при використанні позицій проміжкового зберігання. / В. А. Кирилович, О. В. Підтиченко, І. В. Сачук // Вісник ЖДТУ : Технічні науки. – 2006. – №1 (36). – С. 102-111.
9. Кирилович В. А. Стратегії обслуговування промисловими роботами робочих позицій механоскладальних ГВС / В. А. Кирилович, О. В. Підтиченко, І. В. Сачук // Вісник ЖДТУ : Технічні науки. – 2005. – №3 (34). – С. 66-75.
10. Козловский В. А. Организационные и экономические вопросы построения производственных систем / В. А. Козловский. – Л. : Изд-во Ленингр. ун-та, 1981. – 216 с.
11. Роботизированные производственные комплексы / [Под ред. Ю. Г. Козырева, А. А. Кудинова]. – М. : Машиностроение, 1987. – 270 с.
12. Лищинский Л. Ю. Структурный и параметрический синтез гибких производственных систем / Л. Ю. Лищинский. – М. : Машиностроение, 1990. – 312с.
13. Романов В. А. Математическое и программное обеспечение задач выбора и размещения оборудования на участке машиностроительного производства. : дис. ... канд. физ.-мат. наук: 05.13.11 / В. А. Романов. – М.: Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша, 1986. – 133 с.
14. Сачук І. В. Автоматизований вибір агрегатно-модульних промислових роботів для ГВС : дис.... к.т.н.: 05.13.20 / І. В. Сачук – К. : НТУУ «КПІ», 2005. – 227 с.
15. Keramas James G. Robot technology fundamentals. – New York, Delmar Publishers, 1999. – 408 p.

Кирилович В.А., Пидтыченко А.В. ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЦИКЛОВОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МЕХАНООБРАБАТЫВАЮЩИХ ГПЯ

Представлено разработанный программный продукт, позволяющий автоматизировано решать ряд задач синтеза и анализа в рамках проектирования механообрабатывающих гибких производственных ячеек (ГПЯ), в частности задачу автоматизированного определения показателей цикловой производительности ГПЯ. Представлено основные положения, на которых базируется решение указанной задачи, проиллюстрировано методику использования программного продукта для её решения.

Ключевые слова: ГПС, ГПЯ, автоматизированное проектирование, имитационное моделирование, стратегия обслуживания, производительность ГПЯ

Kyrylovych V.A., Pidtychenko O.V. THE SOFTWARE OF COMPUTER-AIDED DETERMINATION OF MECHANOPROCESSING FMC CYCLE PRODUCTIVITY

The developed software product is presented. It allows computer-aided solving of the set of synthesis and analysis tasks inside mechanoprocessing flexible manufacturing cells (FMC) designing process, in particular the task of computer-aided determination of FMC cycle productivity indices. The fundamental theses for the mentioned task are presented. The method of using the software product for its solution is illustrated.

Key words: FMS, FMC, computer-aided design, computer simulation, servicing strategies, FMS productivity.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Алексенко В.Л., старший викладач	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Артамонова Ю.В., старший викладач	Автомобільно-дорожній інститут державного вищого навчального закладу «Донецький національний технічний університет»
Басов М.В., ад'юнкт	Львівський державний університет безпеки життєдіяльності
Батлук В.А., д.т.н., професор	Львівський державний університет безпеки життєдіяльності
Богатчук І.М., к.т.н., доцент	Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Богатчук Л.О., економіст	Івано-Франківська експедиція з геофізичних досліджень в свердловинах ДГП «Укргеофізика»
Богатчук М.І., інженер II категорії	Центр нормативно-економічних досліджень ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ
Богданов А.В., к.ф.-м.н., доцент	Херсонська філія Європейського університету
Будкіна О.Л., аспірант	Луцький національний технічний університет
Букетов А.В., д.т.н., доцент, завідувач кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Булка Л.Л., магістр	Національний авіаційний університет, м. Київ
Васильченко Г.Ю., к.пед.н., старший викладач	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Вершинін Д.В., інженер-дослідник	ДП НТЦ «Станкосерт», м. Одеса
Вільський Г.Б., доктор філософії технічних наук, професор, ректор	Миколаївський політехнічний інститут
Гаєва Л.І., к.х.н.	Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Гарматюк Р.Т., к.т.н.	Тернопільський національний педагогічний університет імені Володимира Гнатюка
Гармаш О.Г., магістр	Автомобільно-дорожній інститут державного вищого навчального закладу «Донецький національний технічний університет»
Гнатов А.В., докторант, доцент, с.н.с.	Харьковський національний автомобільно-дорожній університет

ІМЕННИЙ ПОКАЖЧИК

Голотенко О.С., викладач	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Голотенко С.М., к.т.н.	Тернопільський національний педагогічний університет імені Володимира Гнатюка
Гончаренко А.В., к.т.н., доцент	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Горбатюк Є.В., к.т.н., доцент	Київський національний університет будівництва і архітектури
Дмитренко В.С., к.т.н., доцент	Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Добротвор І.Г., к.т.н., доцент	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Дячун А.Є., к.т.н., доцент	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Ісаєв Є.О., д.т.н., професор, завідувач кафедри експлуатації суднового електрообладнання та засобів автоматизи	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Івченко В.В., доцент	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Казак В.М., д.т.н., професор	Національний авіаційний університет, м. Київ
Кальба Є.М., к.т.н., доцент	Тернопільський національний педагогічний університет імені Володимира Гнатюка
Кашицький В.П., к.т.н., доцент	Луцький національний технічний університет
Кирилович В.А., к.т.н., доцент	Житомирський державний технологічний університет
Кобяков М.М., доцент	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Кошляк І.С., аспірант	Національний авіаційний університет, м. Київ
Леонов В.Є., д.т.н., професор, завідувач кафедри судноводіння, охорони праці та навколишнього середовища	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Лисак С.І., викладач спецдисциплін	Миколаївський будівельний коледж
Ловейкін В.С., д.т.н., професор	Національний університет біоресурсів та природокористування України

ІМЕННИЙ ПОКАЖЧИК

Ляшук О.Л., к.т.н., доцент	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Манькусь І.В., к.пед.н., доцент, завідувач кафедри природничо-математичних дисциплін	Миколаївський політехнічний інститут
Масляк Б.О., к.т.н., доцент	Тернопільський національний економічний університет
Маслов В.А., аспірант	Одесский национальный морской университет
Міщук Д.О., асистент	Київський національний університет будівництва і архітектури
Молчанов А.О., к.т.н., доцент	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Мороз К.М., аспірант	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Надич М.М., викладач	Миколаївський політехнічний інститут
Настасенко В.О., к.т.н., доцент	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Негри В.В., к.х.н.	Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Норкина О.Н., к.т.н., доцент	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Овчарук О.М., к.т.н., доцент	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Палій К.В., аспірант	Національний авіаційний університет, м. Київ
Пілюгін С.В., викладач	Миколаївський політехнічний інститут
Піпченко А.Д., к.т.н.	Одеська національна морська академія
Підтиченко О.В., асистент	Житомирський державний технологічний університет
Процюк Б.Д., головний інженер	Центр нормативно-економічних досліджень ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ
Редько О.І., асистент кафедри	Луцький національний технічний університет
Редько Р.Г., к.т.н., доцент	Луцький національний технічний університет
Романцов Є.В., магістр	Львівський державний університет безпеки життєдіяльності
Савчук П.П., д.т.н., професор	Луцький національний технічний університет
Свиридов В.И., старший викладач	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»

ІМЕННИЙ ПОКАЖЧИК

Скирденко В.О., к.т.н., доцент	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Скрипка Г.Л., старший викладач	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Смотров Є.А., к.т.н., провідний інженер	ДП НТЦ «Станкосерт», м. Одеса
Сорівка І.Т., аспірант	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Спешилов В.М., старший викладач	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Степкова В.В., асистент	ВНЗ «Херсонський державний морський інститут»
Стухляк П.Д., д.т.н., професор, завідувач кафедри комп'ютерно-інтегрованих технологій	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Сукач М.К., д.т.н., професор	Київський національний університет будівництва і архітектури
Сургова С.Ю., старший викладач	Миколаївський політехнічний інститут
Сусленко О.Ю., провідний інженер	ДП НТЦ «Станкосерт», м. Одеса
Суслов В.П., д.т.н., професор	Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв
Трембач Р.Б., к.т.н., доцент	Тернопільський національний економічний університет
Федик І.М., магістр	Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Фель А.М., провідний інженер	ДП НТЦ «Станкосерт», м. Одеса
Хрипуненко Г.В., магістр	Автомобільно-дорожній інститут державного вищого навчального закладу «Донецький національний технічний університет»
Чихіра І.В., к.т.н., доцент	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Шевченко В.А., асистент	Одеська національна морська академія

ІМЕННИЙ ПОКАЖЧИК

А

Алексенко В.Л., 166
Артамонова Ю.В., 110

Б

Басов М.В., 119
Батлук В.А., 119
Богатчук І.М., 126
Богатчук Л.О., 126
Богатчук М.І., 126
Богданов А.В., 3
Будкіна О.Л., 190
Букетов А.В., 172
Булка Л.Л., 270

В

Васильченко Г.Ю., 101
Вершинин Д.В., 137
Вильский Г.Б., 17

Г

Гаєва Л.І., 157
Гарматюк Р.Т., 183
Гармаш О.Г., 110
Гнатов А.В., 147
Голотенко О.С., 183
Голотенко С.М., 183
Гончаренко А.В., 30
Горбатюк Є.В., 204

Д

Дмитренко В.С., 157
Добротвор І.Г., 253
Дячун А.Є., 215

І

Исаев Е.А., 166
Івченко В.В., 172

К

Казак В.М., 270, 277
Кальба Є.М., 183
Кашицький В.П., 190
Кирилович В.А., 286
Кобяков Н.Н., 3
Кошляк І.С., 270

Л

Леонов В.Є., 198
Лисак С.І., 263
Ловейкін В.С., 204
Ляшук О.Л., 215

М

Манькусь І.В., 93
Масляк Б.О., 253
Маслов В.А., 42
Міщук Д.О., 204
Молчанов А.О., 101
Мороз К.М., 253

Н

Надич М.М., 17
Настасенко В.О., 52, 222
Негри В.В., 157
Норкина О.Н., 67

О

Овчарук О.М., 234

П

Палій К.В., 277
Пилюгин С.В., 17
Пипченко А.Д., 72
Підтиченко О.В., 286
Процюк Б.Д., 126

Р

Редько О.І., 245
Редько Р.Г., 190
Романцов Е.В., 119

С

Савчук П.П., 190
Свиридов В.И., 3
Скирденко В.О., 198
Скрипка Г.Л., 234
Смотров Е.А., 137
Сорівка І.Т., 253
Спешилов В.М., 79
Степкова В.В., 85
Стухляк П.Д., 253
Сукач М.К., 263
Сургова С.Ю., 93
Сусленко А.Ю., 137
Суслов В.П., 166

Т

Трембач Р.Б., 172

Ф

Федик І.М., 157
Фель А.М., 137

Х

Хрипуненко Г.В., 110

Ч

Чихіра І.В., 172

Ш

Шевченко В.А., 72

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ МАТЕРІАЛІВ

Згідно з вимогами п. 3 Постанови Президії Вищої Атестаційної Комісії України № 7-05/1 від 15.01.2003 р., наукові статті, що надаються до друку, повинні містити наступні елементи: постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми, на які посилається автор; виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, яким присвячується стаття; формулювання цілей статті (постановка завдання); викладення основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки щодо даного дослідження та перспективи подальших наукових досліджень у даному напрямку.

Обсяг статей – до 15 сторінок, включаючи всі матеріали, у т.ч. таблиці, рисунки, графіки та список літературних джерел.

Оформлення статті. На першій сторінці рукопису зазначається код УДК, назва роботи, прізвище, ініціали та науковий ступінь (звання) автора(ів).

Код УДК – по лівому краю, розмір шрифту – 12.

Назва – по центру друкованими літерами (шрифт жирний, розмір шрифту – 14).

Інформація про автора(ів): прізвище, ініціали, науковий ступінь, вчене звання, повна назва установи або громадської організації, посада (для іноземних учасників – держава) – курсивом, по центру, розміром шрифту 12.

Текст надається у форматі редактора MS Word шрифтом Times New Roman, розмір шрифту – 14, інтервал – 1.

Параметри сторінки: поля зверху, знизу, праворуч – 2,0 см, ліворуч – 2,5 см, колонтитули – 1,3 см, абзацний відступ – 1,25 см.

Формули набираються у редакторі формул Microsoft Equation. Це стосується також формул і символів формул, які стоять по тексту. Розміри (опція меню редактора Equation Editor):

- Звичайний 14 пт.
- Крупний індекс 7 пт.
- Дрібний індекс 5 пт.
- Крупний символ 20 пт.
- Дрібний символ 14 пт.

Таблиці набираються у Microsoft Word.

Рисунки повинні бути чорно-білими. Формат рисунків (.tif.,.psx.,.bmp та ін.) має бути сумісний з редактором тексту **Microsoft Word 2000**.

Структура статті: вступ (постановка задачі або проблеми); рішення задачі (мета, задачі, об'єкти, предмети, методи дослідження); основні результати та висновки з перспективами; список використаних літературних джерел. Основні розділи можуть мати назви, відмінні від приведених вище найменувань.

Список використаної літератури подається загальним списком у кінці рукопису (послідовність – у порядку згадування по тексту) згідно зі встановленими вимогами стандарту ДСТУ ГОСТ 7.1 та вимогами, викладеними у Бюлетені ВАК України № 5 (2009).

Анотації українською, російською та англійською мовами обсягом від 30 до 100 слів надаються: на мові оригіналу статті перед вступом, на двох інших мовах – після тексту статті. У кінці анотацій наводяться ключові слова.

Документи, що подаються до редакції.

Для публікації автор повинен надати до науково-дослідного сектору ХДМІ:

- комп'ютерний варіант статті – файл, набраний у редакторі Microsoft Word 2000 for Windows. Машинописні рукописи не приймаються;
- файл кожного малюнка, включеного в статтю, окремо;
- рукопис статті (на паперовому носії), підписаний автором(ами) – 2 примірники.

Крім тексту статті автором(ами) надаються:

- коротка анотація українською, англійською і російською мовами, включаючи назву статті та прізвища авторів трьома мовами – на окремій сторінці;
- відомості про авторів (прізвище, ім'я, по батькові, вчений ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня або службова адреса, контактний телефон, e-mail (якщо є), наукові інтереси авторів) – на окремій сторінці.

До друку приймаються матеріали, що не публікувались раніше в інших друкованих засобах.

Редакційна колегія залишає за собою право як не публікувати роботи в разі їх відхилення, так і приймати рішення щодо їх відповідності напрямам журналу. Відповідальність за зміст статті несе автор.

ЗМІСТ

МОРСЬКИЙ ТА РІЧКОВИЙ ТРАНСПОРТ

ОПТИМИЗАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ВЫБОРА СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ	3
<i>Богданов А.В., Свиридов В.И., Кобяков Н.Н.</i>	
КОМПЛЕКСНАЯ ИНФОРМАЦИОННО-АНАЛИТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ СУДОВ	17
<i>Вильский Г.Б., Пилюгин С.В., Надич М.М.</i>	
EXPEDIENCY OF AN IMPROVEMENT FOR A DIESEL-GEARED PROPULSION WITH RESPECT TO SUBJECTIVELY PREFERRED OPERATIONAL FACTORS	30
<i>Goncharenko A.V.</i>	
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЗЕМСНАРЯДОВ ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ПУЛЬПЫ	42
<i>Маслов В.А.</i>	
НОВА КОНЦЕПЦІЯ РОЗВИТКУ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	52
<i>Настасенко В.О.</i>	
ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПОРТОВ УКРАИНЫ	67
<i>Норкина О.Н.</i>	
ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ РУЛЕВЫХ МАШИН МЕТОДАМИ ТЕОРИИ ОТКАЗО-ТОЛЕРАНТНОГО УПРАВЛЕНИЯ	72
<i>Пипченко А.Д., Шевченко В.А.</i>	
ЗАВИСИМОСТЬ ПАРАМЕТРОВ СУДОВОЙ БЕЗОПАСНОЙ ЗОНЫ ОТ ШИРИНЫ ВЫМЕТАЕМОЙ ПОЛОСЫ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ТРАЕКТОРИИ СУДНА	79
<i>Спешилов В.М.</i>	
ЕФЕКТИВНІСТЬ МОРСЬКИХ ВИРОБНИЧИХ ЛАНОК ЛОГІСТИЧНОЇ СИСТЕМИ ІНТЕРМОДАЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ	85
<i>Степкова В.В.</i>	
ПРОБЛЕМИ ВИЩОЇ ШКОЛИ	
ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ СОЦІАЛЬНОЇ АКТИВНОСТІ МОЛОДІ ШЛЯХОМ РОЗВИТКУ СТУДЕНТСЬКОГО САМОВРЯДУВАННЯ	93
<i>Манькусь І.В., Сургова С.Ю.</i>	

КОНЦЕПТУАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ЛАБОРАТОРНОГО ПРАКТИКУМУ З ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ	101
<i>Молчанов А.О., Васильченко Г.Ю.</i>	

**РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО
СЕРЕДОВИЩА**

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДОСТАВКИ ШВИДКОПСУВНИХ ВАНТАЖІВ АВТОМОБІЛЯМИ ШЛЯХОМ МІНІМІЗАЦІЇ ЧАСУ РУХУ ВІД ПОСТАЧАЛЬНИКА ДО СПОЖИВАЧА	110
---	------------

Артамонова Ю.В., Гармаш О.Г., Хрипуненко Г.В.

НОВЕ ВИРІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ ПИЛОВЛЮВЛЕННЯ НА ТРАНСПОРТІ	119
--	------------

Батлук В.А., Басов М.В., Романцов Е.В.

ВПЛИВ ЯКОСТІ ЖИВИЛЬНОЇ ВОДИ ПАРОГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК НАФТОГАЗОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТРАНСПОРТУ НА ВИТРАТИ ПАЛИВА	126
---	------------

Богатчук І.М., Процюк Б.Д., Богатчук М.І., Богатчук Л.О.

ЭНЕРГОНАКОПИТЕЛЬНАЯ РЕКУПЕРАЦИОННАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА НА БАЗЕ СУПЕРКОНДЕНСАТОРОВ С СОЛНЕЧНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЕЙ	137
--	------------

Вершинин Д.В., Смотров Е.А., Сусленко А.Ю., Фель А.М.

ПРОГРЕССИВНЫЕ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ НА ТРАНСПОРТЕ	147
---	------------

Гнатов А.В.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО КОНДЕНСАТУ В БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	157
---	------------

Дмитренко В.С., Гаєва Л.І., Негри В.В., Федик І.М.

ІНЖЕНЕРНІ НАУКИ

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЯ В ХОДОВОМ КОНЦЕ ТРОСА ЛИНЕМЁТНОГО УСТРОЙСТВА	166
--	------------

Алексенко В.Л., Исаев Е.А., Суслов В.П.

АВТОМАТИЗОВАНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ	172
--	------------

ЕПОКСИКОМПОЗИТНИХ ПОКРИТТІВ ПРИ ЗГИНАННІ
Букетов А.В., Стухляк П.Д., Чихіра І.В., Івченко В.В., Трембач Р.Б.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПИТОМОГО ОПОРУ ЕЛЕКТРОПРОВІДНИХ ПОКРИТТІВ НА ОСНОВІ ЕПОКСИДНОЇ МАТРИЦІ ТА ПОЛІДИСПЕРСНИХ ВУГЛЕЦЕВИХ НАПОВНЮВАЧІВ	183
<i>Кальба Є.М., Голотенко С.М., Гарматюк Р.Т., Голотенко О.С.</i>	
ДО ПИТАННЯ ПРО РЕАЛІЗАЦІЮ ЕФЕКТУ ВИБІРКОВОГО ПЕРЕНЕСЕННЯ В ЕПОКСИКОМПОЗИТАХ, ДОДАТКОВО НАПОВНЕНИХ ОКСИДАМИ МІДІ	190
<i>Кашицький В.П., Савчук П.П., Будкіна О.Л., Редько Р.Г.</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ МАГНІТНООБРОБЛЕНИХ РІЗЦІВ ЗІ ШВИДКОРІЗАЛЬНОЇ СТАЛІ	198
<i>Леонов В.Є., Скирденко В.О.</i>	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА МОДЕЛЬ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРОПРИВОДОМ НА ТРАНСПОРТНОМУ ЗАСОБІ	204
<i>Ловейкін В.С., Горбатюк Є.В., Міщук Д.О.</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ГВИНТОВОГО СЕКЦІЙНОГО КОНВЕЄРА	215
<i>Ляшук О.Л., Дячун А.Є.</i>	
О ПОТРЕБНОСТИ ВВЕДЕНИЯ НОВОГО ЧИСЛЕННОГО ЗНАЧЕНИЯ ПОСТОЯННОЙ ПЛАНКА	222
<i>Настасенко В.А.</i>	
МАГНІТНЕ ПОЛЕ В ШИРОКОМУ МІЖПОЛЮСНОМУ ПРОМІЖКУ	234
<i>Овчарук О.М., Скрипка Г.Л.</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ З МІНЕРАЛЬНИМИ ЧАСТКАМИ МЕТОДОМ ІНФРАЧЕРВОНОЇ СПЕКТРОСКОПІЇ	245
<i>Редько О.І.</i>	
ВПЛИВ ОБ'ЄМУ ЗОВНІШНІХ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ НАВКОЛО ЧАСТОК НАПОВНЮВАЧА (КАРБІДА БОРУ) НА ЗАЛИШКОВІ НАПРУЖЕННЯ У ЕПОКСИКОМПОЗИТАХ	253
<i>Стухляк П.Д., Добротвор І.Г., Сорівка І.Т., Мороз К.М., Масляк Б.О.</i>	
ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЛАНЦЮГОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНА ТРАНШЕСКОПАЧА	263
<i>Сукач М.К., Лисак С.І.</i>	
ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ	
ДЕКОМПОЗИЦІЯ ПРОБЛЕМИ УПРАВЛІННЯ ВАНТАЖНИМИ АВІАЦІЙНИМИ ПЕРЕВЕЗЕННЯМИ	270
<i>Казак В.М., Кошляк І.С., Булка Л.Л.</i>	

МЕТОДИКА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВАНТАЖНИХ АВІАЦІЙНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ	277
<i>Казак В.М., Палій К.В.</i>	
ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ЦИКЛОВОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ МЕХАНООБРОБНИХ ГВК	286
<i>Кирилович В.А., Підтиченко О.В.</i>	
ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ	301
ІМЕННИЙ ПОКАЖЧИК	305
ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ МАТЕРІАЛІВ	306

Науковий журнал

НАУКОВИЙ ВІСНИК
ХЕРСОНСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО МОРСЬКОГО ІНСТИТУТУ

№ 1 (4), 2011

Відповідальний за випуск *Врублевський Р.Є.*
Науковий редактор *Ляшкевич А.І.*
Технічний редактор *Клементьєва О.Ю.*
Коректор *Шор А.Л.*
Друк, фальцювальні-палітурні роботи *Удов В.Г.*

Підписано до друку 26.07.2011. Формат 84×108/32.
Папір офсетний. Друк цифровий.
Ум. друк. арк. 19,5. Наклад 100 прим.

Видавництво ХДМІ
Свідоцтво про державну реєстрацію ХС № 62 від 06.06.2008
73000, м. Херсон, пр. Ушакова, 20, к. 224
тел. (0552) 44-25-24