ISSN 2077-3617

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

Херсонська державна морська академія

НАУКОВИЙ ВІСНИК

ХЕРСОНСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ МОРСЬКОЇ АКАДЕМІЇ

Науковий журнал

№ 2 (7)

Херсон
2012

Науковий вісник Херсонської державної морської академії : Науковий журнал. – Херсон : Видавництво ХДМА, 2012. – № 2 (7). – 300 с.

Засновник і видавець – Херсонська державна морська академія

Рекомендовано до друку на засіданні Вченої Ради Херсонської державної морської академії 26.11.2012 р., протокол № 4.

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;
СЕЛІВАНОВ Станислав Євгенович, д.т.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) 22-35-69

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації КВ № 18987-7776ПР від 11.05.2012 р.

Науковий журнал «Науковий вісник Херсонської державної морської академії» є правонаступником наукового журналу «Науковий вісник ХДМІ» (Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації у Міністерстві юстиції України № 15256-3828 ПР від 30.04.2009 р.), який 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

© Херсонська державна морська академія, 2012

МОРСЬКИЙ ТА РІЧКОВИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 656.61.052

ВЛИЯНИЕ РЫСКАНИЯ СУДНА НА ЕГО БОКОВОЕ СМЕЩЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНО ЗАДАННОЙ ТРАЕКТОРИИ

Алексишин А.В.
Одесская национальная морская академия

В статье выполнен анализ влияния рыскания судна на его боковое смещение и сделан вывод по его учету при расчете параметров зоны безопасности судна.
Ключевые слова: траектория движения судна, рыскание судна на курсе, формирование судовой безопасной зоны, боковое смещение судна.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими заданиями. Проблема безопасного расхождения судов актуальна, требует обеспечения возможности лучшего понимания ситуаций, повышения качества принимаемых для предупреждения столкновений мер с учетом возможных факторов, которые влияют на траекторию движения судна.

Анализ последних исследований и публикаций и выделение нерешенных задач проблемы. Результаты многочисленных исследований, посвященных предупреждению столкновений судов, отражены в большом количестве публикаций. Они охарактеризованы в трудах [1-3]. В них основное внимание уделено математическому описанию проблемы, но не рассматриваются вопросы учета рыскания судна на курсе во время маневра и его влияние на формирование судовой безопасной зоны.

Формулировка целей статьи. При движениисудов происходит их рыскание относительно программной траектории движении, что вызывает дополнительную боковую составляющую смещения судна. Произведем оценку величины максимального смещения судна из-за его рыскания с тем, чтобы сделать вывод о целесообразности учета этого фактора при возможной оценке параметров зоны безопасности судна.

Изложение материалов исследования. Предположим, что при движении судно совершает рыскания относительно программной траектории, что ведет к возникновению боковых смещений. Оценим максимальные значения величины бокового смещения, полагая, что рыскания судна ψ носят гармонический характер и могут быть описаны следующим аналитическим выражением:

$$\psi = \psi_{\text{o}} \sin \omega_{\text{o}} t ,$$

где ψ_{o} и ω_{o} – соответственно амплитуда и циклическая частота рысканий судна.

Боковое смещение судна d определяется ортогональной, относительно программной траектории, составляющей скорости судна, возникающей из-за его рысканий, т.е. $V \sin\psi$. Очевидно, что величина текущего значения бокового смещения d определяется выражением:

$$d = \int_0^t V \sin\psi d\tau = V \int_0^t \sin(\psi_{\text{o}} \sin \omega_{\text{o}} \tau) d\tau .$$

Учитывая, что амплитудные значения углов рыскания судов ψ_{o} в реальных условиях эксплуатации, как правило, не превосходят 5-7°, то $\sin\psi$ можно заменить самим углом ψ в радианной мере. Поэтому:

$$d = V\psi_{\text{o}} \int_0^t \sin \omega_{\text{o}} \tau d\tau = -\frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}} \cos \omega_{\text{o}} \tau = \Big|_{\text{o}}^{t} \frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}} (1 - \cos \omega_{\text{o}} t) ,$$

или $d = \frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}(1 - \cos\omega_{\text{o}} t)$. Анализ полученного выражения показывает, что при наличии рыскания судна появляется постоянное боковое смещение $\frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}$, относительно которого судно свершает симметричные гармоничные рыскания $\frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}\cos\omega_{\text{o}} t$ (рис. 1). Известно, что выражение $(1 - \cos\omega_{\text{o}} t)$ можно представить в функции половинного аргумента, т.е.:

$$1 - \cos\omega_{\text{o}} t = 2\sin^2\frac{\omega_{\text{o}}}{2} t \,.$$

Следовательно, боковое смещение относительно заданной траектории при рыскании можно вычислить из формулы:

$$d = 2\frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}\sin^2\frac{\omega_{\text{o}}}{2} t \,. \qquad (1)$$

Таким образом, величина бокового смещения судна зависит от скорости судна, амплитудного значения угла рыскания, циклической частоты и текущего времени.

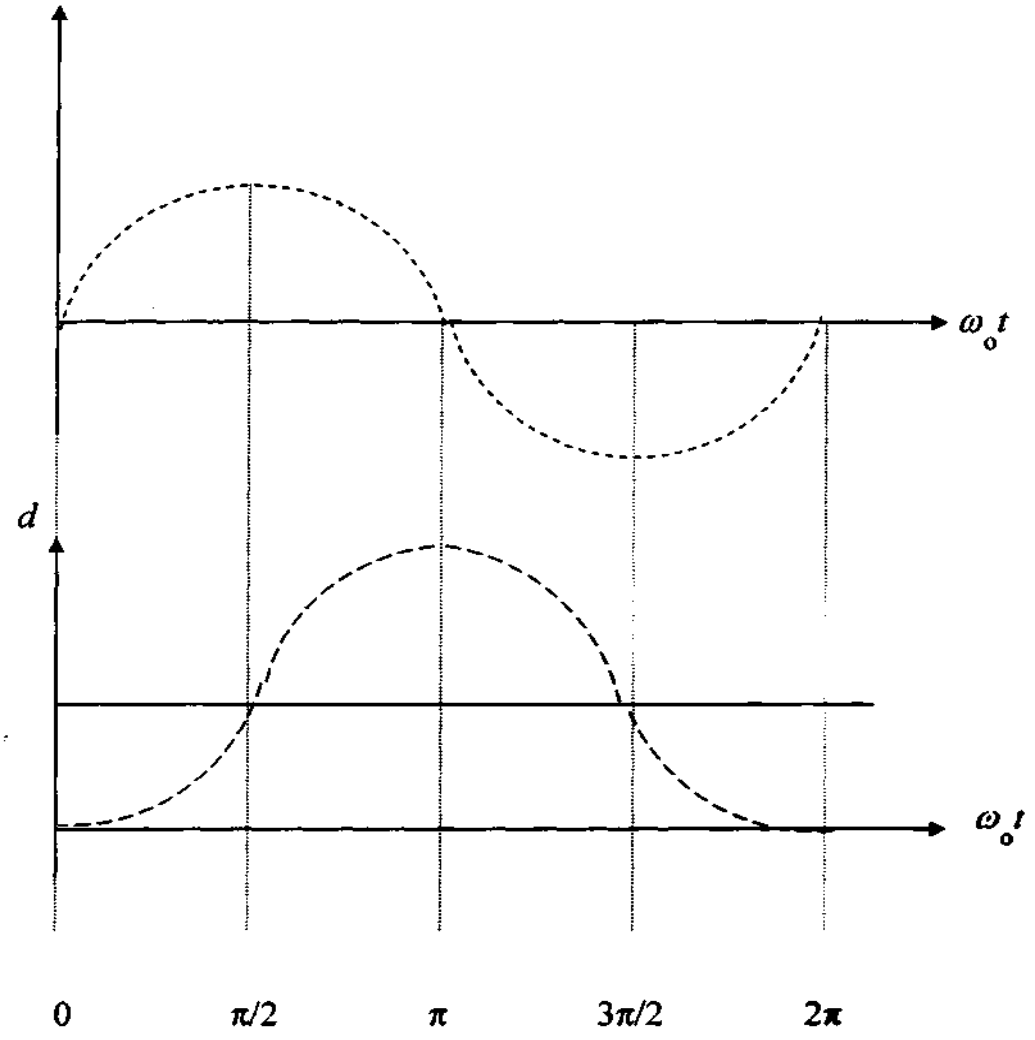


Рисунок 1 – Характер бокового смещения судна при рыскании

Найдем выражение для максимального значения бокового смещения $d_{\max}$, для чего найдем первую производную выражения (1) по времени:

$$\frac{\partial d}{\partial t} = 2\frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}\sin\frac{\omega_{\text{o}}}{2}t\cos\frac{\omega_{\text{o}}}{2}t = \frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}\sin\omega_{\text{o}}t.$$

Приравниваем $\frac{\partial d}{\partial t}$ к нулю и находим момент времени, при котором достигается максимум бокового смещения $d_{\max}$:

$$\frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}\sin\omega_{\text{o}}t_m = 0, \text{ или, } \sin\omega_{\text{o}}t_m = 0,$$

откуда $t_m = \pi/\omega_{\text{o}}$. Подставляя полученное выражение для t_m в формулу (1), получим зависимость для $d_{\max}$:

$$d_{\max} = 2\frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}\sin^2\frac{\omega_{\text{o}}}{2}t_m 2\ \frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}\ \sin^2\frac{\omega_{\text{o}}}{2}\frac{\pi}{\omega_{\text{o}}},$$

или

$$d_{\max} = 2\frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}. \qquad (2)$$

Таблица 1 – Максимальное боковое смещение $d_{\max}$ (м)

	T (c)										
Vуз	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
10	3	5	6	8	10	11	13	14	16	18	19
12	4	6	8	10	12	13	15	17	19	21	23
14	4	7	9	11	13	16	18	20	22	25	27
16	5	8	10	13	15	18	20	23	26	28	31
18	6	9	12	14	17	20	23	26	29	32	35
20	6	10	13	16	19	22	26	29	32	35	38
22	7	11	14	18	21	25	28	32	35	39	42
24	8	12	15	19	23	27	31	35	38	42	46
26	8	12	17	21	25	29	33	37	42	46	50
28	9	13	18	22	27	31	36	40	45	49	54
30	10	14	19	24	29	34	38	43	48	53	58

Для оценки величины максимального значения бокового смещения $d_{\max}$ в метрах необходимо формулу (2) записать в виде:

$$d_{\max} = 2\frac{V\psi_{\text{o}}}{\omega_{\text{o}}}.$$

Оценка значения максимального бокового смещения производилась с помощью компьютера по формуле:

$$d_{\max} = 1{,}28\frac{VT\psi_{\text{o}}}{360},$$

которая позволяла получить $d_{\max}$ в метрах. При этом значение скорости V вводится в узлах, периода рысканий T – в секундах, а ψ_{o} – в градусах. Результаты расчета максимального бокового смещения $d_{\max}$ для $\psi_{\text{o}} = 3°$ представлены в табл. 1.

Выводы и перспективы использования. Анализ таблицы показывает, что значения максимального бокового смещения незначительны. Поэтому учитывать его при расчете параметров зоны безопасности не целесообразно.

Представленная работа снимает вопрос любых рассуждений и попыток использования элементов рыскания при формировании судовой зоны безопасности, а также более корректно оценивать точность относительных курсов при расхождении с целями.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мальцев А. С. Маневрирование судов при расхождении / А. С. Мальцев – Одесса : ОМТЦ, 2005. – 208 с.

2. Снопков В. И. Управление судном : Учебник для вузов / В. И. Снопков, С. И. Демин, Е. И. Жуков. – М. : Транспорт, 1991. – 359 с.

3. Цымбал Н. Н. Гибкие стратегии расхождения судов / Н. Н. Цымбал, И. А. Бурмака, Е. Е. Тюпиков – Одесса : КП ОГТ, 2007. – 424 с.

Алексішин А.В. ВПЛИВ РИСКАННЯ СУДНА НА ЙОГО БІЧНЕ ЗМІЩЕННЯ ВІДНОСНО ЗАДАНОЇ ТРАЄКТОРІЇ

У статті виконаний аналіз впливу рискання судна на його бічне зміщення і зроблений висновок по його обліку при розрахунку параметрів зони безпеки судна.

Ключові слова: траєкторія руху судна, рискання судна на курсі, формування суднової безпечної зони, бічне зміщення судна.

.

Aleksihin A.V. INFLUENCE OF PROWLING OF SHIP ON HIS SIDELAY IN RELATION TO THE SET TRAJECTORY

In the article while be analysis of influence of prowling of ship is executed on his side lay and drawn conclusion on his account at the calculation of parameters of area of safety of ship.

Keywords: trajectory of motion of ship, prowling of ship on a course, forming of ship safe area, sideway of ship.

УДК 656.61.052

РАСЧЕТ ГРАНИЧНЫХ ПЕЛЕНГОВ К ЗОНАМ БЕЗОПАСНОСТИ СУДОВ

Алексишин А.В.
Одесская национальная морская академия

В статье рассматривается вопрос определения граничных пеленгов на зону безопасности судна. Они определяют границы сектора недопустимых относительных курсов, ведущих к попаданию одного судна в зону безопасности другого судна.
Ключевые слова: зона безопасности судна, границы зоны безопасности, граничные пеленги.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими заданиями. Формализация безопасной судовой зоны исследуется в последнее время достаточно интенсивно. При этом, если ее использовать, величина допустимой дистанции сближения является величиной переменной и зависит отряда факторов, которые требуют особого исследования.

Анализ последних исследований и публикаций и выделение нерешенных задач проблемы. Работы [1-8] посвящены вопросам формирования судовых безопасных зон, которые в большинстве своем могут представляться кругом, эллипсом либо четырехугольником. Описанная в работе [1] судовая безопасная зона используется в автоматизированной радиолокационной системе.

В работах [2, 3] приведены методы расчета геометрической формы зон столкновения судов, причем в публикации [2] описываются домены Гудвина и Дэвиса, а в статье [3] изложен метод расчета безопасной зоны в ситуациях обгона при хорошей и ограниченной видимости.

Формулировка целей статьи. Так как при использовании зон безопасности величина допустимой дистанции кратчайшего сближения является переменной, зависящей от ракурса, то стандартная процедура выявления опасности сближения по соотношению кратчайшего и предельно-допустимого расстояния становится неприменимой. В данной ситуации всякий раз требуется определить граничные пеленга на зону безопасности судна, которые составляют сектор недопустимых относительных курсов, ведущих к попаданию одного судна в зону безопасности другого. Лишь после этого производится проверка принадлежности начального относительного курса сектору недопустимых курсов.

Поэтому вначале необходимо рассмотреть способ расчета граничных пеленгов к зоне безопасности цели для случаев, когда ее форма является эллипсом и прямоугольником.

Изложение материалов исследования. Рассмотрим определение граничных пеленгов при использовании зон безопасности в форме эллипсов. Если допустимая зона безопасности судна представляется эллипсом, то необходимо задать его полуоси a и b, которые совпадают по направлению соответственно с продольной и поперечной осями судна. Для вычисления граничных (предельных) пеленгов, определяющих множество опасных относительных курсов, ведущих к чрезмерному сближению судов, следует вначале привести аналитическое выражение для зоны безопасности при произвольном расположении судов в опорной системе координат $\overline{\mathrm{XOY}}$, ось которой $\overline{\mathrm{XX}}$ совпадает с полуденной линией NS. С этой целью введем в рассмотрение еще две системы координат: промежуточную $\widetilde{\mathrm{X}}\widetilde{\mathrm{O}}\widetilde{\mathrm{Y}}$ и связанную с эллипсом XOY. Система координат XOY выбрана таким образом, что ее центр O совпадает с центом эллипса, а оси XX и YY направлены по его полуосям (рис. 1). В этой системе координат уравнение эллипса имеет следующий вид [9]:

$$\frac{x^2}{a^2}+\frac{y^2}{b^2}=1, \qquad (1)$$

Допустим, в начале системы координат $\overline{\mathrm{XOY}}$ находится судно, оценивающее опасность сближения. Промежуточная система координат $\widetilde{\mathrm{X}}\widetilde{\mathrm{O}}\widetilde{\mathrm{Y}}$ смещена относительно начала опорной системы и ее центр совпадает с центром эллипса, хотя оси обоих систем координат параллельны (рис. 2). Начало системы координат XOY совмещено с началом $\widetilde{\mathrm{X}}\widetilde{\mathrm{O}}\widetilde{\mathrm{Y}}$, но оси XOY повернуты на угол курса судна *K* относительно осей системы координат $\widetilde{\mathrm{X}}\widetilde{\mathrm{O}}\widetilde{\mathrm{Y}}$, как показано на рис. 2 .

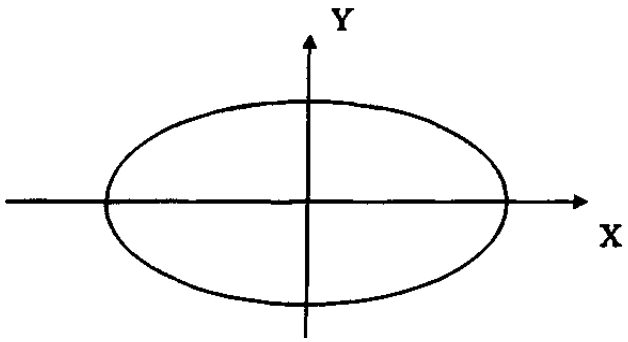


Рисунок 1 – Система координат XOY

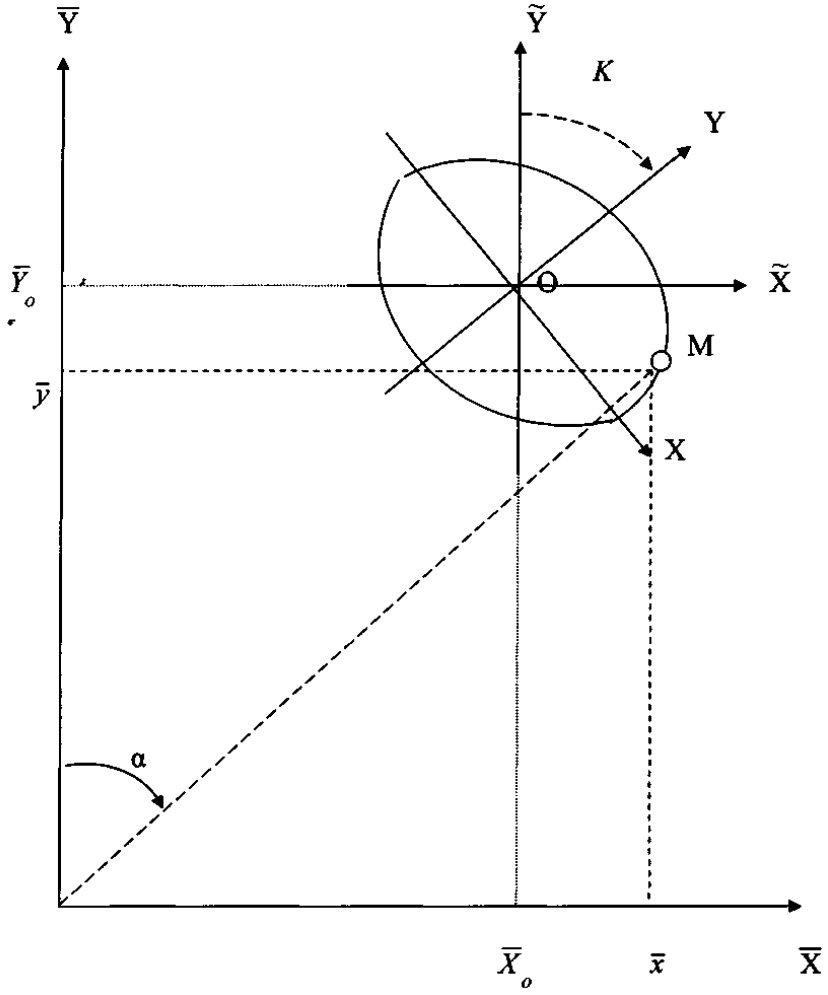


Рисунок 2 – Связь между системами координат

Очевидно, справедливы соотношения:

$$\bar{x} = \bar{X}_o + \tilde{x}\ ,\ \bar{y} = \bar{Y}_o + \tilde{y}\ , \qquad (2)$$

где $\bar{X}_o$ и $\bar{Y}_o$ – координаты центра эллипса в системе координат $\overline{\mathrm{XOY}}$.

В свою очередь, как следует из рис. 3, координаты произвольной точки $M(\tilde{x},\tilde{y})$ в зависимости от ее координат (*x, y*) в системе XOY выражаются следующим образом:

$$\tilde{x} = y\sin K + x\cos K\ ,\ \tilde{y} = y\cos K - x\sin K\ .$$

В этом случае выражение (2) принимает следующий вид:

$$\bar{x} = \bar{X}_o + y\sin K + x\cos K\ ,$$

$$\bar{y} = \bar{Y}_o + y\cos K - x\sin K\ . \qquad (3)$$

Используя исходное уравнение эллипса (1) в системе координат XOY, получим следующее соотношение:

$$y = \pm b\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}\ .$$

Используя исходное уравнение эллипса (1) в системе координат XOY, получим следующее соотношение:

$$y = \pm b\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}\ .$$

Выбирая соответствующее значение y (например, со знаком плюс) и подставляя в выражения (3), получим:

$$\bar{x} = \bar{X}_o + b\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}\sin K + x\cos K\ ,$$

$$\bar{y} = \bar{Y}_o + b\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}\cos K - x\sin K\ . \qquad (4)$$

Значение пеленга α (рис. 2) на точку M, принадлежащую эллипсу, в опорной системе координат $\overline{\mathrm{XOY}}$ можно найти из выражения:

$$\alpha = arctg\frac{\bar{x}}{\bar{y}} = arctg\frac{\bar{X}_o + b\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}\sin K + x\cos K}{\bar{Y}_o + b\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}\cos K - x\sin K} \qquad (5)$$

Для нахождения граничных пеленгов α_{mn} и α_{mx} необходимо взять первую производную пеленга α по переменной x ($x \in [-a, a]$) и приравнять ее к нулю. Из полученного уравнения надлежит найти значения переменной x, при которых

достигаются экстремальные значения пеленга, а затем найти сами значения α_{mn} и α_{mx}, подставляя полученные значения x в формулу (4).

Продифференцируем по x выражение (5):

$$\frac{\partial\alpha}{\partial x}=\frac{1}{1+(\frac{\bar{x}}{\bar{y}})^2}\frac{\partial}{\partial x}(\frac{\bar{x}}{\bar{y}}).$$

Очевидно, искомому уравнению $\frac{\partial\alpha}{\partial x}=0$ соответствует $\frac{\partial}{\partial x}(\frac{\bar{x}}{\bar{y}})=0$.

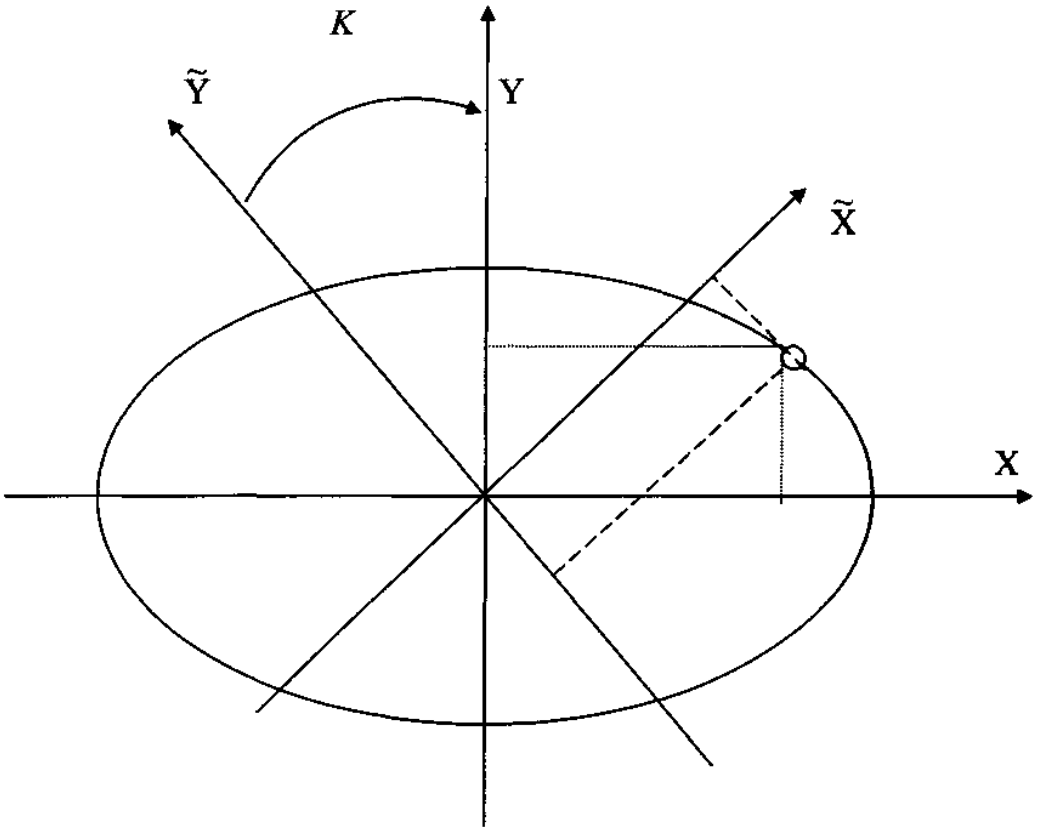


Рисунок 3 – Преобразование системы координат

Найдем выражение для $\frac{\partial}{\partial x}(\frac{\bar{x}}{\bar{y}})$. Учитываем, что:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\frac{\bar{x}}{\bar{y}})=\frac{\frac{\partial\bar{x}}{\partial x}\bar{y}-\frac{\partial\bar{y}}{\partial x}\bar{x}}{\bar{y}^2},$$

поэтому исходное уравнение принимает вид:

$$\frac{\partial\bar{x}}{\partial x}\bar{y}-\frac{\partial\bar{y}}{\partial x}\bar{x}=0. \qquad (6)$$

Найдем выражения для частных производных $\frac{\partial\bar{x}}{\partial x}$ и $\frac{\partial\bar{y}}{\partial x}$, используя выражения (4):

$$\frac{\partial \overline{x}}{\partial x} = \cos K - \frac{b}{a^2}\sin K \frac{x}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}},$$

$$\frac{\partial \overline{y}}{\partial x} = \frac{b}{a^2}\cos K \frac{x}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}} + \sin K.$$

Подставляем полученные выражения в уравнение (6):

$$(\cos K - \frac{b}{a^2}\sin K \frac{x}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}})(\overline{Y}_o + b\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}\cos K - x\sin K) +$$

$$+ (\frac{b}{a^2}\cos K \frac{x}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}} + \sin K)(\overline{X}_o + b\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}\sin K + x\cos K) = 0.$$

После преобразований получим:

$$\overline{Y}_o \cos K + \overline{X}_o \sin K + \frac{b}{a^2}\frac{x}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}}(\overline{X}_o \cos K - \overline{Y}_o \sin K) +$$

$$+ b\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}(\sin^2 K + \cos^2 K) + \frac{b}{a^2}\frac{x^2}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}}(\sin^2 K + \cos^2 K) = 0,$$

или в более простом виде:

$$\overline{Y}_o \cos K + \overline{X}_o \sin K + \frac{b}{a^2}\frac{x}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}}(\overline{X}_o \cos K - \overline{Y}_o \sin K) + b\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}} + \frac{b}{a^2}\frac{x^2}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}} = 0.$$

Перепишем последнее уравнение следующим образом:

$$\frac{b}{a^2}\frac{x}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}}(\overline{Y}_o \sin K - \overline{X}_o \cos K) = \overline{Y}_o \cos K + \overline{X}_o \sin K + b\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}} + \frac{b}{a^2}\frac{x^2}{\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}},$$

откуда получим уравнение, содержащее в левой части переменную x:

$$x = \frac{a^2}{b(\overline{Y}_o \sin K - \overline{X}_o \cos K)}[(\overline{Y}_o \cos K + \overline{X}_o \sin K)\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}} + b(1-\frac{x^2}{a^2}) + \frac{b}{a^2}x^2].$$

Введем обозначения: $c = \frac{a^2}{b(\overline{Y}_o \sin K - \overline{X}_o \cos K)}$ и $r = (\overline{Y}_o \cos K + \overline{X}_o \sin K)$,

тогда последнее уравнение принимает следующий вид:

$$x = c[r\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}} + b(1-\frac{x^2}{a^2}) + \frac{b}{a^2}x^2], \text{ или } x + cb = cr\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}.$$

Возведем в квадрат обе части последнего уравнения и получим:

$$x^2 + 2cbx + c^2b^2 = c^2r^2(1-\frac{x^2}{a^2}),$$

т.е.

$$(a^2 + c^2r^2)x^2 + 2a^2cbx + a^2(c^2b^2 - c^2r^2) = 0,$$

$$\text{или } x^2 + 2\frac{a^2cb}{(a^2 + c^2r^2)}x + \frac{a^2c^2(b^2 - r^2)}{(a^2 + c^2r^2)} = 0. \qquad (7)$$

Корни x_1 и x_2 квадратного уравнения (7) имеют следующий вид:

$$x_1 = -\frac{a^2cb}{a^2 + c^2r^2} + \sqrt{(\frac{a^2cb}{a^2 + c^2r^2})^2 - \frac{a^2c^2(b^2 - r^2)}{(a^2 + c^2r^2)}},$$

$$x_2 = -\frac{a^2cb}{a^2 + c^2r^2} - \sqrt{(\frac{a^2cb}{a^2 + c^2r^2})^2 - \frac{a^2c^2(b^2 - r^2)}{(a^2 + c^2r^2)}}.$$

Так как каждому из полученных корней соответствует в уравнении эллипса две координаты y, то экстремальные значения пеленгов α_{mn} и α_{mx} достигается в двух точках эллипса из четырех (рис. 4). Поэтому вначале необходимо вычислить значения четырех пеленгов, соответствующих полученным значениям корней x_1 и x_2 с помощью следующих выражений (используя (5)):

$$\alpha_1 = arctg\frac{\overline{X}_o + b\sqrt{1-\frac{x_1^2}{a^2}}\sin K + x_1\cos K}{\overline{Y}_o + b\sqrt{1-\frac{x_1^2}{a^2}}\cos K - x_1\sin K},$$

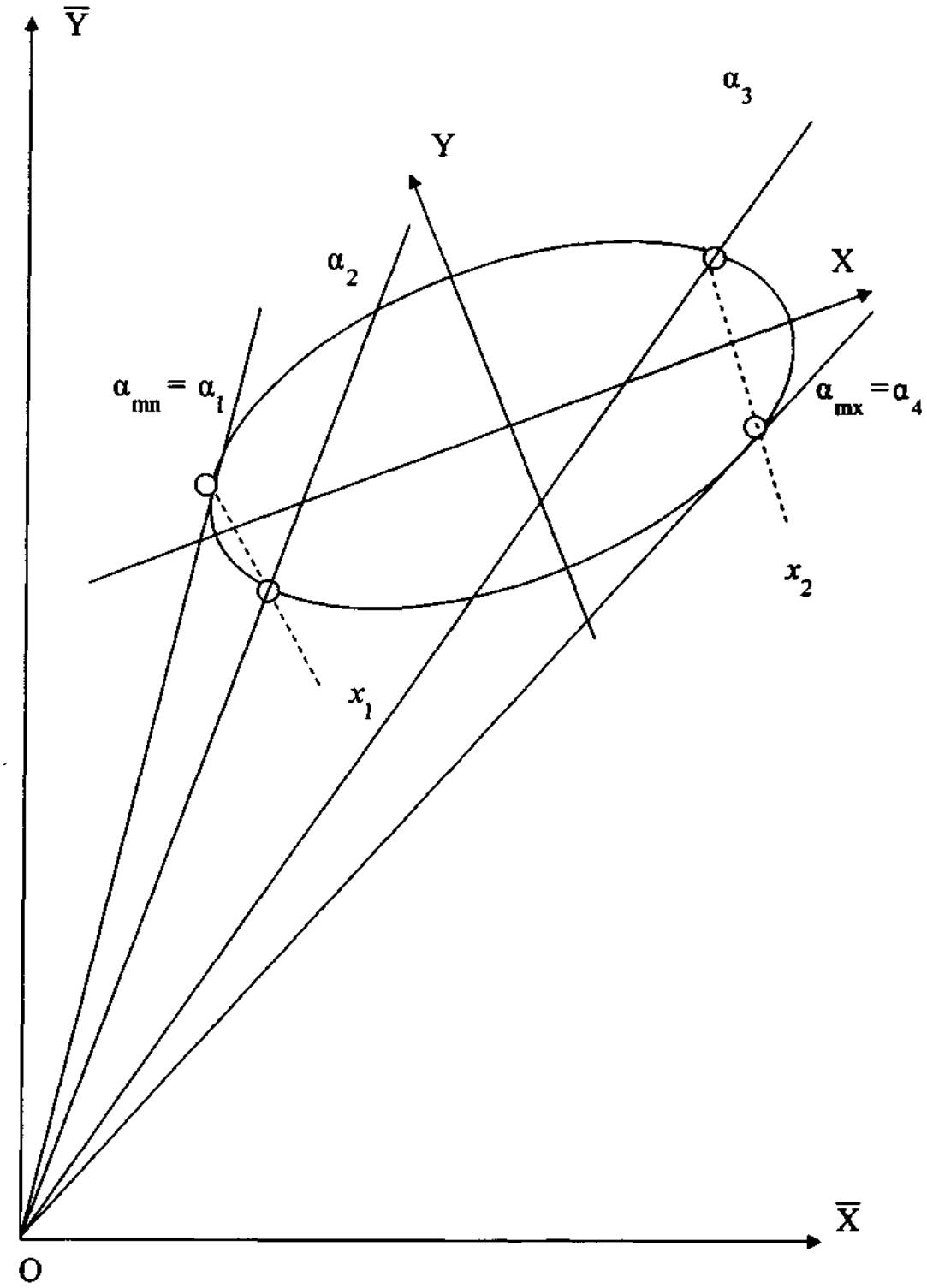


Рисунок 4 – К определению граничных значений пеленгов α_{mn} и α_{mx}

$$\alpha_2 = arctg \frac{\overline{X}_o - b\sqrt{1-\frac{x_1^2}{a^2}}\sin K + x_1 \cos K}{\overline{Y}_o - b\sqrt{1-\frac{x_1^2}{a^2}}\cos K - x_1 \sin K},$$

$$\alpha_3 = arctg \frac{\overline{X}_o + b\sqrt{1-\frac{x_2^2}{a^2}}\sin K + x_2 \cos K}{\overline{Y}_o + b\sqrt{1-\frac{x_2^2}{a^2}}\cos K - x_2 \sin K}, \quad (8)$$

$$\alpha_4 = arctg \frac{\overline{X}_o - b\sqrt{1-\frac{x_2^2}{a^2}}\sin K + x_2 \cos K}{\overline{Y}_o - b\sqrt{1-\frac{x_2^2}{a^2}}\cos K - x_2 \sin K}.$$

Затем экстремальные значения пеленгов находятся из выражений:

$$\alpha_{mn} = \min\{\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4\}; \ \alpha_{mn} = \max\{\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4\}$$

Полученные выражения (8) справедливы в случае, когда значения $\overline{x}$ и $\overline{y}$ одновременно являются положительными. Если это условие не выполняется, то в случае, когда $\overline{y} = 0$ при $\overline{x} > 0$ значение пеленга $\alpha = 90^\circ$, а при $\overline{x} < 0$ пеленг $\alpha = 270^\circ$. Если же $\overline{y} > 0$, то при $\overline{x} < 0$ $\alpha = 360^\circ - arctg\frac{\overline{x}}{\overline{y}}$, а в случае $\overline{y} < 0$ и $\overline{x} \neq 0$ значение пеленга $\alpha = 180^\circ + arctg\frac{\overline{x}}{\overline{y}}$ с учетом знака $\overline{x}$.

Выводы и перспектива дальнейших исследований: для оценки возможности безопасного маневрирования с использование судовой зоны безопасности в автоматизированных навигационных комплексах может быть рекомендована к использованию методика по расчету граничных пеленгов, рассмотренная в данной статье.

В дальнейшем необходимо провести исследования для других конфигураций зон безопасности и получить единый универсальный алгоритм расчета граничных пеленгов с минимальной потерей их точности.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баскин А. С. Береговые системы управления движением судов / А. С. Баскин, А. С. Мальцев, Г. И. Москвин. – М. : Транспорт, 1986. – 150 с.

2. Мальцев А. С. Учет маневренных характеристик для обеспечения безопасного плавания / А. С. Мальцев // Судостроение и ремонт. – М., 1989. – № 9. – С. 29-31.

3. Lamb W. G. Calculation of the geometry of ships collision zones // The Jornel of Navigation. – 1989. – 42, № 2. – P. 298-305.

4. Goodvin E. M. A Statistical Study of Ship Domains // The Jornal of Navigation. – 1975. – 28, № 3. – P. 328-341.

5. Погосов С. Г. Береговые системы управления движением судов / С. Г. Погосов, Г. И. Москвин. – М. : Судовождение и связь, 1976. – 56 с.

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

7. Taha M. Y., Hafez M. A. Vessel Traffic Services in Egypt. – 2002. – 78 p.

8. Алексишин А. В. Использование зоны безопасности судна для снижения аварийности / А. В. Алексишин // Судовождение. – Одесса : Феникс, 2010. – № 10. – С. 3-8.

9. Корн Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1973. – 782 с.

Алексішин А.В. РОЗРАХУНОК ГРАНИЧНИХ ПЕЛЕНГІВ ДО ЗОН БЕЗПЕКИ СУДЕН

У статті розглядається питання визначення граничних пеленгів на зону безпеки судна. Вони визначають межі сектора неприпустимих відносних курсів, що ведуть до попадання одного судна в зону безпеки іншого судна.

Ключові слова: зона безпеки судна, межі зони безпеки, граничні пеленги.

Aleksihin A.V. CALCULATION OF THE BORDER BEARING TO THE AREAS OF SAFETY OF VESSELS

In the article the question of determination of the border bearing is examined on the area of safety of ship. They determine the borders of sector of impermissible relative courses, conducing to the hit of one ship in the area of safety of other ship.

Keywords: area of safety of ship, borders of area of safety, border bearing.

УДК. 621.43: 62-66: 62-62

НОВЫЕ ПОДХОДЫ В ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В СУДОВЫХ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Белоусов Е.В.
Херсонская государственная морская академия,
Белоусова Т.П.
Херсонский национальный технический университет

В статье рассмотрены теоретические основы работы современных судовых четырехтактных двигателей по циклу Миллера. Показано, что использование различных вариантов реализации рабочего процесса по циклу Миллера позволяет значительно улучшить эффективные и экологические показатели данного класса двигателей. Проанализированы перспективные направления использования цикла Миллера, которые в сочетании с другими мероприятиями, могут привести к дальнейшему совершенствованию рабочих процессов современных судовых дизелей.
Ключевые слова: цикл Миллера, двигатель внутреннего сгорания, продленное расширение, укороченное сжатие.

Введение. Ужесточение требований к топливной экономичности и экологической безопасности судовых энергетических установок привело к тому, что многие двигателестроительные фирмы пересматривают свои подходы не только к конструкции вновь создаваемых двигателей, но и к организации их рабочего процесса.

Как одно из наиболее перспективных направлений в настоящее время рассматривается использование цикла Миллера в высокофорсированных судовых среднеоборотных четырехтактных дизелях. Такое решение позволяет одновременно повысить топливную экономичность двигателя за счет продленного расширения и снизить образование окислов азота в отработавших газах, за счет уменьшения теплонапряженности рабочего процесса.

Анализ состояния проблемы и последних достижений в области организации рабочего процесса современных судовых ДВС.

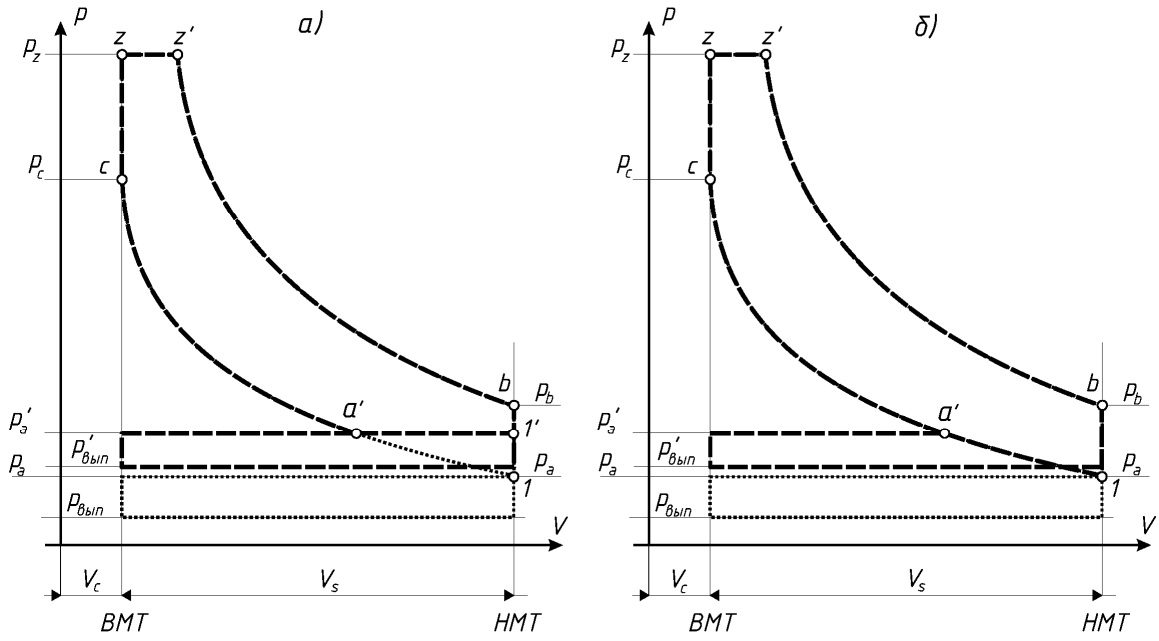


Рисунок 1 – Варианты реализации цикла Миллера: *а* – с укороченным сжатием; *б* – с укороченным впуском — — — – цикл Миллера; ····· – базовый цикл

Рабочий цикл с продленным расширением был запатентован в 1947 году американским инженером Ральфом Миллером [1]. Основная идея, лежащая в основе

цикла Миллера, это сокращение степени сжатия и увеличение степени расширения рабочего тела.

В своем патенте Миллер рассматривает два варианта организации указанного рабочего процесса со слишком ранним или слишком поздним закрытием впускного клапана [1, 2].

Теоретические циклы для обоих способов реализации рассматриваемого рабочего процесса представлены на рис. 1.

В первом случае, получившем название «укороченного сжатия» при движении поршня от НМТ и до момента закрытия впускного клапана некоторое количество заряда вытесняется во впускной коллектор, а сжатию подвергается лишь та часть заряда, которая осталась в цилиндре (рис. 1 *а*) [2, 3].

Во втором случае, получившем название «укороченного впуска» клапан закрывается задолго до прихода поршня в НМТ (рис. 1 *б*). При этом от момента закрытия клапана и до прихода поршня в НМТ происходит предварительное расширение заряда, а только потом следует его сжатие.

В конечном счете, оба варианта ведут к снижению фактической степени сжатия рабочей смеси по отношению к геометрической. В теоретическом цикле (рис. 1) сжатие начинается не в точке 1, как в базовом цикле, а в точке *a*'. При этом степень расширения остается неизменной, в результате чего возрастает эффективность рабочего процесса.

Основным недостатком обеих вариантов реализации цикла Миллера является то, что при прочих равных условиях уменьшается коэффициент наполнения рабочего цилиндра, а значит снимаемая с двигателя мощность, снижается.

Компенсировать потерю мощности при переходе на цикл Миллера возможно повысив начальное давление воздуха применением высокого наддува. На рис. 2 представлен базовый цикл двигателя с наложенными на него вариантами циклов Миллера. Из рисунка видно, что для получения параметров цикла Миллера идентичных с базовым циклом, давление на входе в цилиндр должно быть повышено с p_a до p'_a.

Как уже отмечалось, единственное отличие между теоретическими циклами с укороченным сжатием и укороченным расширением является участок между началом сжатия *a*' и НМТ.

При укороченном впуске, на участке цикла *a*'-1-*a*', при закрытых клапанах происходит предварительное расширение рабочего тела (участок *a*'-1) после чего следует его предварительное сжатие (участок 1-*a*'). Таким образом, для данного способа реализации цикла Миллера, процесс сжатия состоит из двух этапов, предварительного и основного. Под моментом начала основного сжатия следует понимать момент, когда давление в рабочем цилиндре превысит давление во впускном ресивере [3, 4].

В случае укороченного сжатия, на участке цикла *a*'-1'-*a*' происходит процесс впуска заряда в цилиндр (участок *a*'-1'), а затем через открытые клапана, под действием движущегося поршня, часть заряда вытесняется назад во впускной ресивер (участок 1'-*a*'). В данном случае, теоретический момент начала сжатия совпадает с закрытием впускных клапанов.

В теоретических циклах оба участка характеризуются нулевой работой, а все другие участки цикла идентичны [3].

Цель работы – определить наиболее перспективные варианты реализации рабочего процесса по циклу Миллера применительно к судовым четырехтактным двигателям.

Учитывая высокий уровень форсирования современных судовых дизелей, особенно важным является то, что использование цикла Миллера позволяет снизить уровень тепловой напряженности рабочего процесса. Объясняется это тем, что для реализации цикла Миллера с таким же максимальным давлением, как и в базовом цикле, воздух в двигатель необходимо подать с большим начальным давлением, что достигается путем использования более высоких давлений наддува. Учитывая, что после турбокомпрессора

воздух подвергается промежуточному охлаждению, в цилиндры двигателя он поступает с более низкой температурой, чем та, которая при этом же давлении соответствует процессу сжатия в точке *a*’ базового цикла. В результате значения температур во всех ключевых точках цикла уменьшаются, что хорошо видно из диаграммы в *T*-*S* координатах показанной на рис. 2 *а*.

В теоретическом цикле с укороченным впуском, рабочее тело предварительно расширяется, а поэтому его температура на момент начала предварительного сжатия оказывается более низкой. В ходе последующего сжатия, температура заряда возрастает и к моменту начала основного сжатия, становится равной температуре воздуха в надувочном ресивере. Поскольку часть хода к этому моменту поршнем уже пройдена, температура к концу сжатия, при прочих равных условиях, будет меньше чем в базовом цикле. Соответственно понижаются значения температур и в остальных ключевых точках цикла. Последнее хорошо видно из диаграммы рабочего процесса в *T*-*S* координатах, представленной на рис. 2 *б*.

Аналогичное снижение температур во всех ключевых точках отмечается в цикле Миллера с укороченным сжатием. В этом случае температура заряда в цилиндре остается постоянной, равной температуре воздуха во впускном ресивере на всем участке хода поршня от НМТ и до закрытия впускного клапана (участок *a*’-1’). Изоэнтропийное (адиабатное) сжатие, как и в первом случае, начинается в точке *a*’ с теми же начальными параметрами состояния рабочего тела, что и в случае процесса с укороченным впуском [4].

Характер протекания кривой давления на *pV*-диаграмме непосредственно связан с той работой, которую совершают газы за цикл. Кривая температур на *TV*-диаграмме непосредственно не характеризует работу, однако уровень действующих температур влияет на величину тепловых потерь, что в конечном итоге оказывает влияние на эффективность цикла (рис. 2). Косвенно, изменение параметров газообмена по циклу Миллера влияет и на качество сгорания топлива, так как понижение температуры ведет к изменению характера протекания предпламенных процессов в камере сгорания двигателя.

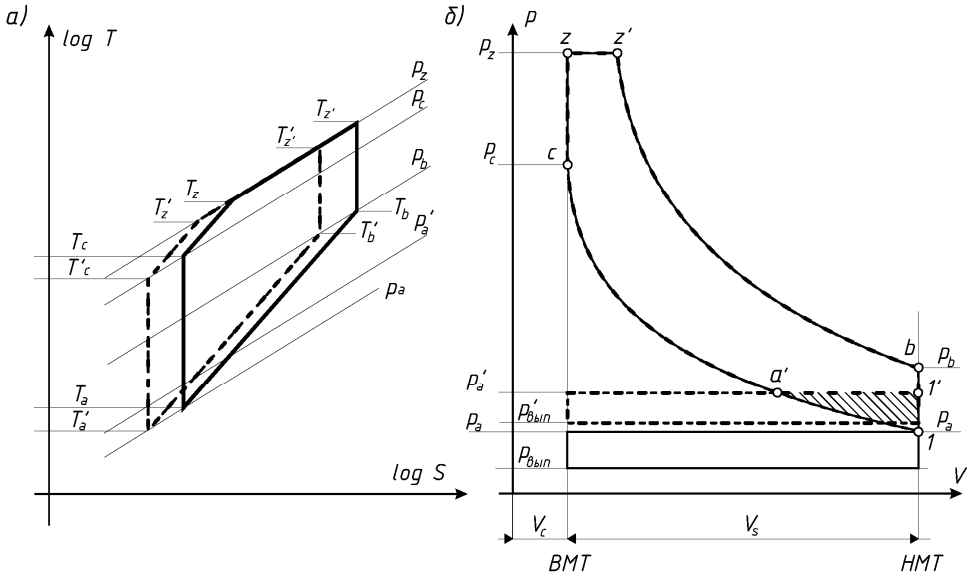


Рисунок 2 – Совмещенные диаграммы рабочих процессов базового двигателя и организованных по циклу Миллера с укороченными сжатием и впуском в *TS*-координатах (*а*) и в *pV*-координатах (*б*): —— – базовый цикл; — — — – с укороченным сжатием; - - - – с укороченным впуском

На рисунке 2 *б* показаны совмещенные диаграммы рабочих процессов организованных по циклу Миллера и рабочий процесс базового двигателя в *pV*-координатах, аналогичные тем, что показаны на рис. 2 *а* в *TS*-координатах. Из рисунков видно, что при тех же давлениях в ключевых точках цикла действуют более

низкие температуры, что указывает на снижение тепловой напряженности рабочего процесса.

Если проанализировать теоретические циклы двигателей работающих по циклу Миллера, можно сделать вывод, что, при прочих равных условиях, их КПД будет ниже чем в базовом цикле за счет потери части положительной работы на участке газообмена между линией сжатия и НМТ (заштрихованная область на рис. 2 *б*). Потеря части полезной работы на участке газообмена, получившая название «потери Миллера», при прочих равных условиях может доходить до 0,5 %. В реальных циклах «потери Миллера» компенсируются, за счет более высокого давления наддува и снижения тепловых потерь, связанных с уменьшением общей теплонапряженности рабочего процесса.

При сохранении давления наддува, переход на цикл Миллера приводит к снижению давлений в ключевых точках цикла, в результате чего, уменьшается механическая напряженность, что, в свою очередь, приводит к увеличению механического КПД двигателя.

Для количественной оценки влияния выбранных фаз газораспределения на характер протекания рабочего процесса используется безразмерный показатель называемый коэффициентом Миллера:

$$m = S_M/S,$$

где S_M – часть хода поршня в цикле Миллера затрачиваемая на сжатие; S – полный ход поршня.

Исходя из этого, в двигателях, работающих по циклу Миллера необходимо разделять понятия степень сжатия и степень расширения. Степень расширения определяется из соотношения $\varepsilon=(V_c+V_s)/V_c$ (рис. 2 *б*), а степень сжатия зависит от коэффициента Миллера и определяется из соотношения $\varepsilon_м = m(\varepsilon - 1) + 1$

В наиболее общем виде для оценки влияния коэффициента Миллера на эффективность рабочего процесса при прочих равных условиях может быть использовано выражение:

$$\Delta\eta = \Delta\eta_{зц} + \Delta\eta_{го},$$

где $\Delta\eta_{зц}$ – эффективность замкнутого цикла; $\Delta\eta_{го}$ – эффективность процесса газообмена.

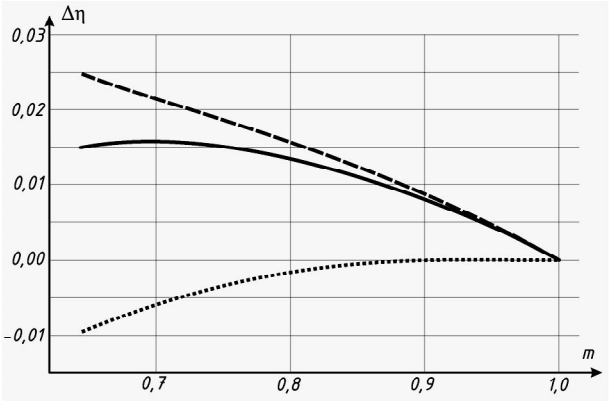


Рисунок 3 – Эффективность рабочего процесса (——) как сумма эффективности замкнутого цикла (— — —) и процесса газообмена (·····)

На рис. 3 представлено влияние составляющих эффективности рабочего процесса на общую эффективность цикла как функция коэффициента Миллера. Из рисунка видно, что эффективность замкнутого цикла увеличивается практически прямопропорционально с уменьшением коэффициента Миллера. Эффективность процесса газообмена остается практически неизменной в пределах изменения $m \approx 0{,}85\ldots1{,}0$. Дальнейшее увеличение m сопровождается резким увеличением потерь на дросселирование и «потерь Миллера». Для большинства двигателей оптимальное значение m лежит в пределах 0,68…0,72 [4].

Решение проблемы. Исходя из сказанного выше, можно сделать выводы, что использование цикла Миллера позволяет получить ряд преимуществ в организации рабочего процесса двигателей без увеличения их тепловой и механической напряженности. Некоторые из вариантов организации рабочего процесса с использованием цикла Миллера представлено на рис. 4. Для сравнения на всех рисунках штриховой линией приводится базовый цикл двигателя.

На рис. 4 *а*, представлен цикл Миллера с начальным давлением соответствующим базовому рабочему процессу. Видно, что применение данного цикла позволяет снизить максимальное давление и давление в конце расширения, что ведет к уменьшению механических потерь в двигателе и возрастанию его термодинамической эффективности.

Недостатком рассмотренного на рис. 4 *а* варианта является снижения мощности, вызванное уменьшением весового заряда цилиндра. Этот недостаток может быть устранен путем повышения плотности воздуха за счет увеличения его начального давления. При этом значения параметров состояния рабочего тела в ключевых точках будут такими же, как и в базовом цикле (рис. 4 *б*). При неизменной цикловой подаче топлива это позволяет повысить коэффициент избытка воздуха, что приводит улучшению условия сгорания топлива.

Потеря мощности может быть скомпенсирована путем увеличения геометрической степени сжатия (рис. 4 *в*). При равном начальном давлении, эффективность рабочего процесса по сравнению с базовым циклом будет выше. Однако низкое давление в конце расширения может оказаться недостаточным для эффективной работы турбокомпрессора. Этот недостаток может быть устранен за счет увеличения доли теплоты подводимой на линии расширения (рис. 4 *г*), что может быть достигнуто путем увеличением цикловой подачи или переносом процесса сгорания на линию расширения, за счет более поздней подачи топлива. Кроме того, такой подход позволит повысить мощность двигателя. Еще более эффективным такой подход может быть в сочетании с увеличением степени сжатия (рис. 4 *е*).

В качестве перспективного можно рассматривать комплексный подход к организации рабочего процесса по циклу Миллера, когда одновременно используется высокий наддув, увеличенная степень сжатия и перенос большей части подвода теплоты на линию расширения. Это позволяет максимально использовать пространство рабочего цилиндра для получения работы без увеличения механической и тепловой напряженности. Недостатком такого рабочего процесса является более высокое давление в конце расширения (рис. 4 *ж*). Однако при использовании систем высокого наддува, особенно с двумя ступенями сжатия, такой потенциал может оказаться просто необходим для эффективного функционирования турбокомпрессоров.

Различные комбинации приведенных выше вариантов позволяют значительно расширить возможности организации рабочего процесса судового дизеля в зависимости от того какие задачи ставятся как приоритетные при его проектировании.

Характер протекания газообмена у реальных двигателей, работающих по циклу Миллера с укороченным впуском и укороченным сжатием, показан на рис. 5. Для сравнения на каждом из рисунков показан процесс газообмена этого же двигателя при его работе по традиционному циклу. При этом, мощность двигателя работающего по циклу Миллера, за счет повышения давления наддува ($p'_{\text{над}}$), такая же, как и у двигателя с традиционной системой газообмена имеющем более низкое давление наддува ($p_{\text{над}}$).

Как уже было отмечено, в теоретическом цикле позднее или раннее закрытие впускных клапанов приводит к одинаковому результату. В реальных циклах, имеются некоторые отличия:

– при укороченном впуске, клапана начинают закрываться очень рано; поэтому, разность между давлением в цилиндре и давлением наддува приводит к большим потерям на дросселирование, что в свою очередь способствует дополнительному охлаждению заряда (участок НМТ-3'' рис. 5 *б*). Кроме того, предварительное расширение,

предшествующее сжатию приводит к понижению температуры рабочего тела непосредственно в рабочем цилиндре, по этому, цикл Миллера с укороченным впуском еще называют циклом с внутренним охлаждением заряда;

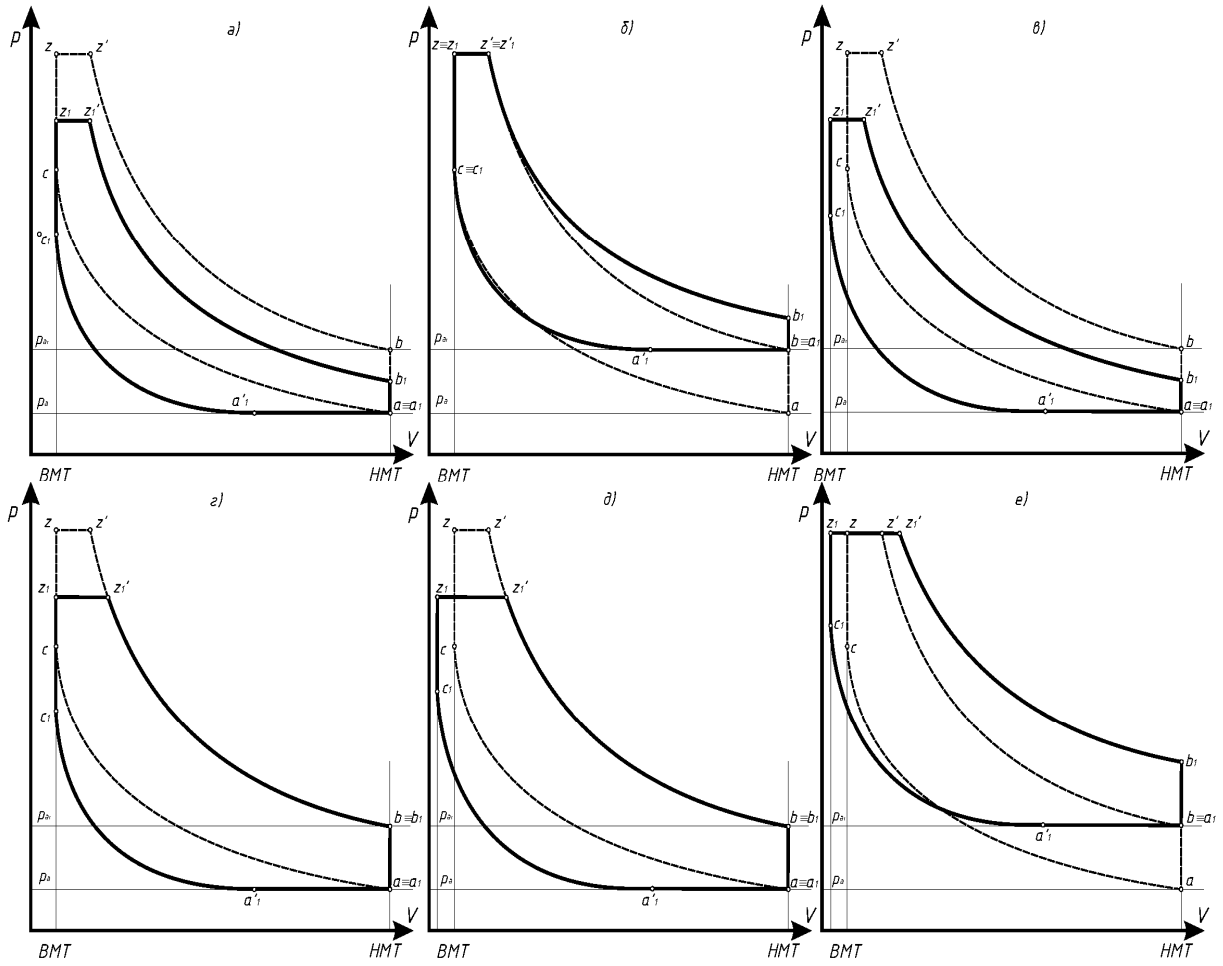


Рисунок 4 – Варианты реализации цикла Миллера в сравнении с базовым циклом:
а – с одинаковым начальным давлением; *б* – с повышенным начальным давлением и одинаковым максимальным давлением; *в* – с одинаковым начальным давлением и увеличенной степенью сжатия; *г* – с одинаковым начальным и конечным давлением за счет продления подвода теплоты; *д* – с увеличенной степенью сжатия и одинаковым конечным давлением; *е* – с одинаковым начальным и максимальным давлением, увеличенной степенью сжатия, продленным подводом теплоты

– в случае позднего закрытия впускного клапана и выпуска части воздушного заряда так же присутствуют некоторые потери на дросселирование, что приводит к некоторому росту давления на участке хода выталкивания заряда (участок НМТ-3’’’ рис. 5 *б*).

При укороченном сжатии необходимо также учитывать теплопередачу: воздушный заряд вытесненный поршнем из цилиндра был уже подогрет, и это тепло аккумулируется во впускном канале, пока впускной клапан не открывается снова в следующем цикле. Это частично понижает теоретическое охлаждение заряда цилиндра, по сравнению с ранним закрытием (рис. 6).

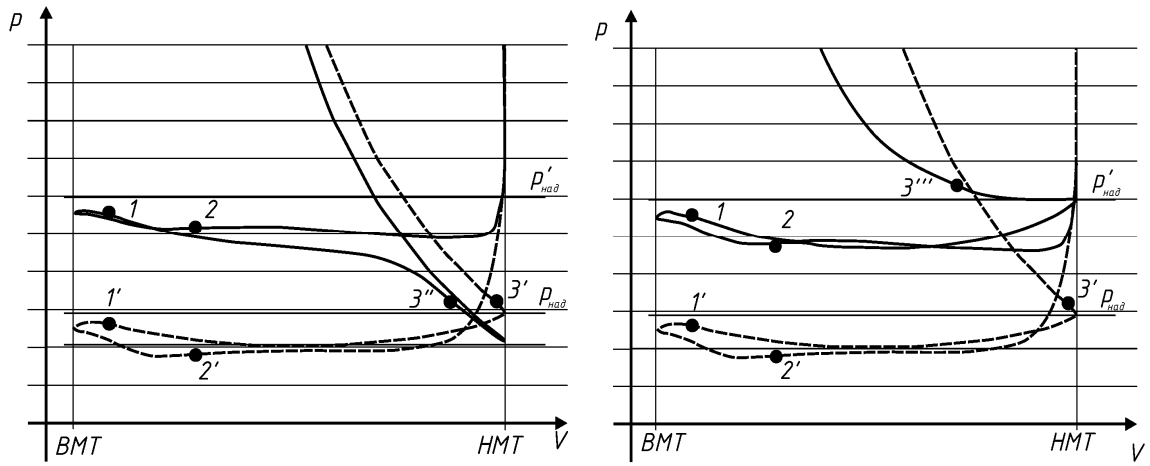


Рисунок 5 – Газообмен в двигателях работающих по циклу Миллера:
а – с укороченным впуском; *б* – с укороченным сжатием. 1, 1’ – открытие выпускного клапана; 2, 2’ – закрытие выпускного клапана; 3’ – закрытие впускного клапана в базовом цикле; 3’’ – раннее закрытие впускного клапана; 3’’’ – позднее закрытие впускного клапана

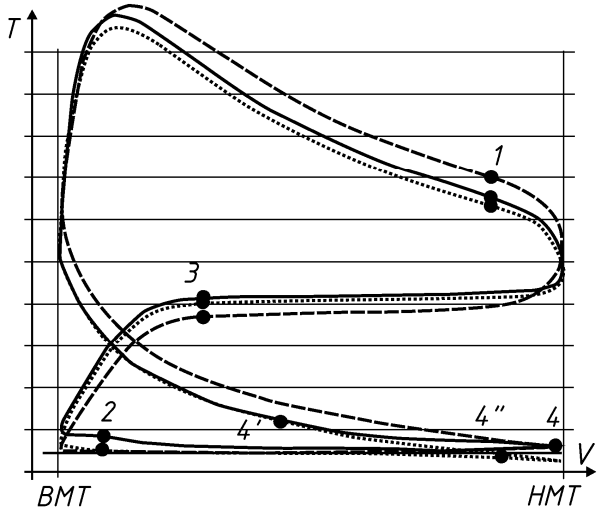


Рисунок 6 – Изменение температуры в рабочем процессе для базового цикла (– – –), в цикле с укороченным сжатием (——) и в цикле с укороченным впуском (- - - -)
1 – момент открытия выпускного клапана; 2 – момент закрытия выпускного клапана; 3 – момент открытия впускного клапана; 4 – момент закрытия впускного клапана в базовом цикле; 4’ – момент закрытия впускного клапана в цикле с укороченным сжатием; 4’’ – момент закрытия впускного клапана в цикле с укороченным впуском

Таким образом, использование укороченного сжатия позволяет более эффективно снижать максимальное давление и температуру цикла. Особенно эффективно использование укороченного сжатия в среднеоборотных двигателях, работающих при постоянной частоте вращения. Относительно небольшие скорости вращения СОД позволяют обеспечить оптимальный закон движения впускного клапана, обеспечивающий максимальное проходное сечение клапанной щели.

При увеличении частоты вращения, сокращение времени на открытие и закрытие клапанов накладывает ограничения связанные с механическими нагрузками в приводе клапанов. Зачастую это приводит к необходимости уменьшения их хода, что увеличивает потери на дросселирование. Кроме того при снижении частоты вращения, и как следствие давления наддува, слишком ранее закрытие впускного клапана приводит к значительному ухудшению наполнения цилиндра.

Поэтому для высокооборотных двигателей и двигателей, работающих в широком диапазоне нагрузочно-скоростных режимов, предпочтение отдают циклу Миллера с укороченным сжатием, а для двигателей, работающих при постоянной частоте вращения

на режимах близких к номинальной мощности преимущественно используют цикл Миллера с укороченным впуском.

Использование в течение двух предыдущих десятилетий циклов Миллера в современных судовых четырехтактных двигателях позволило большинству ведущих двигателестроительных фирм, успешно решили комплекс проблем по переводу средне- и высокооборотных двигателей для работы на тяжелом топливе. Помимо существенных изменений в конструкции таких двигателей, кардинальным изменениям подвергся их рабочий процесс. В первую очередь это связано с тем, что тяжелые топлива отличаются достаточной высокой энергией активации, под которой понимается количество теплоты, которое нужно подвести к топливу, прежде чем оно начнет реагировать с кислородом воздуха. Учитывая, что время на сгорание топлива в средне- и высокооборотных двигателях на порядок меньше чем у малооборотных (у МОД при 100 мин$^{-1}$ на процесс сгорания отводится 80…100 мс, у ВОД при 1000 мин$^{-1}$ 5…8 мс), для качественного сгорания топлива энергия активации должна быть подведена как можно быстрее. Увеличить скорость подвода теплоты к топливу, для сокращения времени предпламнных процессов можно увеличив температуру воздушного заряда, и уменьшив размер капель топливного аэрозоля. На практике первое достигается путем повышения температуры в конце сжатия, а второе повышением давления распыливания топлива. Для повышения температуры в конце T_c сжатия до 900…1200 К, в такого рода двигателях, повышают степень сжатия и давление наддува. В результате этого давление в конце сжатия p_c, может доходить 12…17,5 МПа, что находится на границе близкой к предельно допустимым давлениям исходя из пределов прочности используемых материалов. В этой связи сгорание в рабочем пространстве двигателя должно происходить без значительного повышения давления. Это достигается путем перенесения процесса сгорания из области расположенной в непосредственной близости от ВМТ на линию расширения. Теоретически такой цикл ближе к идеальному циклу Дизеля, чем к циклу Тринклера-Саботе. Смещение процесса сгорания на линию расширения достигается уменьшением угла опережения впрыска, а также использованием специальных законов подачи топлива, в том числе и ступенчатого многоразового впрыска. При работе двигателя по циклу Миллера с процессом сгорания перенесенным на линию расширения степень повышения давления λ обычно лежит в пределах 1…1,3. Для достижения заданных параметров рабочего тела к концу сжатия давление наддува повышают до 0,3…0,4 МПа, а степень сжатия до 13…16.

Снижение термического КПД поршневой части двигателя связанное с увеличением степени предварительного расширения ρ, компенсируется применением турбокомпрессоров с более высоким КПД способных эффективно сработать более высокий перепад температур.

Выводы. Переход в организации рабочего процесса на цикл Миллера позволил улучшить эффективные показатели современных среднеоборотных двигателей. Тем не менее, проведенный в работе анализ, показывает, что исчерпаны еще далеко не все резервы в совершенствовании рабочего процесса. Такие показатели как давление наддува с последующим охлаждением воздуха позволяет значительно повысить степень расширения в двигателе, что ведет к повышению его эффективности. Это актуально еще и по тому, что у двигателей, работающих по циклу Миллера, имеется значительный резерв энергии отработавших газов, эффективное использование которых позволяет значительно улучшить показатели двигателя.

В перспективе, более детальное исследование рабочих процессов по циклу Миллера, с использованием высокого и сверхвысокого наддува позволит значительно улучшить показатели судовых дизелей как с точки зрения их экономичности, так и по экологическим показателям.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Clarke D., Smith W. J. Simulation, implementation and analysis of the Miller cycle using an inlet control rotary valve, Variable valve actuation and power boost, SAE Special Publications. – 1997. – Vol. 1258, SAE Paper No. 970336. – P. 61-70.

2. Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. – Second ed., 1 and 2. – M.I.T. Press, Cambridge, MA, 1985.

3. Wik C., Hallback B. Reducing emissions using 2-stage turbo charging // Wartsila technical journal. – 2008. – № 01. – P. 35-41.

4. Codana E,. Vlaskosa I. Turbocharging medium speed diesel engines with extreme Miller timing. ABB Turbo Systems Ltd, Bruggerstrasse 71a, CH-5401 Baden, Switzerland. ABB Turbo Systems Ltd, Bruggerstrasse 71a, CH-5401 Baden, Switzerland. – 20 p.

Білоусов Є.В., Білоусова Т.П. НОВІ ПІДХОДИ ОРГАНІЗАЦІЇ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У СУДНОВИХ ЧОТИРИТАКТНИХ ДВИГУНАХ

У статті розглянуто теоретичні основи роботи сучасних суднових чотиритактних двигунів по циклу Міллера. Показано, що використання різних варіантів реалізації робочого процесу по циклу Міллера дозволяє значно поліпшити ефективні та екологічні показники даного класу двигунів. Проаналізовано перспективні напрямки використання циклу Міллера, які у поєднанні з іншими заходами, можуть призвести до подальшого вдосконалення робочих процесів сучасних суднових дизелів.

Ключові слова: цикл Міллера, двигун внутрішнього згоряння, продовжене розширення, вкорочений стиск.

Belousov E.V., Belousova T.P. NEW APPROACHES WORKFLOW IN MARINE FOUR-STROKE ENGINES

The article describes the theoretical foundations of the modern four-stroke marine engines on a cycle of Miller. It is shown that the use of different options for implementing workflow Miller cycle can significantly improve the efficiency and environmental performance of this class of engines. Analyzed promising application of Miller cycle, which, combined with other measures, could lead to further improvement of work processes of modern marine diesel engines.

Keywords: Miller cycle, internal combustion engine, prolonged expansion, short compression.

УДК 656.62

ЛЮДСЬКИЙ ФАКТОР В АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМАХ УПРАВЛІННЯ СУДНОМ ТА ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ЙОГО ВПЛИВУ

Бень А.П.

Херсонська державна морська академія

В статті розглянуті питання впливу людського фактору на безпеку сучасного мореплавства. Розглянуто особливості процесу функціонування сучасних автоматизованих систем управління та процесів взаємодії з ними судноводія. Показано, що проблема зниження негативного впливу людського фактору є комплексною і повинна вирішуватись одночасним вдосконаленням технічних можливостей автоматизованих систем у поєднанні з новими курсами підготовки плавскладу, орієнтованими на удосконалення якості підготовки в галузі управління ресурсами містка та прийняття рішень.

Ключові слова: людський фактор, система підтримки прийняття рішень, безпека судноплавства.

Вступ. Значне зростання інтенсивності морських перевезень протягом останніх десятиріч призвело до збільшення кількості аварій суден, в т.ч. і з людськими жертвами та важкими техногенними наслідками.

Широке застосування нових інформаційних технологій та автоматизованих систем в судноводінні не гарантує зупинення цього процесу, оскільки, з одного боку, використання сучасних інформаційних систем управління рухом судна значно полегшує працю судноводіїв, але з іншого – об'єктивно породжує нові проблеми, обумовлені процесами взаємодії людини і технічних засобів. Так, чим складнішими становляться функції таких систем, тим гостріше постає необхідність у координації роботи технічних засобів та інтерпретації інформації, яка надається з їх боку судноводію. Одночасно, із зростанням кількості інформації, що підлягає обробленню в реальному часі, виникає і проблема ефективної взаємодії між членами суднової команди, які її отримують.

Впровадження новітніх технічних засобів управління рухом судна природним чином «відриває» судноводія від процесу підтримки заданого рівня безпеки, оскільки він становиться не спроможнім безпосередньо та повністю контролювати цей рівень у реальному часі. Тому, як показує аналіз причин виникнення аварій на морі, головним їх фактором продовжує бути, так званий, «людський фактор», оскільки саме з його причин трапляється понад 80% від їх загальної кількості. Більшість навігаційних аварій трапляється не через відмову технічних засобів навігації чи керування рухом судна, а через неготовність судноводіїв своєчасно приймати вірне управлінське рішення у відповідності з ситуацією, що складається.

Актуальність дослідження. Проблемі забезпечення безпеки мореплавства в багатьох країнах світу, в тому числі й Україні, приділяється пріоритетне значення. Державна політика в сфері забезпечення безпеки судноплавства, визначена постановою Кабінету Міністрів України за № 1137 від 07 жовтня 2009 року, передбачає координацію дій усіх суб'єктів, що є відповідальними за безаварійне судноплавство [1]. Однією з найважливіших складових зазначеної проблеми, є зниження впливу людського фактору.

Питанням впливу людського фактору на стан аварійності на морському транспорті присвячені резолюції ІМО, зокрема А.772(18) «Фактор втоми при укомплектуванні суден екіпажами і забезпеченні безпеки» від 04 листопаду 1993 року та А.947(23) «Принципи та цілі організації відносно концепції людського елементу» від 05 листопаду 2003 року. В 2003 році ІМО був прийнятий документ під назвою «Бачення людського фактору, принципи і цілі (Human Element Vision, Principles and Goals), в якому людський фактор був визнаний в якості головної причини, що значно погіршує рівень безпеки сучасного морського судноплавства.

Проблемам, що виникають в процесі взаємодії людини з технічними засобами, а також питанням негативного впливу людського фактору на ефективність, надійність та безпеку взаємодії елементів системи «людина-машина», присвячені праці багатьох

авторів [2-7]. В зазначених роботах, в першу чергу, відслідковується пряма залежність безпеки судноплавства від компетентності представників суднового персоналу, їх готовності працювати в важких та екстремальних умовах, спроможності оперативно приймати вірні та ефективні рішення по управлінню морським судном, а специфіка взаємодії оператора з відповідною судновою технікою розглядається з точки зору функціонування ергатичної системи.

Зниження негативного впливу людського фактору в автоматизованих системах управління та забезпечення ефективного функціонування суднових ергатичних систем являє собою актуальну проблему, розв'язок якої дозволить істотно зменшити кількість морських аварій.

Метою дослідження є виявлення ключових складових явища «людський фактор» та визначення ефективних шляхів зниження його негативного впливу на безпеку сучасного судноплавства.

Основна частина. Явище «людський фактор» набуло офіційного статусу лише в останні часи, тому воно недостатньо вивчене за своєю сутністю, характеристиками, причинами виникнення, наслідками та специфікою. Тривалий час на нього не зверталась увага та, відповідно, недооцінювалися руйнуючі наслідки його впливу. Внаслідок цього, на теперішній час існує два основних напрямки протидії явищу «людський фактор», зокрема шляхом конструктивного поліпшення технічного оснащення морських суден та підвищення рівня професійної підготовки членів екіпажу судна.

Відповідно до першого напрямку необхідно створювати нові інформаційні системи управління, які враховують особливості процесу взаємодії в ергатичних системах та мають функції систем підтримки прийняття рішень. Другий напрям передбачає впровадження в цикл професійної підготовки спеціалістів морської галузі спеціальних курсів, спрямованих на удосконалення якості їх підготовки в галузі прийняття рішень в критичних ситуаціях, міжособистісної взаємодії, уміння здійснювати ефективне керівництво підлеглими, управління ресурсами ходового містка та сучасним навігаційним устаткуванням.

Широке застосування сучасних інформаційних технологій в судноводінні на сучасному етапі призводить до все більш широкого запровадження в суднових автоматизованих системах, перш за все навігаційних, елементів систем підтримки прийняття рішень (СППР). Автоматизовані суднові системи управління в зазначених умовах стають різновидом специфічних ергатичних систем управління, принциповою особливістю яких є збереження активної ролі людини як об'єкта прийняття управлінських рішень.

Розглядаючи питання функціонування автоматизованих систем в судноводінні, слід відзначити, що таким системам притаманний ряд специфічних рис, обумовлених галуззю їх практичного застосування, які мають бути враховані в процесі їх створення та експлуатації, а саме:

– функціонування в режимі реального часу накладає певні часові обмеження на процеси оцінювання навігаційної ситуації, формування множини можливих альтернатив з прийняття рішень, та надання відповідної інформації особі, що приймає рішення (ОПР);

– множина альтернатив з прийняття рішень, що формує СППР, повинна відповідати вимогам, визначених в міжнародних нормативних документах, які регламентують рух суден, принципам «доброї морської практики» та досвіду ОПР, що складно формалізувати у вигляді математичних моделей;

– процес взаємодії автоматизованих систем управління з ОПР має циклічний характер: «формування інформаційного повідомлення – сприйняття інформації – оброблення інформації та прийняття рішень – здійснення керуючих дій», більша частка часу в якому припадає на бік ОПР;

– приймаючи до уваги той факт, що кількість інформації, що необхідна для якісного оцінювання навігаційної ситуації значна, а ОПР має певні фізіологічні

обмеження на обсяги інформаційних повідомлень, що можуть сприйнятися ним одночасно, важливе значення набуває ефективна комунікативна взаємодія між членами команди навігаційного містка, які отримують різні інформаційні повідомлення.

Усвідомлення сутності явища «людський фактор» на морі як причини виникнення аварії з підстав професійних помилок представників плавскладу, що допускаються ними в межах функціонуючої ергатичної системи, переконує в необхідності забезпечення високого рівня їх професійного реагування в середовищі «людина-автоматизована система». Відповідно, особливе місце займає перелік типових помилок суднових операторів, які виникають в процесі їх взаємодії з автоматизованими технічними системами, а саме [4]:

- помилки, що виникають на підставі неправильної інтерпретації показання приладів і датчиків, зокрема розподілу шкали, ціни ділення, напрямку руху стрілки, окремих цифрових знаків, інше;
- помилки, що допускаються в результаті експлуатації непрацюючого приладу або устаткування;
- помилки, що з'являються через одержання радіосигналів і звукових сигналів на фоні перешкод і шумів;
- помилки, що обумовлені невчасним зняттям показань приладів;
- помилки, що допущені в результаті невчасного спрацьовування аварійної сигналізації, датчиків, пристроїв контролю параметрів;
- помилки, що виникли через ігнорування нетипових або сигналів попереджувального характеру, наприклад, ненормального рівню шуму устаткування, спрацьовування сигналізації, підвищений нагрів або вібрація тощо.

Крім помилок, обумовлених безпосередньо процесами взаємодії середовищі «людина-автоматизована система» важливим моментом зниження впливу людського фактору на рівень аварійності є усвідомлення ситуації поза межами безпосередніх причин аварій. Це може бути досягнуто шляхом докладного визначення ланцюгів прихованих помилок, які пов'язані з процедурами і діями, сприяли їх виникненню.

Мінімізація професійних помилок з боку членів суднового екіпажу та представників офіцерського складу може бути забезпечена за умов, коли вони:

- чітко сприймають та усвідомлюють специфіку ситуації, з максимальним ступенем вірогідності передбачають варіанти подальшого можливого розвитку подій; ця професійно значуща спроможність базується на сприйнятті, пам'яті, аналітичному мисленні, творчій та відтворювальній уявах, прогностичних здібностях тощо;
- мають можливість оперативно отримувати і аналізувати необхідну інформацію про реальний стан справ та приймають професійно адекватні рішення;
- на основі отриманих висновків про сутність ситуації будують спільну імовірнісну модель поведінки членів суднового екіпажу, чому сприяють професійна самоактуалізація, стабільність міжособистісних відносин, соціальна відповідальність;
- вчасно враховують інформацію попереджувального характеру, визначають вдалу стратегію безпеки та швидко обирають кращий варіант виходу із наявної проблеми або критичної ситуації; ця спроможність базується на основі гнучкості, толерантності, професійної самоповаги та самодовіри, а також культури безпеки моряка;
- генерують реалістичні рішення з врахуванням можливої обмеженості дій членів суднового екіпажу в ситуаціях непередбаченості розвитку подій;
- оптимально розподіляють навантаження серед підлеглих на підставі врахування їх реальних професійних та психофізичних можливостей діяти адекватно в кожній конкретній ситуації;
- свідомо відстежують процес стабілізації ситуації завдяки зменшення рівня її критичності шляхом взаємної підтримки.

Беручи до уваги зазначені особливості функціонування автоматизованих систем управління та командної роботи членів суднового екіпажу, можна зробити висновок, що

успішне вирішення зазначених проблем виходить за площину процесів взаємодії «людина – автоматизована система» або «людина – людина», в зв'язку з чим вирішення проблеми «людського фактору» може бути лише комплексним і повинно включати три ключові складові:

– вдосконалення функціональних можливостей сучасних автоматизованих систем та технічних засобів судноводіння;

– вдосконалення процесів взаємодії в ергатичній системі «ОПР-автоматизована система»;

– вдосконалення процесів взаємодії «людина-людина» в судновому екіпажі.

Лише одночасне вирішення всіх трьох зазначених складових дозволить ефективно долати проблему негативного впливу людського фактору в сучасному судноплавстві.

Для вирішення проблеми відповідно до першої складової, необхідно:

– запровадження в автоматизованих системах управління нових інформаційних технологій оброблення та подання інформації, засобів когнітивної графіки, адаптивних інтерфейсів користувача тощо;

– застосування автоматизованих систем, здатних вирішувати задачі координації взаємодії між суднами, як із залученням берегових служб, так і в автономному режимі.

– використання глобальних навігаційних та автоматичних ідентифікаційних засобів для вирішення задач прогнозування та планування траєкторій руху суден.

Вдосконалення процесів взаємодії в ергатичній системі «ОПР-автоматизована система», може бути досягнуто шляхом:

– врахування при проектуванні автоматизованих систем управління ергономічних принципів, перш за все з позицій вдосконалення процесів сприйняття та обробки інформації ОПР;

– застосування в автоматизованих системах управління функцій СППР та елементів штучного інтелекту.

– раціонального розподілу інформаційних потоків, що підлягають обробці в автоматизованих системах, за принципами їх функціонального призначення.

Третя складова, що стосується вдосконалення процесів взаємодії «людина-людина», має безпосереднє відношення до професійних якостей членів суднової команди, і може бути вирішена шляхом введення спеціальних курсів підготовки плавскладу. Одним з таких курсів є курс «Менеджмент морських ресурсів», викладання якого розпочато в Херсонський державній морський академії в 2011 році, відповідно до вимог поправок до Міжнародної конвенції ПДМНВ 78/95, прийнятих на дипломатичній конференції в Манілі у 2010 році. Курс спрямований на забезпечення ефективної взаємодії між членами суднового екіпажу, формування лідерських якостей у офіцерського складу, вміння приймати вірні управлінські рішення в екстремальних умовах [4].

Висновки. Проблема зниження негативного впливу людського фактору на рівень аварійності в сучасному судноплавстві потребує комплексного вирішення, яке може бути досягнуте шляхом: застосування сучасних інформаційних систем управління судном, що забезпечують функції підтримки прийняття рішень, урахуванням принципів ефективної взаємодії «ОПР-автоматизована система» у процесі створення таких систем, та одночасним запровадженням нових програм підготовки плавскладу, спрямованих на підвищення ефективності комунікативної взаємодії членів машинної команди, умінь прийняття ними вірних управлінських рішень в критичних умовах, формуванню лідерських якостей.

Лише одночасне вирішення зазначених складових дозволить ефективно долати проблему негативного впливу людського фактору, і як наслідок, сприятиме зниженню кількості морських аварій, спричинених його дією.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Постанова Кабінету Міністрів України № 1137 від 07 жовтня 2009 р.
2. Стадниченко С. М. Человеческий фактор на море : учебно-методическое пособие / С. М. Стадниченко – Одесса : Астропринт, 2003. – 192 с.
3. Кацман Ф.М. Человеческий фактор в проблеме обеспечения безопасности судоходства. СПб. : СПГУВК, 2003. – 150 с.
4. Менеджмент морських ресурсів: навчальний посібник / [О. П. Безлуцька, А. П. Бень, М. О. Колегаєв, Л. А. Кошелик, Л. Б. Кулікова, О. М. Лещенко, В. Б. Нестеренко, К. В. Перепадя, С. М. Тригуб, В. Ф. Ходаковський, М. М. Цимбал]. – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2012. – 100 с.
5. Стрелков Ю. К. Инженерная и профессиональная психология / Ю. К. Стрелков – М., 2001. – 311 с.
6. Топалов В. П. Риски в судоходстве / В. П. Топалов, В. Г. Торский. – Одесса : Астропринт, 2007. – 368 с.
7. Торский В. Г. Управление судовыми экипажами / В. Г. Торский, В. П. Топалов. – Одесса : Астропринт, 2000. – 212 с.

Бень А.П. ЧЕЛОВЕЧЕСКИЙ ФАКТОР В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ СУДНОМ И ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЕГО ВЛИЯНИЯ

В статье рассмотрены вопросы влияния человеческого фактора на безопасность современного мореплавания. Рассмотрены особенности процесса функционирования современных автоматизированных систем управления и процессов взаимодействия с ними судоводителя. Показано, что проблема снижения негативного влияния человеческого фактора является комплексной и должна решаться одновременным совершенствованием технических возможностей автоматизированных систем в сочетании с новыми курсами подготовки плавсостава, ориентированными на совершенствование качества подготовки в области управления ресурсами мостика и принятия решений.

Ключевые слова: человеческий фактор, система поддержки принятия решений, безопасность судоходства.

Ben A.P. HUMAN FACTOR IN AUTOMATED CONTROL SYSTEMS SHIP AND BY REDUCING ITS IMPACT

The article deals with the question of human factor on the security of modern shipping. The features of the operation of modern automated systems and processes interact with skippers. It is shown that the problem of reducing the negative impact of human factors is complex and must be solved simultaneously improving technical capabilities of automated systems in conjunction with the new crew training courses, focused on improving the quality of training in bridge resource management and decision making.

Keywords: human factors, decision support system, safety of navigation.

УДК 656.61.052

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ГРАНИЦЫ БЕЗОПАСНЫХ РАССТОЯНИЙ РАСХОЖДЕНИЯ ПО ДОМЕНУ «ПОЛУКРУГ-ПОЛУЭЛЛИПС»

Вагущенко А.Л.
Одесская национальная морская академия

В статье представлен алгоритм определения границы безопасных расстояний кратчайшего сближения двух судов в зависимости от геометрии их сближения по домену опасности «полукруг-полуэллипс». Такие домены образуются у судов-целей. Для разных «целей» используются неодинаковые по размерам домены, что позволяет учесть особенности этих судов, такие как размеры, скорость сближения с судном оператора и др.
Ключевые слова: предупреждение столкновений, домен опасности, расстояние кратчайшего сближения.

Введение. Объективная оценка коллизионной ситуации является важным этапом обработки информации, обобщающим результат визуального, слухового наблюдения, и информацию, полученную с помощью технических средств. Она должна включать оценку, как текущего состояния обстановки, так и прогнозируемого на определенное время вперед. Для определения риска столкновения судов и для выбора маневров расхождения большое значение имеет граница безопасных значений их дистанций кратчайшего сближения.

Актуальность работы. При исследовании проблемы предупреждения столкновений судов рассматривались различные виды доменов опасности: круговые, эллиптические, в виде полигонов и других фигур [1-3]. Преобладающее применение в бортовых системах предупреждения столкновений (СПС) нашел круговой домен с центром в центре массы судна. Его граница задается одним значением расстояния кратчайшего сближения [4-6]. Недостаток несмещенного домена круговой формы состоит в том, что он не отражает отличия по степени опасности объектов, появляющихся на его границе, на носовых и кормовых курсовых углах. Поэтому стремятся, чтобы домен опасности был пространством вокруг судна, ограниченным линией, представляющей собой геометрическое место точек, находясь в которых другое судно или другой объект представляет для первого судна одну и ту же опасность. В последние годы чаще всего встречаются предложения [7, 8] в качестве модели такого домена использовать область, состоящую из частей круга и эллипса – домен «полукруг-полуэллипс». Чтобы использовать эту область в СПС при компьютерной оценке опасности столкновения и выборе маневров расхождения, требуется иметь процедуру для расчета по ней границы безопасного расстояния расхождения при разной геометрии сближения судна оператора с «целью».

Цель статьи. Разработка алгоритма расчета границы безопасных расстояний кратчайшего сближения по домену «полукруг-полуэллипс», образуемого у «цели».

Основная часть. Допустим, у «цели» J образован домен опасности (ДО) «полукруг-полуэллипс», который задан полуосями a и b (рис. 1). Требуется найти при относительном курсе k_0 судна оператора границу d^s безопасных расстояний кратчайшего сближения. Известно, что опасность столкновения существует, когда линия курса k_0 судна оператора по отношению к «цели» (ЛОД$_0$) пересекает домен опасности «цели». Граничное значение безопасных расстояний кратчайшего сближения получается, когда ЛОД$_0$ касается границы ДО (см. рис. 1). Отметим, что курс k_J «цели» по отношению к судну оператора противоположен относительному курсу k_0. По рисунку нетрудно установить, что при пересечении судном оператора курса «цели» по корме и при расхождении на параллельных курсах значение d^s будет равным малой полуоси эллипса. Поэтому остается найти d^s для ситуаций, когда судно оператора пересекает курс «цели» по носу. Эта задача решается следующим образом.

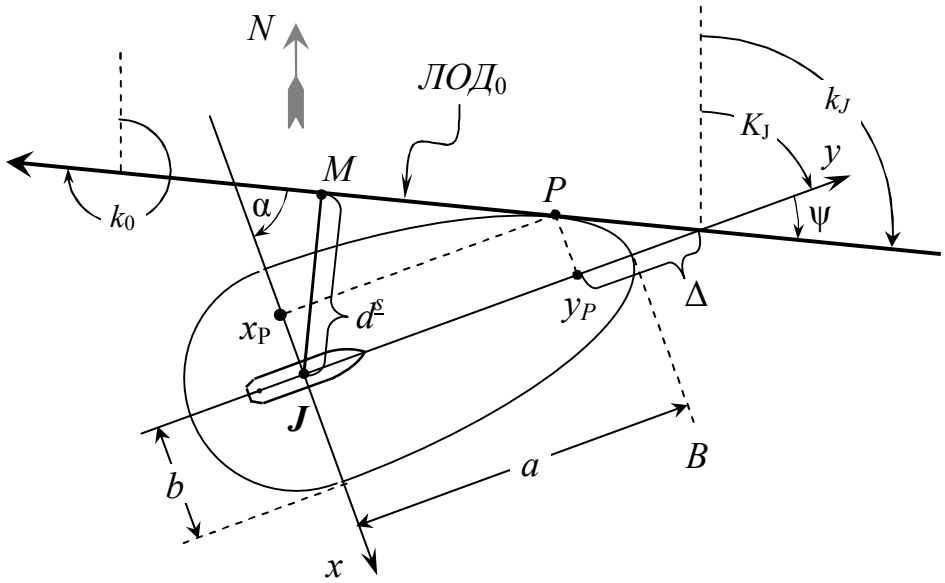


Рисунок 1 – К определению d^s

Жестко свяжем с «целью» координатную систему Jxy, где ось Jy лежит в ДП и направлена в сторону носа «цели», а ось Jx находится в плоскости мидель шпангоута и направлена в сторону правого борта. Уравнение ЛОД$_0$ в этой системе представим так

$$y = h \cdot x + C \tag{1}$$

В этом уравнении $h = \tan\alpha$. Угол α (рис. 1) находится по формуле $\alpha = 90^0 - \psi$, где

$$\psi = k_j - K_J = k_0 - K_J \pm 180^0,$$

где K_J – курс «цели».

Передняя половина домена опасности является полуэллипсом. Каноническое уравнение эллипса имеет вид

$$\frac{y^2}{a^2} + \frac{x^2}{b^2} = 1, \tag{2}$$

где $y \geq 0$.

Касательная к эллипсу линия описывается уравнением

$$\frac{y_p \cdot y}{a^2} + \frac{x_p \cdot x}{b^2} = 1, \tag{3}$$

где x_p, y_p – координаты точки касания P.

Представим это уравнение в виде

$$y = h_E \cdot x + C_E.$$

В этом выражении

$$C_E = a^2 / y_p,\ h_E = -x_p \cdot a^2 / (y_p \cdot b^2) = \lambda \cdot a^2 / b^2, \tag{4}$$

где $\lambda = x_p / y_p$.

Так как рассматривается касательная к эллипсу ЛОД$_0$, то h_E должно быть равным h, где $h = \tan\alpha$. Отсюда следует, что

$$\lambda = \left| -h \cdot b^2 / a^2 \right|. \tag{5}$$

Подставляя x_p в (2) и преобразуя, получим уравнение, из которого находится координата y_p точки касания P

$$y_p = a \cdot b \sqrt{1/(b^2 + \lambda^2 a^2)}. \tag{6}$$

Вторая координата этой точки $x_p = \lambda \cdot y_p$. Предельное значение d^s безопасных расстояний кратчайшего сближения при рассмотренном виде встречи судов будет равно

$$d^s = (y_p + \Delta) \cdot \sin\psi = (y_p + x_p \cdot ctg\,\psi) \cdot \sin\psi \,. \qquad (7)$$

Выводы. Предложенный алгоритм может быть использован в СПС при оценке опасности столкновения и выборе маневров расхождения. Следует отметить, что у разных «целей» при разрешении коллизионных ситуаций могут образовываться неодинаковые по размерам домены «полукруг-полуэллипс», чтобы учесть особенности этих судов, такие как их размеры, скорость и др.

В перспективе предполагается разработка метода, позволяющего определять форму и размеры доменов опасности «целей» в зависимости от навигационного статуса и геометрии сближения судна оператора с этими «целями». Это позволит повысить качество рекомендаций, вырабатываемых СПС о действиях по разрешению коллизионных ситуаций.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Goodwin E. M. Statistical Study of Ship's Domain / E. M. Goodwin // Journal of Navigation, vol. 28. No 3, 1975. – P. 328-341.

2. Pietrzykowski Z. Ship fuzzy domain in assessment of navigational safety in restricted areas / Z. Pietrzykowski // Gdynia. – III. Navigational Symposium, Vol. I. – 1999.

3. Szłapczyński R. A unified measure of collision risk derived from the concept of a ship domain / R. Szłapczyński // Journal of Navigation, 59, issue 3. – 2006.

4. Мальцев А. С. Маневрирование судов при расхождении / А. С. Мальцев – Одесса : Морской тренажерный центр, 2002. – 208 с.

5. Управление судном : Учебник для вузов / С. И. Демин, Е. И. Жуков, Н. А. Кубачев и др. ; под ред. В. И. Снопкова. – М. : Транспорт, 1991. – 359 с.

6. Цымбал Н. Н. Гибкие стратегии расхождения судов / Н. Н. Цымбал, И. А. Бурмака, Е. Е. Тюпиков. – Одесса : КП ОГТ, 2007. – 424 с.

7. Chee Kuang Tam Collision risk assessment for ships / Chee Kuang Tam and Richard Bucknall // Journal of Marine Science and Technology, Volume 15, Number 3, 2010. – P. 257-270.

8. Zhao J. Comments of ship domains / Z. Wu, F. Wang // Journal of Navigation, 46. – 1993.

Вагущенко О.Л. АЛГОРИТМ РОЗРАХУНКУ МЕЖІ БЕЗПЕЧНИХ ВІДСТАНЕЙ РОЗХОДЖЕННЯ ПО ДОМЕНУ «ПІВКОЛО-НАПІВЕЛІПС»

У статті представлений алгоритм визначення межі безпечних відстаней найкоротшого зближення двох суден залежно від геометрії їх зближення по домену небезпеки «півколо-напівелипс». Такі домени утворюються у суден-цілей. Для різних «цілей» використовуються неоднакові за розмірами домени, що дозволяє врахувати особливості цих суден, такі як розміри, швидкість зближення з судном оператора та ін.

Ключові слова: попередження зіткнень, домен небезпеки, відстань найкоротшого зближення.

Vagushchenko A.L. ALGORITHM OF CALCULATION OF BORDER OF SAFE PASSING DISTANCES ON A DOMAIN «SEMI-CIRCLE SEMI- ELLIPSE»

In the article the algorithm for determination of border of safe distances at closest point of approach of two vessels is represented. This border is determined on the domain of danger «semi-circle semi-ellipse» depending on geometry of vessels approchement. Such domains are built at targets. For different targets different on sizes domains are used. That allows to take into account the features of these targets, such as sizes, speed of approchement with the ship of operator and others.

Keywords: collisions avoidance, domain of danger, distance at closest point of approach.

УДК 656.61.052

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ГРАНИЦ БЕЗОПАСНЫХ ЗНАЧЕНИЙ РАССТОЯНИЯ И ВРЕМЕНИ КРАТЧАЙШЕГО СБЛИЖЕНИЯ

Вагущенко А.Л.
Одесская национальная морская академия

В статье анализируются особенности определения границ безопасности, используемых при оценке коллизионных ситуаций и выборе маневров для расхождения с судами. Характеризуется влияние погрешностей измерений РЛС и АИС на эти границы. Установлено, что пока наилучшими показателями границ безопасных значений расстояния и времени кратчайшего сближения являются экспертные оценки.
Ключевые слова: предупреждение столкновений, границы безопасности, кратчайшее сближение, экспертные оценки.

Введение. Несмотря на принимаемые меры, аварийность судов от столкновений остается на высоком уровне. Отсюда следует, что работы, направленные на повышение безопасности расхождения судов, являются актуальными и в настоящее время.

Актуальность исследования. Определение границ d^{s} и t^{s} безопасных значений расстояния (DCPA) и времени (TCPA) кратчайшего сближения является важным вопросом оценки коллизионных ситуаций. Этот вопрос обсуждается во многих работах, в частности в [1-4]. Особенностью границ d^{s} и t^{s} является зависимость от условий плавания. Из-за многочисленности объективных и субъективных факторов, влияющих на мореплавание, правилами МППСС-72 значения d^{s} и t^{s} конкретно не установлены. Обязанность их обоснованного выбора возложена на судоводителя. Он назначает эти значения, сообразуясь с условиями плавания, опираясь на рекомендации хорошей морской практики и свой опыт. Из-за субъективности такой оценки вероятность ошибок вахтенного помощника, особенно недостаточно опытного, в выборе d^{s} и t^{s} все еще существенна. Одним из путей понижения влияния субъективного фактора в этом случае является выработка системой предупреждения столкновений (СПС) рекомендаций о величине d^{s} и t^{s} для различных условий плавания.

Цель статьи. Анализ особенностей и возможных методов определения границ безопасности для оценки коллизионных ситуаций, и выбор из этих методов наиболее эффективного.

Основная часть. Значения d^{s} и t^{s} адекватные ситуации, образованной судами и границами судоходной акватории, называются рациональными. Ниже они обозначены d^{sr} и t^{sr}. Осветим возможные варианты получения в СПС таких границ. Так как методика поиска d^{sr} и t^{sr} одинакова, подробно характеризуется выбор первой границы.

В информации, полученной от РЛС и средств радиолокационной прокладки (СРП), место судна оператора представляют координаты места антенны РЛС, а положение «цели» отвечает центру ее радиолокационной отметки. В информации АИС положение судна оператора и «цели» совпадают с местом антенны спутниковой навигационной системы (СНС) на судах. Обычно в задачах судовождения траектории судов представляет перемещение их центров массы (ЦМ), что упрощает математическое описание маневров. Ниже считается, что в СПС по информации датчиков найдены координаты ЦМ судов. Будем считать, что d^{s} является границей безопасных значений DCPA между центрами массы судов. При назначении предела d^{s} рекомендуется учитывать:

- возможные непредвиденные неблагоприятные уклонения «цели» от своего курса;
- погрешности в определении DCPA;
- размеры судов.

Возможные непредвиденные уклонения «цели» от линии своего пути могут быть весьма значительными, т.к. ее маневр по информации РЛС/СРП обнаруживается через 2÷3 мин., а по данным АИС – через 0.5÷1.0 мин.

Задаваемый предел d^s можно рассматривать как сумму трех компонентов:

$$d^s = \delta^s + \Delta_L + \Delta_\varepsilon, \qquad (1)$$

где δ^s – граница безопасных значений дистанции расхождения ближайших оконечностей судов; Δ_L – поправка на размеры судна оператора и «цели»; Δ_ε – погрешность определения DCPA.

По информации РЛС/СРП найти с удовлетворительной точностью размеры «цели» не удается. В этом случае обычно поправку Δ_L принимают равной длине L собственного судна, когда она больше одного кабельтова, и один кабельтов, когда L меньше этой величины. Информация АИС позволяет расчетным методом находить Δ_L.

Среднюю квадратичную величину σ_d погрешности определения дистанции кратчайшего сближения, можно рассчитать по формуле:

$$\sigma_d = \sqrt{\sigma_m^2 + (\vec{s} \cdot \sigma_k)^2} \approx \vec{s} \cdot \sigma_k . \qquad (2)$$

В этом выражении:

σ_m – средняя квадратичная погрешность (СКП) определения положения «цели» относительно места судна оператора;

σ_k – СКП относительного курса «цели»;

$\vec{s}$ – расстояние по линии относительного движения (ЛОД) от «цели» до точки кратчайшего сближения с ней.

Средняя квадратичная погрешность места «цели» относительно положения судна оператора равна

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_0^2 + \sigma_J^2}, \qquad (3)$$

где σ_0, σ_J – соответственно СКП места судна оператора и «цели».

Значение σ_k при установившемся сглаживании засечек «целей» в СРП в среднем составляет $\pm 1{,}5 \div 2{,}5^o$ [6]. Из-за значительной величины погрешности σ_k при использовании данных РЛС/СРП даже в стесненных условиях d^s меньше 5 кб. не задают. В открытом море используют d^s из диапазона 15÷30 кб.

Дистанцию 5 кб назначают, когда условия плавания ограничивают маневры в такой степени, что на большем расстоянии разойтись затруднительно. Если же в стесненных водах такая возможность имеется, то обычно d^s устанавливают 10 кб. Больше 30 кб d^s обычно не задают. Этот верхний предел обозначим $\widehat{d}^s$.

При использовании АИС точность определения относительного курса значительно выше, чем по РЛС/СРП. В среднем она характеризуется СКП $\sigma_k \approx \pm 0{,}5 \div 1{,}0^o$. Кроме того, транспондер АИС передает данные о размере судна и месте расположения на нем антенны СНС, что позволяет рассчитать поправку Δ_L. В результате точнее определяется DCPA и можно применять, при необходимости, меньшие 5 кб. значения d^s.

Погрешность в определяемом относительном курсе «цели» зависит от многих факторов. Если проанализировать влияние на нее только относительной скорости u сближения судов, то можно установить, что при прочих равных условиях σ_k приближенно обратно пропорциональна u. Учитывая это в формуле (2), получим выражение для СКП DCPA в зависимости от TCPA

$$\sigma_d \approx \sqrt{\sigma_m^2 + (\vec{t} \cdot \psi)^2}\,, \qquad (3)$$

где $\vec{t}$ – время до кратчайшего сближения с «целью» ($\vec{t} = \vec{s} / u$); $\psi = \sigma / u$.

На рис. 1 представлены усредненные графики [7] для нахождения σ_d по данным GPS (DGPS) о положении, скорости и курсе собственного судна и «цели», когда данные о «цели» получены по линии АИС.

В открытом море можно использовать наивысший уровень безопасности, при котором потери ходового времени на маневрирование вполне приемлемы. В этом случае задают $d^{\underline{s}}$ близкое к $\breve{d}^{\underline{s}}$.

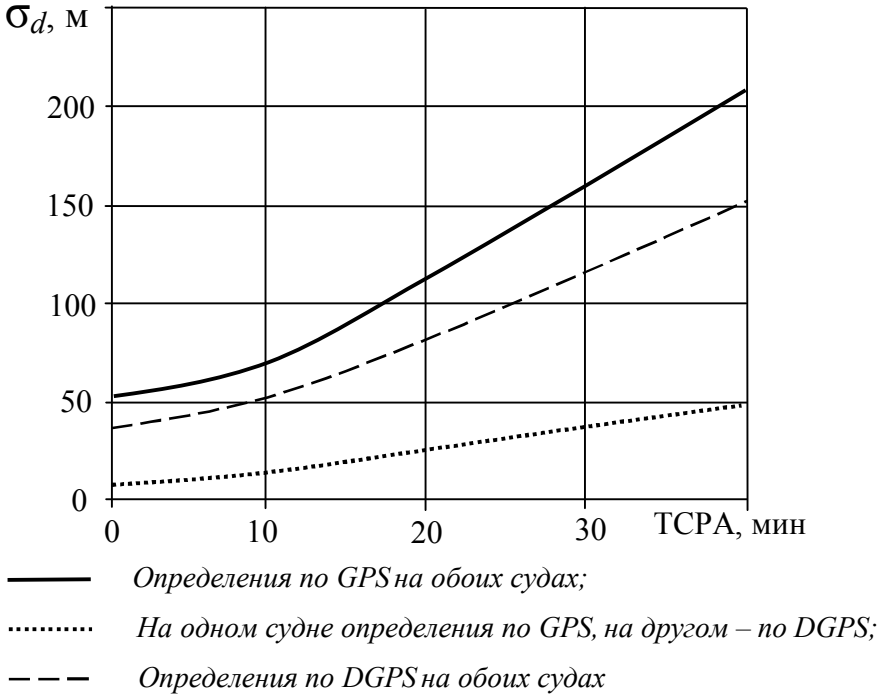


Рисунок 1 – Точность определения DCPA по данным АИС

В стесненных водах такая граница может оказаться больше ширины безопасной полосы движения, так что разойтись на такой дистанции будет невозможно. Уменьшение размеров акватории из-за наличия навигационных препятствий и судов заставляет снижать $d^{\underline{s}}$ вплоть до наименьшей допустимой нормы, чтобы снизить вероятность чрезмерного сближения с ними при выполнении маневра расхождения.

Минимальная допустимая норма $\breve{d}^{\underline{s}}$ параметра $d^{\underline{s}}$ находится по наименьшей безопасной дистанции $\breve{\delta}^{\underline{s}}$ между ближайшими оконечностями судов. Если, определяя $\breve{\delta}^{\underline{s}}$, исходить из расстояния, на котором возникает «присасывание» при обгоне «цели» на параллельном курсе, то можно считать

$$\breve{\delta}^{\underline{s}} = 3 \cdot B_M\,,$$

где B_M – ширина меньшего из расходящихся судов.

Соответствующая $\breve{\delta}^{\underline{s}}$ норма $\breve{d}^{\underline{s}}$ складывается из $\breve{\delta}^{\underline{s}}$ и поправок, учитывающих размеры судов и погрешность определения DCPA.

В стесненных водах не всегда может быть удовлетворено требование, учета при назначении $d^{\underline{s}}$ возможных неблагоприятных действий «цели». Более реальным здесь является условие минимизации риска столкновения в предположении нормального

выполнения судами своих функций. Наименьшему риску в этом случае соответствует расхождение судов на максимальной допустимой в сложившейся ситуации дистанции.

Находящаяся в диапазоне $[\breve{d}^{s}, \hat{d}^{s}]$ наибольшая дистанция, на которой возможно расхождение в конкретных условиях плавания, называется рациональной границей безопасности и обозначается d^{sr}. На основе опыта мореплавания установлено, что при $d^{s} = \hat{d}^{s}$ у судна оператора достаточно свободного пространства для предупреждения столкновения даже при непредвиденных действиях «цели». При d^{s} из диапазона $[\breve{d}^{s}, \hat{d}^{s}]$ такого пространства может и не быть, но при нормальном функционировании судов удается обеспечивать безопасность движения. И только на расстоянии $d^{s} < \breve{d}^{s}$ расхождение недопустимо из-за очень большой вероятности столкновения.

При выработке рекомендации о d^{sr} и t^{sr} должна учитываться зависимость этих границ от многих факторов, в частности:

- географического положения (стесненности района плавания);
- размеров судов;
- маневренных характеристик судна оператора;
- интенсивности движения судов;
- состояния видимости.

Значения d^{sr} и t^{sr} можно, например, рассчитывать по значениям параметров, характеризующие названные выше факторы. Из-за многочисленности таких параметров и неоднозначности их влияния на искомые величины пока не удалось найти математические процедуры, позволяющие получать адекватные условиям плавания значения d^{sr}, t^{sr} расчетным методом.

Другой путь определения в СПС значений d^{sr} и t^{sr} базируется на использовании опыта мореплавателей. Судоводители выработали вполне определенные количественные значения d^{sr} и t^{sr} для различных районов плавания. Логично предположить, что эти оценки отражают целесообразный критерий безопасности. Поэтому на основе представительного опроса можно получить для судов различных размеров и для основных районов плавания обобщенные оценки d^{s}, t^{s} и их распределение. Наиболее часто используемые для определенных размеров судов в рассматриваемой акватории значение d^{s}, t^{s} могут быть приняты в качестве рациональных. При таком подходе косвенно учитывается присущая районам интенсивность движения судов. При нахождении d^{sr}, t^{sr} можно не опрашивать многих судоводителей, а опираться на мнение только самых опытных из них (экспертов). Прибегнув к их консультациям, также можно выполнить поставленную задачу.

Кроме границы безопасности t^{s}, отмечающей момент возникновения коллизионной ситуации, желательно в СПС находить и границы t^{t}, t^{u} заблаговременных и срочных маневров. Необходимость использования t^{u} возникает чрезвычайно редко, так как все предпринимаемые международными и другими морскими организациями меры направлены на то, чтобы чрезвычайных ситуаций расхождения вообще не было. Нижняя граница t^{t} заблаговременных действий четко или нечетко должна устанавливаться при каждом расхождении. Ее можно принять равной половине t^{s}.

Выводы. Безопасность процесса расхождения напрямую определяется минимальной дистанцией $\vec{\delta}$ между ближайшими оконечностями судов. Соответствующая d^{s} величина δ^{s} может считаться показателем уровня безопасности. Повышение этого уровня в среднем сопровождается ростом времени маневра расхождения и необходимого для него размера акватории.

Наилучшими значениями границ безопасности пока являются оценки экспертов, соответствующие конкретным районам плавания, размерам судов и состоянию

видимости. Для получения таких оценок проводятся консультации с опытными капитанами.

Из-за трудности учета всех факторов, влияющих на процесс расхождения в разных условиях плавания, вырабатываемые СПС в соответствии с той или иной методикой значения d^{sr} и t^{sr} должны считаться рекомендуемыми. Судоводитель в любом случае обязан производить анализ обстановки и на его основе может принять или отвергнуть рекомендуемые СПС значения.

Получение сводной таблицы экспертных оценок границ безопасных расстояний и времени кратчайшего сближения, соответствующих конкретным районам плавания, размерам судов и состоянию видимости, является целью нашей дальнейшей работы. В перспективе эти оценки могут быть использованы в системах поддержки принятия решений по расхождению с судами.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Боул А. Г. Пособие по использованию средств автоматической радиолокационной прокладки. Пер. с англ. / А. Г. Боул, К. Д. Джоунс – Л. : Судостроение, 1986. – 128 с.

2. Мальцев А. С. Маневрирование судов при расхождении / А. С. Мальцев – Одесса : Морской тренажерный центр, 2002. – 208 с.

3. Таратынов В. П. Расчет момента «критического положения» судов и понятие «района непосредственной близости» / В. П. Таратынов // Судовождение. – 1975. – № 16. – С. 68-75.

4. Управление судном : Учебник для вузов / С. И. Демин, Е. И. Жуков, Н. А. Кубачев и др. ; под ред. В. И. Снопкова. – М. : Транспорт, 1991. – 359 с.

5. Zhao J. The calculating model of critical CPA in uncoordinated action / J. Zhao // The Journal of Dalian Maritime University, vol. 14, no. 3. – 1988. – P. 42-47.

6. Жерлаков А. В. Радиолокационные системы предупреждения столкновений судов / А. В. Жерлаков, Н. С. Зимин, О. В. Кононов. – Л. : Судостроение, 1984. – 200 с.

7. Кургузов С. С. Определение реальной дистанции расхождения судов по информации АИС / С. С. Кургузов, М. П. Хаджинов // Эксплуатация морского транспорта : Сб. науч. трудов ГМА – СПб. : ГМА им. адм. С.О. Макарова, 2009. – С. 31-33.

Вагущенко О.Л. ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ МЕЖ БЕЗПЕЧНИХ ЗНАЧЕНЬ ВІДСТАНІ І ЧАСУ НАЙКОРОТШОГО ЗБЛИЖЕННЯ

У статті аналізуються особливості визначення меж безпеки, використовуваних при оцінці колізійних ситуацій і виборі маневрів для розходження з суднами. Характеризується вплив погрішностей вимірювань РЛС і АІС на ці межі. Встановлено, що поки найкращими показниками меж безпечних значень відстані і часу найкоротшого зближення є експертні оцінки.

Ключові слова: попередження зіткнень, межі безпеки, найкоротше зближення, експертні оцінки.

Vagushchenko A.L. FEATURES OF CHOICE OF SAFE LIMITS OF DISTANCE AND TIME OF CLOSEST POINT OF APPROACH

The features of determination of safety scopes, used for collision situations assessment and choice of manoeuvres for passing ships, are analyzed in the paper. Influence on these scopes of the radar and AIS errors is characterized. It is set that expert estimations are the best for limits of safe values of distance and time of closest point of approach.

Keywords: collision avoidance, scopes of safety, shortest approchement, expert estimations.

УДК 004.6+659

ИНФОРМАЦИОННЫЕ РИСКИ СУДОВОЖДЕНИЯ

Вильский Г.Б.
Николаевский политехнический институт

В статье приведены результаты исследования рисков информационной безопасности судна. Рассмотрены методы моделирования и выполнена идентификация рисков. Предложена концептуальная модель идентификации рисков, в которой учитывается динамика потоков навигационных данных. Приведена матрица уровней рисков движения судна. Результаты работы рекомендованы для подготовки плана перехода судна в районах высокой аварийности.
Ключевые слова: навигационное поле, судовождение, информационная безопасность, риск, ущерб, идентификация, моделирование, диаграмма,

Постановка проблемы, актуальность, связь с государственными программами. В безопасности судовождения огромное значение имеет обеспечение судна данными о навигационной обстановке на маршруте водного пути. Известно много примеров, когда потоки морских сообщений и сведений представлялись на судно не адекватными реальным условиям плавания, что приводило к появлению факторов и рисков опасности движения. Как правило, в таких ситуациях происходили аварийные случаи и кораблекрушения. Актуальность проблемы связывается с совершенствованием характеристик потоков морских сообщений и сведений и их влиянием на риски безопасному движению судна. Её решение, на первых этапах, зависит от точности идентификации рисков и потоков данных в навигационном поле судна.

Важность и целесообразность решения проблемы морской безопасности такого рода отмечается 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 1.2.5.9. «Разработка теоретических основ и прикладных методов создания компьютерных информационно-аналитических систем».

Анализ последних публикаций и постановка задачи исследования. Вопросы целостности информационного обеспечения мостика судна, в последние годы, стали предметом обсуждения морских специалистов. О недостатках в достоверности, точности и своевременности передаваемых сообщений и сведений на движущиеся суда говорится в работе [1]. Представляя морские данные, как недостаточные и ведущие к аварийным ситуациям, предложений по оценке и идентификации рисков судовождения не предлагается. В работе [2] рассматриваются факторы внешних опасностей при маневрировании и расхождении судов, проявление которых приводит к столкновениям. При этом авторы не дают оценки последствиям текущей информации на маршруте, что не может гарантировать безопасность управления судном. Методологические особенности определения рисков и их приемлемых уровней для декларирования безопасности судовождения рассматриваются в работах [3, 4]. Приведенные материалы научных исследований не содержат результатов отождествления рисков и характеристик данных с параметрами, исключающими аварийные ситуации, а это сдерживает создание новой методологии прогнозирования угроз и оценки рисков на водных путях. Задача установления информационных рисков судовождения актуальна для мореплавания и требует ускоренного решения.

Формулирование целей статьи. Целью статьи является установление рисков информационной безопасности судна и их идентификация при разработке планов переходов судна в районах с высокой аварийностью.

Изложение материалов исследования. В судоходстве и его главных компонентах, таких как судовождение, управление судном, управление и регулирование движением судов, при выполнении морских операций, наряду с навигационной, мореходной и

эксплуатационной безопасностью, весомая значимость принадлежит информационной безопасности движения судна. Ей принадлежит некоторый сегмент в общей безопасности судна, существенно влияющий и определяющий жизнедеятельность экипажа. Потоки морских сообщений и сведений, которые наполняют информационное пространство судовождения и без которых невозможно безопасное движение, как в открытом море, так и в стеснённых условиях плавания, сопровождают судно и не всегда способствуют принятию верных решений его по управлению. Существующие примеры [5] информационного обеспечения судна реально не отражают существующую навигационную обстановку, экспозицию и события на маршруте. Как правило, такие ситуации обостряют напряжённость в работе вахтенной службы мостика судна, приводят к потере ориентации в управлении, неверно отданным командам, в результате чего возникают угрозы и риски аварийных происшествий. Перечисленные аргументы лежат в основе морских факторов опасностей, влияют на информационную безопасность судна и успешное выполнение коммерческого задания.

Оценка опасностей водного пути выполняется теоретическим моделированием информационной безопасности судовождения. При этом расчёты и моделирование проводят на основе тождественности морских факторов угроз и рисков с известными общепринятыми признаками, совпадающими с теорией информации. В основе методов моделирования идентификации лежит идея эксперимента с «черным ящиком», предложенная Нобертом Винером и её развитие в виде теоремы Росса Эшби о необходимости разнообразия. Теоремой Эшби утверждается, что у системы тем больше возможностей в выборе поведения, чем сильнее степень согласованности поведения ее частей (т.е. в чем большей степени ее можно назвать системой). Отсутствие или недостаточность разнообразия могут свидетельствовать о нарушении целостности подсистем и системы в целом.

Идентификацию рисков, в силу их разнообразия, устанавливают различными методами, например, статистическим, аналитическим, экспертным, методами аналогий и другими. Метод статистической идентификации применяют для выявления факта существования риска при известном значительном объеме информации, отражающей частоту негативных событий, уровне понесенных прямых и косвенных ущербов, реальном показателе и нормативной силе воздействия.

Статистический метод базируют на корреляционном анализе с использованием коэффициентов корреляции, точность которых зависит от истинности соответствия факторов, угроз и рисков опасностей на море. К прямым статистическим методам идентификации рисков относятся методы проверки гипотез. Самое широкое применение они находят при решении задач идентификации рисков аварийных случаев и катастроф с судами при выполнении морских операций.

Методы аналитической идентификации обычно используются в тех ситуациях, когда существует возможность установить факт существования риска, анализируя причинно-следственные связи проявления неблагоприятного события, ухудшающего экологию моря и причиняющего ущерб судну и грузу. Идентификация рисков информационной безопасности движения судна сопровождается обилием сложных случайных факторов и недостаточностью изученности. Предлагается проводить её вычислительными методами с помощью аппаратно-программных средств по специально разработанному алгоритму идентификации. На рис. 1. показана принципиальная схема идентификации рисков вычислительными методами применительно к информационной безопасности судна.

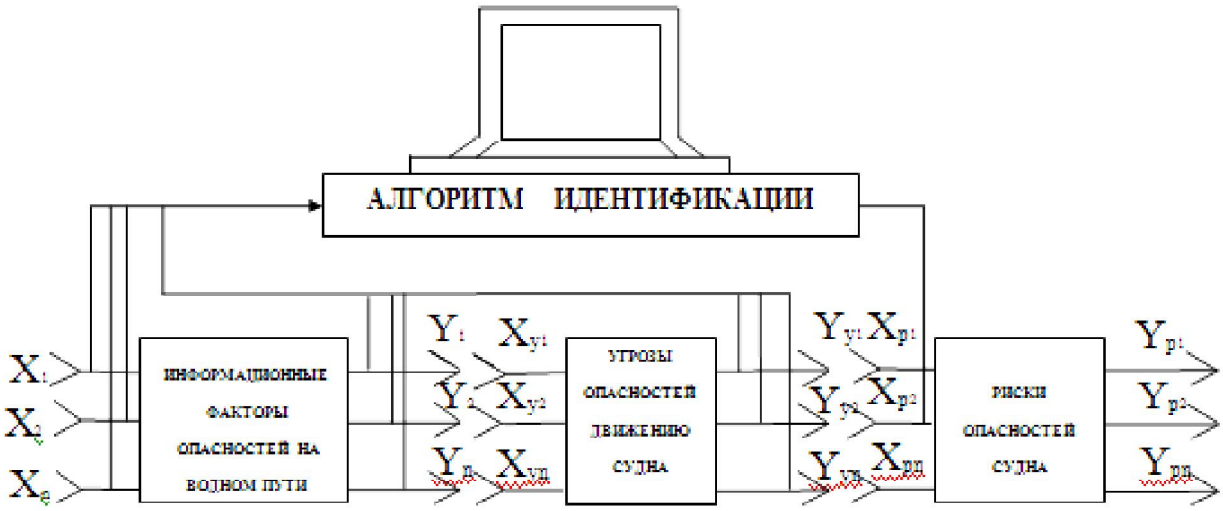


Рисунок 1 – Принципиальная схема идентификации рисков вычислительным методом

В моделирующей системе идентификации результаты наблюдений потоков морских сообщений и сведений представлены в виде параметров на входах x1, x2, …, xn. По этим параметрам формируется блок информационных факторов опасностей водного пути. Выходные параметры y1, y2, …, yn этого блока являются входными сигналами xy1, xy2, … xyn блока угроз опасностей движению судна, а его выходные параметры yy1, yy2, …, yyn служат входными сигналами xp1, xp2, …, xpn блока рисков опасности судна. Результаты компьютерного вычисления по специальному алгоритму идентификации, отображаются на периферийном устройстве в виде диаграммы шкалирования рисков yp1, yp2, …, ypn опасностей движению судна.

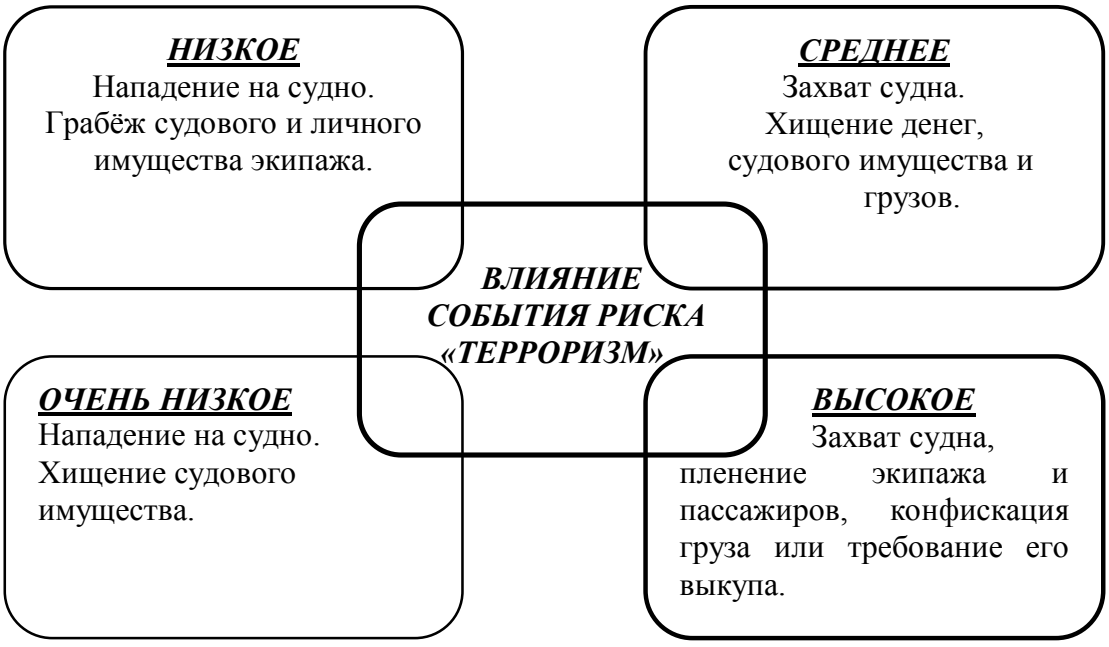


Рисунок 2 – Диаграмма влияния события риска «Терроризм»

Идентификация опасностей выполняется методом диаграмм влияния, когда потоки данных позволяют увидеть зарождение угроз и развитие аварийных событий. Диаграммы представляются в виде графов, деревьев событий, функциональных сетей и карт. Наиболее наглядную идентификацию рисков дают диаграммы типа деревья событий. При отсутствии статистики аварий, используется экспертный метод идентификации. В

классическом представлении под риском понимается возможность того, что произойдет определенное неблагоприятное событие, имеющее свою цену (размер ожидаемого ущерба) и вероятность наступления.

В данной работе за риски информационной безопасности движения судна приняты последствия от нарушения формирования и передачи на судно данных, приведших к бедственному состоянию экипажа, судна или груза. Основными рисками информационной безопасности движения судна являются:

«Посадка на мель»; «Столкновение»; «Ледовый»; «Техногенный»; риск «Терроризм». Каждое из происшедших рисковых событий отражается на состоянии судна, приносит определённой величины ущерб. Полученные экспертным методом идентификации возможные уровни ущерба экипажу, судну и грузу, при состоявшемся риске *«Терроризм»,* приведены на диаграмме рис. 2.

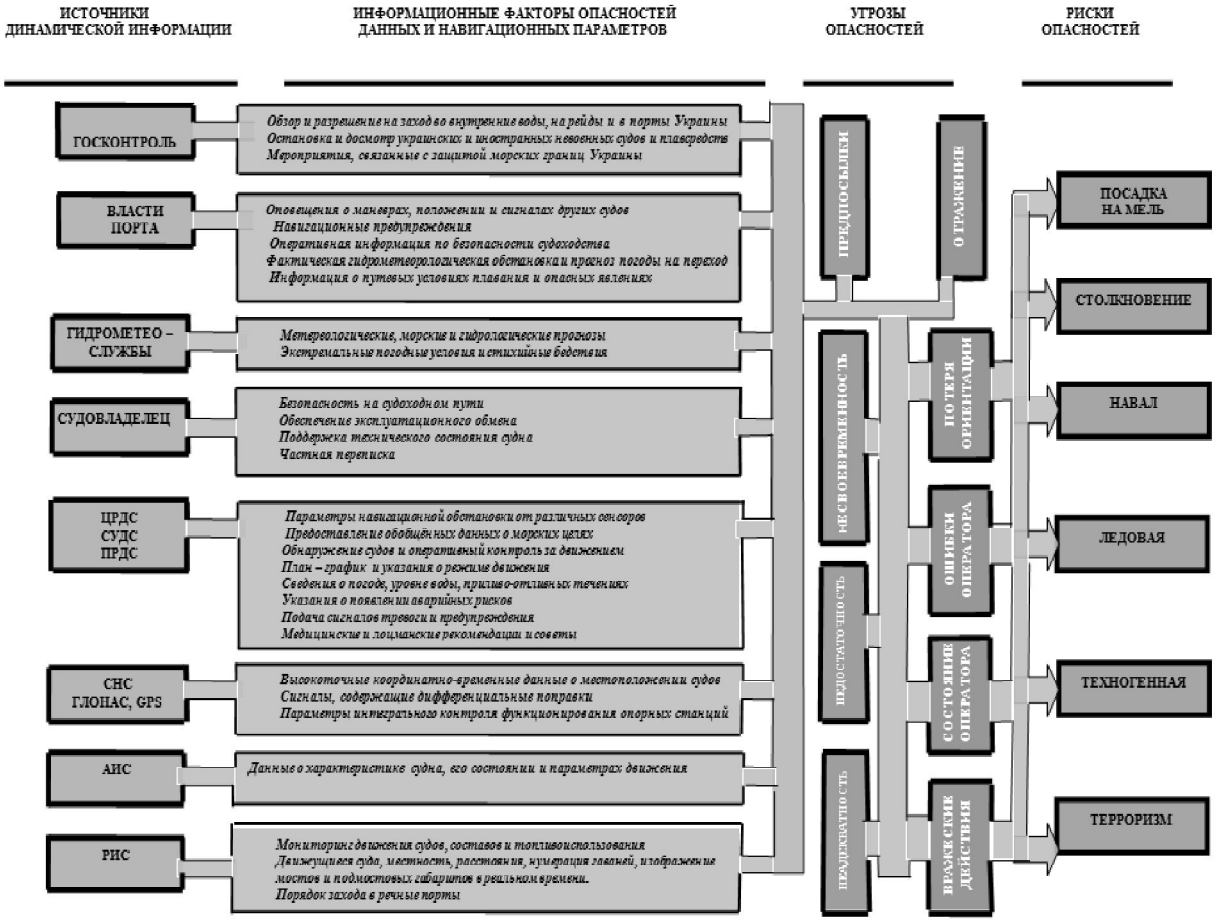


Рисунок 3 – Идентификация рисков информационной безопасности движения судна

Концептуальным и дескриптивным моделированием, используя метод диаграмм типа деревьев событий, построена идентификационная модель рисков информационной безопасности движении судна (рис. 3). Она гармонично соединяет источники передачи динамической информации, содержание факторов опасностей и характеристик навигационных данных и параметров с проявленными угрозами опасностей на водном пути и принятыми рисками. К источникам динамических данных отнесены службы государственногоконтроля, власти порта прихода и отхода, системы и средства управления и регулирования движением судов, судовладельцы и гидрометеорологические станции, а также спутниковые, речные и автоматические информационные системы.Из выявленных пяти категорий потоков морских данных, сведений и сообщений в модели описан контент параметров, создающий информационные факторы опасностей судовождения. Угрозы факторов состоят из предпосылок (неадекватность,

недостаточность, несвоевременность) и отражения в виде (потери ориентации обстановки на мостике судна, состояния и ошибок оператора, вражеских действий), приводящих к наступлению неблагоприятных рисковых событий, таких как посадка на мель, столкновение, навал, ледовая, техногенная и терроризм. К источникам динамической информации отнесены службы государственного контроля, власти порта прихода и отхода, системы и средства управления и регулирования движением судов, судовладельцы и гидрометеорологические станции, а также спутниковые, речные и автоматические информационные системы.

На основе показателей вероятности событий риска и ущерба производится описание уровней информационных рисков. Информационная безопасность движения судна наглядно представляется матрицей уровней рисков (табл. 1).

Таблица 1 – Матрица уровней рисков информационной безопасности движения судна

Вероятность наступления события риска / ***Риск***	***Очень низкая***	***Низкая***	***Средняя***	***Высокая***
Посадка на мель	Небольшой риск	Небольшой риск	Средний	Большой риск
Столкновение	Небольшой риск	Средний	Средний	Большой риск
Ледовая	Небольшой риск	Средний	Большой риск	Большой риск
Техногенная	Средний	Средний	Большой риск	Очень большой риск
Терроризм	Очень большой риск	Критический риск	Критический риск	Критический риск

Как следует из матрицы, при очень низкой вероятности события риска *«Посадка на мель»* имеет место небольшой риск, а в случае высокой вероятности, большой риск. Событие *«Терроризм»*, даже при очень низкой вероятности наступления события, характеризуется очень большим риском, переходящим в критический. Приведенные результаты работы входят в создаваемую методологию исследования информационной безопасности судна.

Выводы и предложения. 1. В результате проведенного исследования установлены риски информационной безопасности судна: посадка на мель; столкновение; ледовая; техногенная и терроризм, вероятность проявления которых наибольшая. Предложены методы моделирования и идентификации рисков. 2. Построенная диаграмма идентификации рисков рекомендуется для моделирования информационной безопасности морских операций, с учётом динамической информации на водном пути. 3. Матрица уровней рисков информационной безопасности движению судна комплексно представляет дифференциацию угроз и степень вероятности наступления событий и выступает в качестве инструмента в разработке планов переходов судна в районах высокой аварийности. 4. Материалы статьи входят в создаваемую методологию научного исследования информационной безопасности судна и служат подтверждением прикладного использования положений теории информации в практике морского судовождения.

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 : Феникс, 2007. – 456 с.

2. Мальцев А. С. Информационная безопасность судна / А. С. Мальцев, Г. Б. Вильский, Н. Т. Шон // Состояние и совершенствование безопасности информационно-телекоммуникационных систем : Сборник научных трудов. Специальный выпуск. – Николаев : НПИ, 2009. – С. 24-26.

3. Вильский Г. Б. Информационная безопасность судоходства / Г. Б. Вильский // Материалы III международной научно-практической конференции «Информационная и экономическая безопасность (INFECO – 2010)» (Харьков, 27-29 апреля 2010 г.) – Системы обработки информации // Сборник научных трудов. Выпуск 3(84). – Харьков : ХУВС им. И. Кожедуба, 2010. – С. 104-105.

4. Методика определения рисков и их приемлемых уровней для декларирования безопасности объектов повышенной опасности. – К. : Основа, 2003. – 192 с.

5. Вильский Г. Б. Исследование информационной безопасности водных путей / Г. Б. Вильский // Судовождение : Сб. научн. трудов / ОНМА, Вып.18. – Одесса : «ИздатИнформ», 2010 – С. 38-47.

Вільський Г.Б. ІНФОРМАЦІЙНІ РИЗИКИ СУДНОВОДІННЯ

В статті наведено результати дослідження ризиків інформаційної безпеки судна. Розглянуто методи моделювання і виконання ідентифікації ризиків. Запропоновано концептуальну модель ідентифікації ризиків, в якої враховується динаміка потоків навігаційних даних. Наведено матрицю рівней ризиків руху судна. Результати роботи рекомендовано для підготовки плану переходу судна в районах высокої аварійності.

Ключові слова: навігаційне поле, судноводіння, інформаційна безпека, ризик, втрата, ідентифікація, моделювання, діаграма.

Vilsky G.B. THE INFORMATION RISK OF NAVIGATION

The article deals with the results of studying of the risks of information safety of a vessel. The methods of a design are considered. The identification of risks is done. The conception model of the identification of risks with the navigation data is proposed. The matrix of levels of risks of navigation of a vessel is given. The results of the work are recommended for a preparation of a plan of navigation of a vessel in unsafe areas.

Keywords: a navigation field, a navigation, fn information safety, a risk, a loss, an identification, a design, a diagram.

УДК 656.61.052

ВЫБОР КОРРЕКТИРУЮЩИХ ДЕЙСТВИЙ ПРИ АВАРИЙНОМ УПРАВЛЕНИИ СУДНОМ

Голиков В.В., Мамонтов В.В.
Одесская национальная морская академия

В статье рассмотрены процессы маневрирования, модели и алгоритмы управления командой мостика при отказе средств управления движением. Разделены силы действующие на судно и внешние факторы влияющие на процесс маневрирования при обычном и аварийном управлении судна в результате чего предложен способ выбора количества буксиров по максимальной силе упора винта судна.
Ключевые слова: судно, моменты, алгоритм, буксир.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами. Для обеспечения безопасного плавания решающее значение имеет техническое состояние судна и квалификация обслуживающего его системы персонала, а также степень подготовки штурманского состава к взаимодействию при организации управления движением судна в обычных, стесненных условиях и при аварийных ситуациях. При работе в обычных условиях судоводитель действует на уровне устойчивого навыка. В стесненных условиях увеличивается число и состав элементарных операций, а в экстремальных условиях необходимо использование мыслительных операций для поиска решения, что приводит к затормаживанию процесса управления.

Скоротечность процесса управления и недостаток времени для получения корректной информации о процессе движения требует предварительной подготовки к действию команды мостика в экстремальных условиях при отказе средств движения и маневрирования.

По этой причине разработка содержательных моделей процесса управления и алгоритма работы команды мостика при аварийных происшествиях является весьма актуальной.

Анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и выделение нерешенных ранее частей общей проблемы. В работе [1] отмечается, что формирование начального и устойчивого навыка по управлению маневрированием судна производилось методом проб и ошибок. Однако более предпочтительным является метод формирования навыка через знание алгоритма интеллектуальных действий судоводителя.

Даже сформированный устойчивый навык в выполнении элементов судоводительской работы со временем снижается, если он не используется регулярно. По этой причине его необходимо восстанавливать. Одной из возможных форм поддержания навыков на требуемом уровне является периодическое повторное обучение и тренажерная подготовка.

В работе [2] рассмотрены системы обеспечения движения и управления, а также построение автоматических систем управления курсом, скоростью и его положением. Рассмотрены основные задачи электронных систем и методы информационной поддержки, принимаемых решений по управлению движением.

В работе [3] рассмотрены вопросы обеспечения навигационной безопасности при управлении движением судов, включая при лоцманской проводке. Впервые рассмотрена методика планирования траектории инверсным способом при постановке на якорь и швартовных операциях. Приведены способы планирования криволинейных траекторий по данным о характеристиках поворотливости. Вопросы организации работы команды мостика при аварийных ситуациях в работе не рассматриваются.

В работе [4] приведены комплексные психофизиологические исследования среди курсантов старших курсов судоводительской специальности и судоводителей при

переподготовке на радиолокационном тренажере. Цель исследования – изучение информационности отдельных показателей и определение возможности их использования для оценки уровня формирования производственного динамического стереотипа в овладении навыка управления процессом маневрирования.

Они включали: анализ сенсомоторных реакций, выполнение тестов на внимание, оперативную память, мышление, силу и подвижность нервных процессов.

В работе [5] приведена методика использования буксиров при маневрировании. Детально рассмотрены способы расчета аэродинамических сил в продольном и поперечном направлениях. Приведена методика выбора количества буксиров по длине судна и его водоизмещению. Однако она не учитывает мощности судовой силовой установки, размеров акватории для маневрирования и действия внешних факторов.

В работе [6] рассмотрены вопросы влияния функционального состояния и психофизиологических характеристик оператора, на его способность работать в команде мостика, при влиянии судовой среды и внешних воздействий. Отмечается, что работа в аварийных ситуациях требует от капитана выполнение одновременно операторских функций по управлению судном и оперативных – по управлению людьми при жестком дефиците времени, который сохраняется на протяжении всего течения аварийного состояния.

Однако в приведенных работах не рассматривается перечень всех возможных аварийных состояний и не приводится методика формирования устойчивого навыка работы команды мостика в таких условиях.

Формулирование целей статьи. Целью настоящей статьи является разработка формализованных моделей и алгоритмов управления командой мостика при отказе средств управления движением судна.

Изложение материала исследования с обоснованием полученных научных результатов. Попытка уменьшить влияние человека на процесс управления за счет автоматизации выполнения отдельных функций не исключает его из сферы управления, а приводит к еще более тесной связи с устройствами и системами. Решающее влияние на его функции в процессе управления оказало отделение человека – оператора (ЧО) от объектов управления и он стал взаимодействовать с информационными моделями. Это привело к тому, что ЧО стал управлять по показаниям приборов и индикаторов, что увеличило требования к его психофизиологическим функциям.

В процессе взаимодействия ЧО с элементами человеко – машинных систем в качестве инженерно – психологических его характеристик рассматривают анализаторы, память и мышление, скорость выполнения интеллектуальных действий и антропометрические данные.

Специфика процесса управления движением судна определяет в качестве основных зрительные (рецептор – глаз) и слуховые (рецептор – ухо) анализаторы. При этом около 90% занимает зрительная информация, на втором месте стоит использование слуховых сигналов и речи, а остальные анализаторы занимают незначительную долю [7].

С точки зрения деятельности оператора ошибки возникают в процессе получения зрительной информации, из-за необходимости ее обработки. Этот этап сбоев в управлении характеризуется потерей ориентировки. Для их устранения необходимо обрабатывать информацию и представлять ее оператору в виде процедурных рекомендаций, которые однозначно им воспринимаются.

Если произошло изменение в составе средств управления, то оператору требуется осуществлять обработку поступающей декларативной информации по контролю над параметрами процесса управления для корректировки плановой траектории. Задержки в интеллектуальной деятельности оператора влияют на скорость и надежность принятия решения и контроля над его реализацией. Антропометрические характеристики оператора определяют условия функционирования его физиологических систем, и выявить их по результатам анализа не удается из-за отсутствия соответствующих сведений.

Безопасность маневрирования при отказе средств управления обычно не обеспечивалась из-за отсутствия необходимых сведений о маневренных характеристиках судна, как объекта управления и соответствующих данных о текущем состоянии его технических устройств, которые необходимы для контроля над процессом движения и поддержки принятого решения при маневрировании.

Анализ [3] аварийных происшествий позволил произвести ранжирование ошибок оператора по его психофизиологических характеристикам: в 47% случаев причиной были ошибки анализаторов; в 21% – из-за сбоев при хранении и обработке информации; в 18% – из-за сбоев при принятии решения и в 14% – моторные ошибки, обусловленные работоспособностью оператора.

Подготовку к маневрированию и его выполнение будем рассматривать состоящим из трех этапов: планирование траекторных точек; управление процессом движения в соответствии с предварительным планом; корректировка первоначального плана по выбору используемых устройств при отказе средств управления или изменении внешних условий в процессе перемещения.

Анализ процесса управления движением при маневрировании будем производить операционно-структурным описанием, представленным в виде алгоритмов. При этом под алгоритмом будем понимать предписание о выполнении процессов управления в строго определенной последовательности элементарных операций. Для этого процесс управления раскладывается на качественно различные элементарные операции, и определяются логические связи между ними для определения порядка их следования. Критерием элементарности является способность оператора выполнять безошибочно такую операцию на основании информации в виде знания.

Алгоритм организации процесса маневрирования будет зависеть от наличия устройств обеспечения управляющих сил на корпус судна. Для обеспечения максимально возможной согласованности факторов движения и имеющихся сил для заданного алгоритма управления, рассмотрим полный перечень устройств, которые их формируют.

При этом будем рассматривать следующие характерные точки судна: центр управления (ЦУ) – точка на мостике судна, где находится судоводитель, который оценивает его положение относительно знаков навигационной обстановки; полюс поворота (ПП) – точка на линии диаметральной плоскости в пределах судна или за его пределами, вокруг которой происходит вращение корпуса; центр тяжести (ЦТ) это точка на линии ДП в которой приложена равнодействующая сил тяжести. При рассмотрении вопросов управления обычным судном его условно принимают расположенным на мидель шпангоуте.

Все силы, действующие на судно, принято разделять на три группы: движущие, внешние и реактивные.

К движущим относят силы, создаваемые средствами управления судна и внешними для придания судну линейного и углового движения. К таким силам относятся: упор гребного винта; боковая сила руля; создаваемые средствами активного управления (САУ); от буксиров; от якорного устройства.

К внешним относятся силы давления ветра, волнения моря, течения. Эти силы в большинстве случаев создают помехи при маневрировании.

К реактивным относятся силы и моменты, возникающие в результате движения судна. Реактивные силы зависят от линейных и угловых скоростей судна. По своей природе реактивные силы и моменты разделяют на инерционные и неинерционные. Инерционные силы и моменты обусловлены инертностью судна и присоединенных масс жидкости. Эти силы возникают только при наличии ускорений – линейного, углового, центростремительного. Инерционная сила всегда направлена в сторону, противоположную ускорению. При равномерном прямолинейном движении судна инерционные силы не возникают.

Неинерционные силы и их моменты обусловлены вязкостью забортной воды,

следовательно, являются гидродинамическими силами и моментами.

Источниками управляющих сил (внутренних судовых и внешних) являются: сила упора винта P_e; сила на руле $R_{\text{р}}$; сила от якорного устройства $P_{\text{я}}$; сила от буксирного устройства $P_{\text{Б}}$; сила от швартовного устройства $P_{\text{шв}}$; сила от подруливающего устройства $P_{\text{под}}$. Если винтов два, то результирующая сила упора винтов будет равна $P_e = P_{e1} + P_{e2}$. При двухрулевом управлении результирующая сила на руле равна $R_{\text{р}} = R_{\text{р}1} + R_{\text{р}2}$.

Поскольку в течение всего времени движения судно перемещается с изменяющимися параметрами (курс, скорость, положение в пространстве), будем полагать, что маневрирование происходит на всем переходе, однако оно носит различный характер, в зависимости от его позиции по отношению к пункту отхода и прихода, а также характера навигационных условий. Особенно это влияние проявляется при плавании в стесненных условиях и при заходе в порт / выходе из порта.

Для составления алгоритма замены управляющих воздействий при отказе устройств, обеспечивающих маневрирование, произведем классификацию сил, которые используются судоводителем при организации движения судна, которая приведена в табл. 1, и произведем краткую их характеристику.

Таблица 1 – Классификация сил, действующих на судно

№ п/п	***Группа***	***Источник возникновения силы***	***Направление действия***
1.	Движущие	От винта	Продольные, вперед/назад
2.		От руля	Поперечные, вправо/влево
3.		От подруливающего устройства	Поперечные, вправо/влево
4.		От якорного устройства	Продольные
5.		От буксиров	Круговые
6.		От швартовных концов	Круговые
7.	Внешние	От действия ветра	Круговые
8.		От действия течения	Круговые
9.		От действия волнения	Круговые
10.	Реактивные	Инерционные	Продольные, вперед/назад
11.		Гидродинамические	Круговые

На основании системного подхода, можно дать следующее определение аварийного происшествия – «Аварийное происшествие это такое состояние системы, при котором управляющего воздействия недостаточно для приведения системы в заданное состояние».

При дальнейшем анализе причин происшествия необходимо установить, в каком элементе системы произошел сбой в ее работе, и какой фактор является определяющим и какое устройство надо использовать для компенсации потерянной силы для управления.

Последовательно проверяя все устройства, входящие в систему, можно конкретно указать какой из элементов или их сумма может компенсировать вышедший со строя. Для этого необходимо составить энергетический баланс сил, которые имеется в распоряжении судоводителя полностью, дать краткую характеристику каждого устройства и определить методику выбора недостающего управляющего воздействия для корректировки движения, а если это невозможно, то остановить движение для привлечения дополнительных средств.

Для составления энергетического баланса рассмотрим краткую характеристику приведенных сил.

Сила упора винта P_e является основной активной движущей силой судна. Определение максимальной силы упора винта можно произвести по методике, изложенной в работе [3].

Сила упора изолированного винта на швартовах определяется по формуле

$$P_{щ‰} = K_p \cdot \rho \cdot \left(\frac{n}{60}\right) \cdot D_B^4, \quad (1)$$

где ρ – массовая плотность воды (1020 кг/м^3.); n – частота вращения винта, об/с; D_B – диаметр винта, м; K_p – коэффициент упора винта на швартовых, находим по формуле:

$$K_p = \sqrt[3]{\theta \cdot z} \cdot \left(0{,}225 \sin^2 \frac{H}{D_B} + 0{,}098 \sin \frac{H}{D_B}\right), \quad (2)$$

где θ – дисковое отношение винта; z – число лопастей; H/D_B – шаговое отношение винта, рад.

Площадь диска винта равна:

$$A_d = \frac{\pi \cdot D_B^2}{4}. \quad (3)$$

Для учета влияния корпуса вводят коэффициент усиления упора винта, $C_{уу}$, зависящий от площади погруженной части мидель-шпангоута $\underline{S}_\otimes$:

$$S_\otimes = B \cdot T \cdot \beta_\otimes, \quad (4)$$

где $\beta_\otimes$ – коэффициент полноты мидель-шпангоута.

Тогда мы находим коэффициент усиления упора винта:

$$C_{уу} = 0{,}508 + 0{,}106 \frac{S_\otimes}{A_d}. \quad (5)$$

Окончательно расчетная максимальная сила упора на заднем ходу равна:

$$P_{\max}^{рас} = P_{шв} \cdot C_{уу}. \quad (6)$$

Второй по иерархии является сила от буксирного устройства $P_б$. Основной характеристикой буксировщика является тяга на гаке. При этом если используются два буксира, то тяга носового буксира должна соответствовать условию:

$$P_{Б1} = R_c + R_{б2}, \quad (7)$$

где R_c – сопротивление судна; $R_{б2}$ – сопротивление кормового буксира.

Тогда дифференциальное уравнение системы судно – буксиры в процессе торможения будет иметь вид:

$$m_{11(с+б)} \frac{dV}{dt} = -[(C_c + C_{б1}) \cdot V^2 + P_{б2}], \quad (8)$$

где $m_{11(с+б)}$ – масса буксира и буксируемого судна с присоединенной массой воды; $C_C, C_{б1}$ – гидродинамические коэффициенты судна и носового буксира; V – скорость движения системы, м/с; $P_{б2}$ – тяга на гаке кормового буксира, Н.

Решение дифференциального уравнения системы относительно тормозного пути и мощности кормового буксира имеет вид:

$$\frac{m_{11(с+б1)} \cdot V^2}{2 \cdot (R_c + R_{б1})} \ln\left(1 + \frac{R_c + R_{б1}}{P_{б2}}\right). \quad (9)$$

$$P_{б} = \frac{R_c + R_{б1}}{\exp\cdot\left(\frac{2S_{доп}(R_c + R_{б1})}{m_{11(c+б1)} \cdot V_{б}^2}\right) - 1}. \qquad (10)$$

Номинальную тягу на гаке буксира рассчитывают по мощности его двигателя по следующей формуле:

$$P_{б} = 0{,}133 \cdot P_{еб}, \qquad (11)$$

где $P_{б}$ – тяга на гаке в кН; $P_{еб}$ – мощность двигателя в кВт.

Сила от подруливающего устройства $P_{\text{под}}$ всегда направлена перпендикулярно диаметральной плоскости (ДП). Ее значение можно определить по мощности двигателя устройства по формуле (11).

Сила на руле $R_{\text{р}}$. Для определения поперечной силы на руле необходимо определять безразмерные коэффициенты, а также плечо указанной силы. Уравнение для момента в развернутом виде можно записать:

$$M_p = R_{py} \cdot \bar{\ell}_p = \left(C_{py} \cdot \rho \cdot S_p \cdot V_p^2\right) \cdot \bar{\ell}_p, \qquad (12)$$

где R_{py} – поперечная сила на руле; C_{py} – безразмерный коэффициент; ρ – плотность воды; S_p – площадь пера руля; V_p – скорость набегающего потока на руль; $\bar{\ell}_p$ – безразмерное плечо руля, которое можно принять $\bar{\ell}_p \approx 0{,}5$.

Расчет коэффициента поперечной гидродинамической силы на руле можно произвести по формуле Л. Прандтля:

$$C_{py} = \frac{2 \cdot \pi}{1 + \left(2 / \lambda_p\right)} \cdot \delta^{\circ}, \qquad (13)$$

где λ_p – относительное удлинение руля, отн. ед.; δ° – угол перекладки руля в градусах.

Для руля, расположенного за винтом, скорость набегающего потока можно приближенно принять равной:

$$V_p = (1{,}3 \div 1{,}4) \cdot V_c. \qquad (14)$$

Сила от якорного устройства $P_{\text{я}}$. Якорное устройство воспринимает горизонтальную силу, которая возникает на якорном оборудовании при отдаче якоря на морское дно. Такой безопасной рабочей нагрузкой (БРН) является установленный мировой стандарт 200 тонн на одиночный палубный стопор. Эта величина считается удовлетворительной при скорости ветра до 30 узлов.

Опыт показывает, что эта располагаемая сила является достаточной для удержания при рывке и/или обеспечения запуска двигателя при 10-ти минутной его готовности в течении всего времени.

Судно с дедвейтом 150 000 тонн имеет якорное устройство, имеющее следующие номинальные характеристики, которые рассчитаны в соответствии с правилами классификационного общества:

Тормоз брашпиля:

- Держащая сила – 395 тс;
- Безопасная рабочая нагрузка стопора якорной цепи – 650 тс;
- Предел прочности натяжения якорной цепи – 600 тс;
- Вес одной смычки якорной цепи – 2,5 тс;
- Вес якоря – 10 тс ;

– Подъемная сила якорного брашпиля – 32 тс.

Два носовых стопора имеют рабочую безопасную нагрузку 200 тонн каждый (78 мм цепи с контрофорсами). Стопор цепи имеет двойной запас прочности.

Дифференциальное уравнение движения судна при торможении и отданном якоре имеет вид:

$$m_x \cdot \frac{dV_x}{dt} + kV_x^2 + P_e + P_я = 0\,, \tag{15}$$

где m_x – масса судна, с учетом присоединенной массы воды по оси X; $к$ – коэффициент сопротивления воды; V_x – скорость судна по оси X; P_e – упор винта, при торможении на задний ход; $P_я$ – сила действующая на судно от якорного устройства.

Коэффициент активности торможения винтом a и коэффициент активности торможения якорем $a_я$, определяются по формулам:

$$a = P_{\max} / к / V_н^2\,. \tag{16}$$

$$a_я = к_г \cdot G{\cdot}g / к / V_н^2\,, \tag{17}$$

где G –вес якоря, кг; g – ускорение свободного падения, м/с^2; $к_г$ – коэффициент держащей силы грунта; $P_{\max}$ – максимальная сила упора винта в момент остановки судна; $к$ – коэффициент сопротивления воды; $V_н$ – скорость судна в момент начала работы винта на ЗХ.

После подстановки (16) и (17) в дифференциальное уравнение (15), и несложных преобразований и решения его относительно пути и времени, получим:

$$t = \frac{m}{kV_н^2} \int_V^{V_н} \frac{dV}{\frac{1-a}{V_н^2} + a + a_я}\,, \tag{18}$$

$$S = \frac{m}{kV_н^2} \int_V^{V_н} \frac{VdV}{\frac{1-a}{V_н^2} \cdot V^2 + a + a_я}\,. \tag{19}$$

Проинтегрировав формулы (18) и (19), с учетом того, что при постановке на якорь торможение производится до полной остановки, получим:

Для a =1, когда падение скорости происходит по линейному закону, за счет винта и якоря:

$$t = \frac{m}{kV_н(1+a_я)}\,, \tag{20}$$

$$S = \frac{m}{2k(1+a_я)}\,. \tag{21}$$

Для a = 0, когда торможение происходит только за счет сопротивления воды и якоря:

$$t = \frac{m}{kV_н\sqrt{a_я}}\left(arctg\frac{1}{\sqrt{a_я}} - arctgV_н\right), \tag{22}$$

$$S = \frac{m}{2k}\ln(V_н^2 + a_я V_н^2) \tag{23}$$

Для

$$\text{a} <1 \quad t = \frac{m}{kV_н(a+a_я)\sqrt{\frac{1-a}{a+a_я}}} arctg\sqrt{\frac{1-a}{a+a_я}}\,. \tag{24}$$

Для

$$\text{a}> 1 \quad t = \frac{m}{2kV_н(a+a_я)\sqrt{\frac{a-1}{a+a_я}}} \cdot \ln\frac{1+\sqrt{\frac{a-1}{a+a_я}}}{1-\sqrt{\frac{a-1}{a+a_я}}}\,. \tag{25}$$

Для тормозного пути при a≠1:

$$S = \frac{m}{2k(1-a)} \cdot \ln\left(\frac{1-a}{a+a_я}+1\right). \tag{26}$$

Поскольку при отдаче якоря движение судна практически остановлено, и торможение происходит преимущественно за счет пассивного торможения, то пройденное расстояние в этот момент можно рассчитать по формуле (22).

Для того, чтобы разработать обоснованные рекомендации, по действию судоводителей при отказе средств управления, составим энергетический баланс управляющих сил. При этом необходимо составлять баланс по оси вдоль ДП и перпендикулярно ей.

$$m_x \cdot \frac{dV_x}{dt} + kV_x^2 \le P_e + \sum_{i=1}^{2} P_{яi} + \sum_{i=1}^{n} P_{xбi} + R_{ввх}\,, \tag{27}$$

где $R_{ввх}$ – суммарная сила от внешних воздействий по оси X.

$$m_y \cdot \frac{dV_y}{dt} + kV_y^2 \le R_{ру} + P_{под} + \sum_{i=1}^{n} P_{убi} + R_{ввy} \tag{28}$$

где $R_{ввy}$ – суммарная сила от внешних воздействий по оси Y.

В распоряжении судоводителя имеется возможность определить режим движения судна, и только после этого производить выбор буксирного обеспечения и режима использования управляющих устройств.

Способ энергетического баланса позволяет решать и обратную задачу анализа причин аварийного происшествия. Для этого используя уравнение (27) по мощности буксирного обеспечения и держащей силе якорного устройства определяют скорость движения по оси X, при которой они смогут остановить движение судна. Сравнивая фактическую скорость и полученную расчетную можно установить причину происшествия.

Для оценки важности, каждой из составляющих средств управления, произведем определение ее веса в общем балансе сил. Баланс сил по оси У составлять не имеет смысла при назначении числа буксиров, поскольку средства на судне создают поперечные силы, величина которых несоизмерима с силой упора буксиров и винта. Главной задачей, при возникновении чрезвычайных ситуаций, является остановка движения судна.

Вес каждой из составляющих можно определить по формулам. Для силы упора винта:

$$B_{упрP_e} = P_e /(P_e + \sum_{i=1}^{2} P_{яi} + \sum_{i=1}^{n} P_{xбi} + R_{ввх})\,. \tag{29}$$

Для силы от якорного устройства:

$$B_{упря} = \sum_{i=1}^{2} P_{яі} /(P_e + \sum_{i=1}^{2} P_{яі} + \sum_{i=1}^{n} P_{х бі} + R_{ввх}) . \quad (30)$$

Для силы от буксиров:

$$B_{упрб} = \sum_{i=1}^{n} P_{х бі} /(P_e + \sum_{i=1}^{2} P_{яі} + \sum_{i=1}^{n} P_{х бі} + R_{ввх}) . \quad (31)$$

Для силы от внешних воздействий:

$$B_{упрвв} = R_{ввх} /(P_e + \sum_{i=1}^{2} P_{яі} + \sum_{i=1}^{n} P_{х бі} + R_{ввх}) . \quad (32)$$

Для безаварийного управления при отказе главного двигателя сила от буксиров и якорного устройства должна остановить движение судна при существующей скорости. При отсутствии внешних воздействий необходимую силу можно определить из условия:

$$\sum_{i=1}^{2} P_{яі} + \sum_{i=1}^{n} P_{х бі} \geq kV_x^2 . \quad (33)$$

Зная держащую силу якоря судна можно определить необходимую суммарную мощность буксиров, которая необходима для безаварийного маневрирования:

$$\sum_{i=1}^{n} P_{х бі} \geq kV_x^2 - \sum_{i=1}^{2} P_{яі} . \quad (34)$$

Первым шагом при создании модели безопасного маневрирования произведем ее вербально - информационное описание. Оно включает выполнение следующих действий: описание внешней среды параметрами, которые позволяют количественно оценить ее влияние на функционирование системы; установление связей системы с внешней средой; описание элементного состава системы и ее подсистем, а также иерархической структуры; установление функциональных прямых, обратных и локальных связей между элементами и объектом управления.

Это описание является начальной моделью системы управления процессом маневрирования. Несмотря на то, что вербальное описание является неполным, оно позволяет принимать достаточно эффективные решения по синтезу структуры и выбору функциональных связей.

Анализ управляющих сил, произведенный по формулам (29)-(32) показывает, что наибольший вес имеет сила от винта. По этой причине обеспечение гарантированной безопасности маневрирования может быть произведено путем компенсации полностью силы упора винта буксирным обеспечением.

В этой связи предлагается использовать следующий алгоритм выбора суммарной буксирной мощности по нормированию скорости движения судна при выполнении морских операций.

1. Рассчитывают площадь смоченной поверхности:

$$\Omega = D^{2/3} \cdot (4.854 + 0.492 \cdot B / T_{ср}), м^2 , \quad (35)$$

где D – водоизмещение, т; B – ширина судна, м; $T_{ср}$ – средняя осадка, м.

2. Рассчитывают коэффициент сопротивления K

$$K = 5880 + 0654 \cdot \Omega \cdot \sqrt{B / T_{ср}} . \quad (36)$$

3. Определяют силу гидродинамического сопротивления kV_x^2 .

По величине силы сопротивления определяют суммарную мощность буксиров, которые необходимы для остановки движения судна и обеспечения маневрирования.

В качестве примера произведем расчет силы сопротивления для контейнеровоза с параметрами: длина между перпендикулярами $L_{\perp\perp} = 284\ м$; $B = 32{,}2\ м$; $T_{ср} = 13{,}5\ м$; $D = 85253$ т. Результаты расчета kV_x^2 сведем для контейнеровоза в табл. 2., а для газовоза в табл. 3.

Для контейнеровоза по формуле (35) определим $\Omega = 11676\,м^2$, по формуле (36) $K = 17673\,кГ/м$.

Таблица 2 – Силы гидродинамического сопротивления, действующие на контейнеровоз

Скорость, уз	***1***	***2***	***3***	***4***	***5***	***6***	***7***	***8***	***9***	***10***
kV_x^2, кН	4,7	18,7	42,1	94,8	116,9	168,4	229,2	299,4	378,9	467,7

Для газовоза сила гидродинамического сопротивления с параметрами: длина между перпендикулярами $L_{\perp\perp} = 222\,м$; $B = 35{,}8\,м$; $T_{ср} = 12{,}2\,м$ в грузу и $D = 785003$ т; $T_{ср} = 8{,}47\,м$ в балласте и $D = 55500$ т , затем по формуле (35) определим $\Omega = 11526\,м^2$ в грузу и $\Omega = 9955\,м^2$ в балласте, по формуле (36) *K*=22998 кГ/м в грузу и *K*=23231 кГ/м в балласте.

Таблица 2 – Силы гидродинамического сопротивления, действующие на газовоз

Скорость, уз	***1***	***2***	***3***	***4***	***5***	***6***	***7***	***8***	***9***	***10***
kV_x^2, кН, в грузу	6	24,3	54,8	97,4	152,2	219,1	298,3	389,5	566,5	608,6
kV_x^2, кН, в балласте	6,3	24,6	55,4	98,4	153,7	221,2	301,3	393,5	572,2	614,9

Однако только указанных данных недостаточно для обоснования количества выбранных буксиров. Необходимо знание силы упора винта при работе на задний ход и величину тормозного пути и времени, за которое судно будет остановлено.

Для газовоза были выполнены такие расчеты по формуле (6), а результаты представлены в табл. 3.

Таблица 3 – Сила упора винта, тормозной путь и время для скорости ПСМ для газовоза

В грузу ПСМ $V = 5{,}3уз$			***Режим заднего хода***	***В балласте, ПСМ*** $V = 5{,}5уз$		
S, кбт	***t, мин***	$P_{мах}$, *кН*		$P_{мах}$, *кН*	***S, кбт***	***t, мин***
2,5	4,2	1782	ЗП (90 об/мин)	1417	2,5	4,0
4,3	7,7	843	ЗС (63 об/мин)	694	3,7	6,6
6,3	12,2	446	ЗМ (45 об/мин)	354	5,3	10,3
10,7	24,0	160	ЗСМ (27 об/мин)	128	8,8	20,2

Кроме указанных сил необходимо учитывать влияние ветра. Для газовоза, при скорости ветра 60 узлов, продольная составляющая равна 37 тонн в грузу и 52 тонны в балласте, а поперечная 72 тонны в грузу и 210 тонн в балласте. По этой причине швартовку в порту ограничивают по силе ветра до 10-12 м/с. При выборе количества буксиров для швартовки в условиях ветра необходимо иметь дополнительно один страховочный буксир.

Таким образом, для безопасной швартовки газовоза необходимо три буксира с тягой на гаке по 50 тонн. Если такого буксирного обеспечения нет, то необходимо ограничивать скорость судна, организовать движение буксировкой на операционной акватории порта со скоростью менее 5 узлов.

При этом необходимо обеспечить подачу швартовных концов на буксиры заблаговременно, до захода в порт. Если этого не сделать, то присутствие буксиров у борта судна будет бесполезным, поскольку при отказе главного двигателя они не смогут помочь остановить его движение.

Выводы и перспектива дальнейшей работы по данному направлению. Анализ аварийности при швартовках в порту показал, что основной причиной происшествия являются отсутствие поданных на буксиры швартовных концов. Они происходят из-за недостаточного контроля лоцманом или капитаном надлежащей организации управления работой буксиров.

Предлагаемый способ выбора количества буксиров по максимальной силе упора винта судна, позволяет говорить о создании адекватных резервных управляющих сил, которые создают предпосылки для гарантированной безопасности при маневрировании. Если упора винта недостаточно, то можно использовать якоря, держащая сила которых позволит сократить тормозной пути и время остановки движения, что в условиях ограниченных размеров операционной акватории имеет первостепенное значение. Однако для его использования необходимо выполнять предварительные расчеты.

Отсутствие данных в виде, готовом для принятия решения, и преобладание декларативных сведений о параметрах состояния объекта управления вынуждает оператора выполнять процедуру их обработки непосредственно во время управления. Смысловые алгоритмы таких действий разработаны недостаточно, что приводит к неуверенным действиям и создает предпосылки возникновения аварийных происшествий.

Полученные результаты могут быть использованы в морских учебных заведениях, на курсах повышения квалификации судоводителей и при организации лоцманской проводки судов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леонтьев В. А. Формирование профессиональных навыков судоводителей / В. А. Леонтьев. – М. : Транспорт, 1987. – 224 с.

2. Вагущенко Л. Л. Системы автоматического управления движением судна / Л. Л. Вагущенко, Н. Н. Цымбал – Одесса : Латстар, 2002. – 310 с.

3. Вильский Г. Б. Навигационная безопасность при лоцманской проводке судов / Г. Б. Вильский, А. С. Мальцев, В. В. Бездольный, Е. И. Гончаров ; под ред. А. С. Мальцева, Г. Б. Вильского. – Одесса-Николаев : Феникс, 2007. – 456 с.

4. Мальцев А. С. Динамика психофизиологических функций у курсантов и судоводителей при решении задач судовождения на радиолокационном тренажере / А. С. Мальцев, В. В. Голикова // Актуальные проблемы транспортной медицины : сб. научн. трудов / УкрНИИ медицины транспорта. Вып. 1 (7). – Одесса, 2007. – С. 20-26 .

5. Henk Hensen. Tug use in port. – London : Nautical Institute, 1997. – 174 p.

6. Мацеевич Л. М. Охрана здоровья моряков / Л. М. Мацеевич – М. : Транспорт, 1986. – 200 с.

7. Зеленин М. П. Эргономика на морском транспорте / М. П. Зеленин – Одесса : БАНТО, 1999. – 382 с.

Голіков В.В., Мамонтов В.В. ВИБІР КОРЕКТУЮЧИХ ДІЙ ПРИ АВАРІЙНОМУ УПРАВЛІННІ СУДНОМ

У статті розглянуті процеси маневрування, моделі і алгоритми управління командою містка при відмові засобів управління рухом. Розділені сили які діють на судно та на зовнішні фактори, які впливають на процес маневрування при звичайному та аварійному управлінні судна в результаті чого запропоновано спосіб вибору кількості буксирів по максимальній силі упору гвинта судна.

Ключеві слова: судно, моменти, алгоритм, буксир.

Golikov V.V., Mamontov V.V. SELECTING THE CORRECTIVE ACTION ACCIDENTAL SHIP CONTROL

In this article describes models how to manoeuvre and algorithms for the management team in case of failure of the bridge motion control. Separated by forces acting on the vessel and the external factors influencing the process of manoeuvring in normal and abnormal control of the vessel we get like a result method for selecting the number of tugs on the maximum force stop screw vessel.

Keywords: ship, moments, algorithm, tug.

UDC 62-843.6

VARIATIONAL PRINCIPLE IN THE PROBLEM OF SHIP PROPULSION AND POWER PLANT OPERATION WITH RESPECT TO SUBJECTIVE PREFERENCES

Kasyanov V.O.
National Aviation University, professor of Mechanics Subdepartment,
Goncharenko A.V.

It is elaborated a theoretical background for the simplest case of a variational problem with the consideration of a ship's propulsion and her power plant operators' individual subjective preferences and their entropy; operational function and its derivative with respect to time. In the given case, it is obtained the generalized expressions of the functional; canonical distributions of subjective preferences; transformed Euler-Lagrange equation; and differential equation of the second order.
Keywords: subjective analysis, ship propulsion operation, power plant, subjective entropy, individual preferences, multi-alternative situations, Euler-Lagrange equation, canonical distributions, variational principle.

Introduction. Multi-alternativeness of operational situations imposes making managing decisions in uncertainty. Sometimes it drastically changes modes of a ship's propulsion and her power plant operation. In some cases wrong decisions may lead to tragedies.

Urgency of researches. The urgency of researches in the field of human factor influence upon safety is well known, the same to researches of optimal economical modes of operation. In science, it is always an important problem to find a certain function that delivers an extremum to the considered functional.

Thus, the problem of finding such a function, in conditions that consider uncertainty of marine ships' power plants and their propulsions of transport vessels operators' subjective preferences in multi-alternative operational situations, is a complex and actual one.

Analysis of the latest researches and publications. Since the previous fundamental works of [1, 2] publication, the concept of subjective preferences have been successfully applied to solving a lot of problems in which there were considerations of such or another type of uncertainty. Some of the latest researches and publications are [3-5]. Where it was suggested the hybrid pseudo-entropy function; complex criterion of a voyage profit expectation, involving the complete probability of achieving the corresponding alternative with respect to its individual's subjective preference; a model of the number of seafarers on board and ashore estimation accordingly to the competitors' subjective preferences.

The theory of subjective probabilities and the best optimal decisions was elaborated not so long ago in the publication [6]. There was not a notion of an individual subjective preference there. It appeared in the works [1, 2] as a result of researches that could not be conducted with the subjective probabilities of [6]. In the works [1, 2] the distributions functions of the individual subjective preferences were obtained mathematically on the basis of the ideas of the earlier publications [7-9] of the predecessors.

The task setting. Thus, the purpose of this paper is to theoretically generalize and expand the application of the variational principle to solving the problems which make allowance for operators' individual subjective preferences and their entropy, and that, in its turn, allows obtaining the needed differential equations of the second order for the operational functions in the dynamics of the situations developments.

The main content (material). On building the simplest functional which includes a distribution of the operators' (active elements' of a system/subjects'/decision making persons') subjective preferences, subjective entropy of the individual preferences, operational function, its derivative with respect to time, and normalizing condition; we solve a variational problem obtaining the generalized result as a differential equation of the second order.

The problem formulation. The postulated functional is [1, P. 119, (3.38)]

$$\Phi_\pi = \int_{t_0}^{t_1}\left(-\sum_{i=1}^{N}\pi_i(t)\ln\pi_i(t) + \beta\sum_{i=1}^{N}\pi_i(t)F_i + \gamma\left[\sum_{i=1}^{N}\pi_i(t)-1\right]\right)dt \qquad (1)$$

where t – time; $-\sum_{i=1}^{N}\pi_i(t)\ln\pi_i(t)$ – entropy of subjective preferences of $\pi_i(t)$; N – number of the achievable alternatives; β, γ – structural parameters (can be considered in different situations as Lagrange coefficients or weight coefficients), they reflect the endogenous parameters of psych; F_i – subjective efficiency function of an i[th] alternative; $\sum_{i=1}^{N}\pi_i(t)-1$ – normalizing condition.

In the simplest problem setting we consider $x(t)$ and $\dot{x}(t)$ as the subjective efficiency functions of the two achievable alternatives with the corresponding preferences of $\pi_1(t)$, $\pi_2(t)$. With respect to particular combinations of $x(t)$, $\dot{x}(t)$, $x(t)\dot{x}(t)$, and $\frac{\dot{x}(t)}{x(t)}$, we will get the eleven specific variants of the functional (1), which have their common general view of:

$$\Phi_\pi = \int_{t_0}^{t_1}\left(-\sum_{i=1}^{N=4}\pi_i(t)\ln\pi_i(t) + \beta\left[\pi_1(t)x(t) + \alpha_2\pi_2(t)\dot{x}(t) + \alpha_3\pi_3(t)x(t)\dot{x}(t) + \right.\right.$$
$$\left.\left. + \alpha_4\pi_4(t)\frac{\dot{x}(t)}{x(t)}\right] + \gamma\left[\sum_{i=1}^{N=4}\pi_i(t)-1\right]\right)dt, \qquad (2)$$

where α_i – coefficients that consider differences in measurement units. The last functional (2) is the general one and each of the previously mentioned specific variants derives from it with the corresponding $\pi_i(t)$ and α_i.

Namely, we can obtain corresponding cognitive functions with respect to the particular cases of the mentioned above subjective efficiency functions as the operational function, its control, and their possible combinations for the eleven variants in the view of:

$$\beta\left[\pi_1(t)x(t) + \alpha\pi_2(t)\dot{x}(t)\right],\ \beta\left[\pi_1(t)x(t) + \alpha\pi_2(t)x(t)\dot{x}(t)\right],$$

$$\beta\left[\pi_1(t)x(t) + \alpha\pi_2(t)\frac{\dot{x}(t)}{x(t)}\right],\ \beta\left[\pi_1(t)\dot{x}(t) + \alpha\pi_2(t)x(t)\dot{x}(t)\right],$$

$$\beta\left[\pi_1(t)\dot{x}(t) + \alpha\pi_2(t)\frac{\dot{x}(t)}{x(t)}\right],\ \beta\left[\pi_1(t)x(t)\dot{x}(t) + \alpha\pi_2(t)\frac{\dot{x}(t)}{x(t)}\right],$$

$$\beta\left[\pi_1(t)x(t) + \alpha_2\pi_2(t)\dot{x}(t) + \alpha_3\pi_3(t)x(t)\dot{x}(t)\right],$$

$$\beta\left[\pi_1(t)x(t) + \alpha_2\pi_2(t)\dot{x}(t) + \alpha_3\pi_3(t)\frac{\dot{x}(t)}{x(t)}\right],$$

$$\beta\left[\pi_1(t)x(t) + \alpha_2\pi_2(t)x(t)\dot{x}(t) + \alpha_3\pi_3(t)\frac{\dot{x}(t)}{x(t)}\right],$$

$$\beta\left[\pi_1(t)\dot{x}(t)+\alpha_2\pi_2(t)x(t)\dot{x}(t)+\alpha_3\pi_3(t)\frac{\dot{x}(t)}{x(t)}\right].$$

Thus, in any interested case for researching, for instance, the speed of rotation, its control (the rate of the speed of rotation change), and certain combinations of their interrelations may embody a given set of operational alternatives. Therefore, using the considered functional in the general view of (2) we represent the needed operational multi-alternative situations, modeling them with the help of the corresponding preferences and measurement units coefficients; the required cognitive functions, as well as the optimized specific operational functionals.

The problem solution. Applying the necessary conditions for extremums in the view of Euler-Lagrange equations

$$\frac{\partial R^*}{\partial \pi_i}-\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial R^*}{\partial \dot{\pi}_i}\right)=0,\ \frac{\partial R^*}{\partial x}-\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial R^*}{\partial \dot{x}}\right)=0, \tag{3}$$

where R^* – the under-integral function of the corresponding integral (2), we get the corresponding expressions of canonical distributions of the preferences

$$\pi_1=\frac{e^{\beta x}}{e^{\beta x}+e^{\alpha_2\beta\dot{x}}+e^{\alpha_3\beta x\dot{x}}+e^{\alpha_4\beta\frac{\dot{x}}{x}}},\ \pi_2=\frac{e^{\alpha_2\beta\dot{x}}}{e^{\beta x}+e^{\alpha_2\beta\dot{x}}+e^{\alpha_3\beta x\dot{x}}+e^{\alpha_4\beta\frac{\dot{x}}{x}}},$$

$$\pi_3=\frac{e^{\alpha_3\beta x\dot{x}}}{e^{\beta x}+e^{\alpha_2\beta\dot{x}}+e^{\alpha_3\beta x\dot{x}}+e^{\alpha_4\beta\frac{\dot{x}}{x}}},\ \pi_4=\frac{e^{\alpha_4\beta\frac{\dot{x}}{x}}}{e^{\beta x}+e^{\alpha_2\beta\dot{x}}+e^{\alpha_3\beta x\dot{x}}+e^{\alpha_4\beta\frac{\dot{x}}{x}}}. \tag{4}$$

Now, again, the particular cases can be obtained from the general forms of the canonical distributions of (4) if one uses the necessary measurement units coefficients correspondingly to the considered multi-alternativeness of a specific operational situation formed in an active system.

From (2) upon the condition of (3), for all particular cases

$$\pi_1=\alpha\dot{\pi}_2,\ \pi_1=\alpha\dot{\pi}_2x,\ \pi_1=\alpha\left(\frac{\dot{\pi}_2}{x}\right),\ \dot{\pi}_1=-\alpha\dot{\pi}_2x,\ \dot{\pi}_1=-\alpha\left(\frac{\dot{\pi}_2}{x}\right),$$

$$\dot{\pi}_1=-\alpha\left(\frac{\dot{\pi}_2}{x^2}\right),\ \pi_1=\alpha_2\dot{\pi}_2+\alpha_3\dot{\pi}_3x,\ \pi_1=\alpha_2\dot{\pi}_2+\alpha_3\frac{\dot{\pi}_3}{x},\ \pi_1=\alpha_2\dot{\pi}_2x+\alpha_3\frac{\dot{\pi}_3}{x},$$

$$\dot{\pi}_1=-\alpha_2\dot{\pi}_2x-\alpha_3\frac{\dot{\pi}_3}{x},\ \pi_1=\alpha_2\dot{\pi}_2+\alpha_3x\dot{\pi}_3+\frac{\alpha_4}{x}\dot{\pi}_4. \tag{5}$$

For the generalized equation by Euler-Lagrange in the transformed view (the last one in (5)) the generalized differential equation of the second order will be

$$\ddot{x}=\frac{\pi_1+A+B+C}{D+E+F}, \tag{6}$$

where

$$A=\alpha_2\left\{\beta\pi_2\left(\pi_1+\alpha_3\dot{x}\pi_3-\alpha_4\frac{\dot{x}}{x^2}\pi_4\right)\dot{x}\right\},$$

$$B=-\alpha_3 x\left\{\beta\pi_3\left[\alpha_3\dot{x}(\pi_1+\pi_2+\pi_4)-\pi_1+\alpha_4\frac{\dot{x}}{x^2}\pi_4\right]\dot{x}\right\},$$

$$C=-\frac{\alpha_4}{x}\left\{\beta\pi_4\left[-\alpha_4\frac{\dot{x}}{x^2}(\pi_1+\pi_2+\pi_3)-\pi_1-\alpha_3\dot{x}\pi_3\right]\dot{x}\right\},$$

$$D=\alpha_2\left\{\beta\pi_2\left[\alpha_2(\pi_1+\pi_3+\pi_4)-\alpha_3 x\pi_3-\frac{\alpha_4}{x}\pi_4\right]\right\},$$

$$E=\alpha_3 x\left\{\beta\pi_3\left[\alpha_3 x(\pi_1+\pi_2+\pi_4)-\alpha_2\pi_2-\frac{\alpha_4}{x}\pi_4\right]\right\},$$

$$F=\frac{\alpha_4}{x}\left\{\beta\pi_4\left[\frac{\alpha_4}{x}(\pi_1+\pi_2+\pi_3)-\alpha_2\pi_2-\alpha_3 x\pi_3\right]\right\}, \qquad (7)$$

where $\pi_1(t)\ldots\ \pi_4(t)$ is the set of the subjective preferences functions in the canonical view (4) got upon the condition of (3) from the postulated functional (1) in the general case in the view of the variant of (2).

In all ten particular previous cases the differential equations can be obtained from (6) with corresponding $\pi_i(t)$ and α_i, also (4, 7):

$$\ddot{x}-\frac{\dot{x}}{\alpha}-\frac{1+e^{\beta(x-\alpha\dot{x})}}{\alpha^2\beta}=0,\ \ddot{x}+\frac{\dot{x}(\alpha\dot{x}-1)}{\alpha x}-\frac{e^{\beta x\cdot(1-\alpha\dot{x})}+1}{\alpha^2\beta x^2}=0,$$

$$\ddot{x}=\frac{x^2\left(e^{\beta\left(x-\alpha\frac{\dot{x}}{x}\right)}+1\right)}{\alpha^2\beta}+\frac{(\alpha\dot{x}+x^2)\dot{x}}{\alpha x},$$

$$x=\frac{1}{\alpha},\ x=\alpha,\ x=\sqrt{\alpha},$$

$$\ddot{x}=\frac{\pi_1+\alpha_2\{\beta\pi_2(\pi_1+\alpha_3\dot{x}\pi_3)\dot{x}\}-\alpha_3 x\{\beta\pi_3[\alpha_3\dot{x}(\pi_1+\pi_2)-\pi_1]\dot{x}\}}{\alpha_2\{\beta\pi_2[\alpha_2(\pi_1+\pi_3)-\alpha_3 x\pi_3]\}+\alpha_3 x\{\beta\pi_3[\alpha_3 x(\pi_1+\pi_2)-\alpha_2\pi_2]\}},$$

$$\ddot{x}=\frac{\pi_1+\alpha_2\left\{\beta\pi_2\left(\pi_1-\alpha_3\frac{\dot{x}}{x^2}\pi_3\right)\dot{x}\right\}-\frac{\alpha_3}{x}\left\{\beta\pi_3\left[-\alpha_3\frac{\dot{x}}{x^2}(\pi_1+\pi_2)-\pi_1\right]\dot{x}\right\}}{\alpha_2\left\{\beta\pi_2\left[\alpha_2(\pi_1+\pi_3)-\frac{\alpha_3}{x}\pi_3\right]\right\}+\frac{\alpha_3}{x}\left\{\beta\pi_3\left[\frac{\alpha_3}{x}(\pi_1+\pi_2)-\alpha_2\pi_2\right]\right\}},$$

$$\ddot{x}=\frac{\pi_1-\alpha_2 x\left\{\beta\pi_2\left[\alpha_2\dot{x}(\pi_1+\pi_3)-\pi_1+\alpha_3\frac{\dot{x}}{x^2}\pi_3\right]\dot{x}\right\}}{\alpha_2 x\left\{\beta\pi_2\left[\alpha_2 x(\pi_1+\pi_3)-\frac{\alpha_3}{x}\pi_3\right]\right\}+\frac{\alpha_3}{x}\left\{\beta\pi_3\left[\frac{\alpha_3}{x}(\pi_1+\pi_2)-\alpha_2 x\pi_2\right]\right\}}-$$

$$-\frac{\frac{\alpha_3}{x}\left\{\beta\pi_3\left[-\alpha_3\frac{\dot{x}}{x^2}(\pi_1+\pi_2)-\pi_1-\alpha_2\dot{x}\pi_2\right]\dot{x}\right\}}{\alpha_2 x\left\{\beta\pi_2\left[\alpha_2 x(\pi_1+\pi_3)-\frac{\alpha_3}{x}\pi_3\right]\right\}+\frac{\alpha_3}{x}\left\{\beta\pi_3\left[\frac{\alpha_3}{x}(\pi_1+\pi_2)-\alpha_2 x\pi_2\right]\right\}},$$

$$\ddot{x}=\frac{A+B+C}{D+E+F}. \qquad (8)$$

where

$$A=\beta\dot{x}\pi_1\left(\alpha_2\pi_2-\frac{\alpha_3}{x^2}\pi_3\right)\dot{x},\ B=-\alpha_2 x\left\{\beta\dot{x}\pi_2\left[\alpha_2(\pi_1+\pi_3)+\frac{\alpha_3}{x^2}\pi_3\right]\dot{x}\right\},$$

$$C=-\frac{\alpha_3}{x}\left\{\beta\dot{x}\pi_3\left[-\frac{\alpha_3}{x^2}(\pi_1+\pi_2)-\alpha_2\pi_2\right]\dot{x}\right\},\ D=\beta\pi_1\left[\pi_2(1-\alpha_2 x)+\pi_3\left(1-\frac{\alpha_3}{x}\right)\right],$$

$$E=\alpha_2 x\left\{\beta\pi_2\left[\alpha_2 x(\pi_1+\pi_3)-\pi_1-\frac{\alpha_3}{x}\pi_3\right]\right\},$$

$$F=\frac{\alpha_3}{x}\left\{\beta\pi_3\left[\frac{\alpha_3}{x}(\pi_1+\pi_2)-\pi_1-\alpha_2 x\pi_2\right]\right\}, \qquad (9)$$

the preferences are

$$\pi_1=\frac{e^{\beta\dot{x}}}{e^{\beta\dot{x}}+e^{\alpha_2\beta x\dot{x}}+e^{\alpha_3\beta\frac{\dot{x}}{x}}},\ \pi_2=\frac{e^{\alpha_2\beta x\dot{x}}}{e^{\beta\dot{x}}+e^{\alpha_2\beta x\dot{x}}+e^{\alpha_3\beta\frac{\dot{x}}{x}}},\ \pi_3=\frac{e^{\alpha_3\beta\frac{\dot{x}}{x}}}{e^{\beta\dot{x}}+e^{\alpha_2\beta x\dot{x}}+e^{\alpha_3\beta\frac{\dot{x}}{x}}}. \qquad (10)$$

Conclusions. As it is seen from the (8), the extremals of $x=\frac{1}{\alpha}$, $x=\alpha$, $x=\sqrt{\alpha}$ have the property of invariance. These extremals are of the functionals with the cognitive functions of the view

$$\beta\left[\pi_1(t)\dot{x}(t)+\alpha\pi_2(t)x(t)\dot{x}(t)\right],\ \beta\left[\pi_1(t)\dot{x}(t)+\alpha\pi_2(t)\frac{\dot{x}(t)}{x(t)}\right],$$

$$\beta\left[\pi_1(t)x(t)\dot{x}(t)+\alpha\pi_2(t)\frac{\dot{x}(t)}{x(t)}\right], \qquad (11)$$

correspondingly.

All the particular functionals can be obtained from (2), preferences from (4), equations by Euler-Lagrange in the transformed view from (5), differential equations from (6). Thus, we have got the needed theoretical result, through the method of (1-11). The same results can be obtained in different ways, for example, from a variant of the functionals set (2) or from generalized form of (4-6).

Prospects of further researches. The next step of the researches is to find solutions of the differential equations (6, 8), i.e. the extremals of the functionals (2). For further researches it is expedient to investigate theoretically variational problems of subjective analysis with movable boundaries, corner points, one side variations, on conditional extremum. Also, it is a kind of a scientific interest to investigate the subjective entropy of the individual preferences, analyze

variational principle with the functional hybrid models that involves the threshold entropies of an active system preferences.

LIST OF THE USED LITERATURE

1. Касьянов В. А. Субъективный анализ : монография / В. А. Касьянов. – К. : НАУ, 2007. – 512 с.

2. Касьянов В. А. Элементы субъективного анализа : монография / В. А. Касьянов. – К. : НАУ, 2003. – 224 с.

3. Goncharenko A. V. Mathematical modeling of the ship's main engine random operational process / A. V. Goncharenko // Двигатели внутреннего сгорания : Научно-технический журнал. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2012. – № 2. – С. 117-125.

4. Goncharenko A. V. The optimal commercial speed of a transport vessel with respect to operators' subjective preferences / A. V. Goncharenko // Науковий вісник ХДМІ : Науковий журнал. – Херсон : Видавництво ХДМІ, 2011. – № 2 (5). – С. 12-20.

5. Kasjanov V. O. Models of competitors' preferences influence upon the number of seafarers on board and ashore / V. O. Kasyanov, A. V. Goncharenko // Науковий вісник ХДМІ : Науковий журнал. – Херсон : Видавництво ХДМІ, 2010. – № 2 (3). – С. 231-237.

6. Де Гроот М. Оптимальные статистические решения / М. Де Гроот. – М. : Мир, 1974. – 491 с. ; DeGroot M.H. Optimal statistical decisions / M. H. DeGroot. – New York, McGraw-Hill Company, 1970.

7. Стратонович Р. Л. Теория информации / Р. Л. Стратонович. – М. : Сов. радио, 1975. – 424 с.

8. Jaynes E. T. Information theory and statistical mechanics / E. T. Jaynes // Physical review. – U.S.A., Vol. 106, No. 4, 1957. – P. 620-630.

9. Jaynes E. T. Information theory and statistical mechanics. II / E. T. Jaynes // Physical review. – U.S.A., Vol. 108, No. 2, 1957. – P. 171-190.

Касьянов В.О., Гончаренко А.В. ВАРІАЦІЙНИЙ ПРИНЦИП У ПРОБЛЕМІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ СУБ'ЄКТИВНИХ ПЕРЕВАГ

Розроблено теоретичну основу для найпростішого випадку варіаційної задачі, що враховує індивідуальні суб'єктивні переваги та їхню ентропію, експлуатаційників суднової енергетичної установки; експлуатаційну функцію та її похідну за часом. У даному випадку отримано узагальнюючі вирази функціоналу; канонічних розподілів суб'єктивних переваг; перетвореного рівняння Ейлера-Лагранжа та диференціального рівняння другого порядку.

Ключові слова: суб'єктивний аналіз, експлуатація суднової пропульсивної установки, енергетична установка, суб'єктивна ентропія, індивідуальні переваги, багатоальтернативні ситуації, рівняння Ейлера-Лагранжа, канонічні розподіли, варіаційний принцип.

Касьянов В.О., Гончаренко А.В. ВАРИАЦИОННЫЙ ПРИНЦИП В ПРОБЛЕМЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ СУБЪЕКТИВНЫХ ПРЕДПОЧТЕНИЙ

Разработана теоретическая основа для простейшего случая вариационной задачи, учитывающей индивидуальные субъективные предпочтения и их энтропию, эксплуатационников судовой энергетической установки; эксплуатационную функцию и ее производную по времени. В данном случае получены обобщающие выражения функционала; канонических распределений субъективных предпочтений; преобразованного уравнения Эйлера-Лагранжа и дифференциального уравнения второго порядка.

Ключевые слова: субъективный анализ, эксплуатация судовой пропульсивной установки, энергетическая установка, субъективная энтропия, индивидуальные предпочтения, многоальтернативные ситуации, уравнение Эйлера-Лагранжа, канонические распределения, вариационный принцип.

УДК 629.5.015.2

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОЦМАНСКИХ КАТЕРОВ

Клева Я.А., Бондаренко А.В.

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

Рассмотрена специфика выбора главных элементов лоцманских катеров. Сформулирована оптимизационная задача проектирования и показаны ее особенности.

Ключевые слова: лоцманский катер, математическая модель, критерий оптимальности, независимые переменные, ограничения.

Введение. В настоящее время в рамках программы обновления лоцманского флота Украины осуществляется проектирование и строительство специализированных катеров нового поколения. Современный подход к разработке проектов этих судов немыслим без применения методов оптимизации. Учитывая постоянный инженерный поиск наилучших проектных решений, обеспечивающих наибольшую эффективность, представляется целесообразным рассмотреть особенности постановки оптимизационной задачи проектирования лоцманских катеров (ЛК).

При выборе главных элементов данных судов проектантам необходимо учитывать специфику их проектирования и эксплуатации. Таким образом, актуальной является проблема тщательного изучения особенностей данного типа катера как объекта оптимизации при создании математической модели и модели функционирования, а также при выборе наилучшего метода для решения оптимизационной задачи.

Целью данной статьи является рассмотрение особенностей выбора оптимальных характеристик лоцманских катеров, с учетом специфики их проектирования и эксплуатации.

Степень изученности проблемы. Для осуществления поиска наиболее эффективного проекта лоцманского катера широко используются методы оптимального проектирования [1, 2]. В зарубежных и отечественных публикациях большое внимание уделено проблеме определения главных элементов судна, например [3, 5]. Некоторые пути решения оптимизационной задачи для скоростных малых судов представлены в [4, 6].

Применение традиционных подходов не всегда оправдано при оптимальном проектировании основных элементов ЛК в связи с различиями в целевых функциях, системах ограничений и т.п. Ввиду отсутствия систематических исследований, учитывающих особенности проектирования и эксплуатации ЛК, представляется целесообразным более детальная проработка проблемы создания математической модели для поиска оптимальных характеристик данного типа судна.

Изложение основного материала. Проведенный анализ статистических данных по ЛК позволил выявить основные особенности оптимизационной задачи проектирования ЛК, обусловленные следующими факторами:

- характером эксплуатации;
- формой корпуса;
- режимом движения;
- требованиями обеспечения высоких мореходных качеств в условиях волнения;
- ограничениями по главным размерениям и водоизмещению;
- разнообразием архитектурно-конструктивных типов;
- многообразием материалов для изготовления современных корпусов (сталь, алюминиево-магниевые сплавы, стеклопластик и др.);
- комбинацией разных материалов для изготовления корпуса и надстройки в рамках одного проекта;
- высокой скоростью;

– типом главного двигателя (ГД) и движителей.

Требование учета специфики эксплуатации ЛК продиктовано, прежде всего, необходимостью осуществлять лоцманские операции в сложной метеорологической и навигационной обстановке: работа в штормовых условиях, на волнении, при качке, в условиях обледенения, в мелкоколотом льду, на мелководье, в узких устьях рек и ограниченных акваториях порта при большом скоплении судов.

Анализ свидетельствует, что лоцманские катера, как правило, эксплуатируются в переходном режиме движения при числах Фруда по водоизмещению $1{,}0 \le F_{n\nabla} \le 3{,}0$. Поэтому, корпус катера традиционно представлен или круглоскулыми, или остроскулыми обводами. Учитывая тенденцию уменьшения размеров и водоизмещения современных ЛК, проблема создания практичного и комфортного интерьера может быть решена за счет:

– изменений архитектурно-конструктивных типов катеров,
– пересмотра традиционной компоновки схем общего расположения,
– применения новых материалов для снижения массы корпуса.

Как правило, проектные решения представлены различными вариантами расположения рулевой рубки, машинного отделения, мест (кают) для лоцманов и разнообразными комбинациями материалов для изготовления корпуса и надстройки.

Как отмечено в [4], наряду с формой и компоновкой корпуса при прогнозировании проектных характеристик скоростных судов ключевым моментом является решение вопроса о выборе оптимального варианта двигателя и движителя. Пропульсивная установка ЛК обычно двухвальная с двумя двигателями, что обеспечивает отличную маневренность и позволяет ему надежно удерживаться у борта обслуживаемого судна. На большинстве ЛК в качестве главных двигателей используют средне- и высокооборотные дизельные установки. В качестве движителей на ЛК в одинаковой степени (в зависимости от условий эксплуатации и функциональных задач) получили распространение: гребной винт, водомет, поворотно-откидные колонки.

С учетом вышеизложенного, для выбора основных характеристик ЛК оптимизационная задача проектирования формулируется следующим образом: из множества конструктивных параметров ЛК, определяемых системой технических и эксплуатационных ограничений, необходимо выбрать единственный набор, обеспечивающий оптимальный результат по принятому критерию. Математически это может быть представлено в виде

$$F(X, C) \to \min(\max),\ X \in R^n;$$

$$X \in R^n;$$
$$G_i(X, C) \ge 0, i = 1,2,..., m;$$
$$H_j(X, C) = 0, j = 1,2,..., k,$$

где $F(X, C)$ – целевая функция; $G_i(X, C)$ – ограничения типа неравенств; $H_j(X)$ – ограничения типа равенств; $C(C_1,..., C_m)$ – вектор параметров задания на проектирование; $X(x_1,..., x_k)$ – вектор независимых переменных судна; m – количество ограничений типа неравенств; k – количество ограничений типа равенств; R^n – n-мерное векторное множество.

Выбор целевой функции для ЛК является весьма трудной задачей, ввиду «недоходности» в чистом виде рассматриваемого объекта поскольку размеры доходов, как и сама возможность их получения зависят от случайных обстоятельств. Очевидно, что одним их основных показателей эффективности лоцманских катеров является вероятность выполнения функциональных операций в районе лоцманского обслуживания. Наиболее полно стохастический характер явлений при эксплуатации ЛК можно учесть, если в качестве целевой функции оптимизационной задачи данного типа судна будет использован специализированный критерий «стоимость-эффективность» в виде:

$$\text{ЦФ} = \frac{M[\text{П}]}{P} \to \max,$$

где M[П] – математическое ожидание прибыли; P – вероятность невыполнения лоцманским судном основных функциональных задач.

Вектор нормативных и заданных параметров $C(C_1,...,C_6)$ представляет собой набор таких характеристик: тип ЛК, тип главного двигателя (ГД), район плавания, дальность плавания, тип движителя, материал корпуса и надстройки.

Для проектируемого судна выбраны следующие независимые переменные $X(x_1,...,x_8)$: соотношения главных размерений (*L/B, B/d, D/d*), коэффициент продольной полноты C_p, водоизмещение Δ, количество лоцманов N_{PIL}, эксплуатационная скорость v_s, и относительное положение абсциссы центра тяжести *LCG/L*.

Для допустимого множества поискового пространства характерно наличие двух групп ограничений: тривиальных и функциональных, представленных в виде равенств или неравенств. Тривиальные ограничения устанавливают требованиям к независимым переменным и исходным параметрам:

$$x_i^{\min} \le x_i \le x_i^{\max},$$

где $x_i^{\min}, x_i^{\max}$ – допустимые значения независимых переменных (табл. 1).

Таблица 1 – Допустимые значения независимых переменных

Наименование независимой переменной	***Обозначение***	***Нижняя граница*** $x_i^{\min}$	***Верхняя граница*** $x_i^{\max}$
Отношение длины судна к ширине, *L/B*	x_1	2,50	5,00
Отношение ширины судна к осадке, *B/d*	x_2	2,50	4,50
Отношение высоты борта к осадке, *D/d*	x_3	1,2	2,50
Водоизмещение, Δ, т	x_4	10	35
Коэффициент продольной полноты, C_p	x_5	0,45	0,65
Эксплуатационная скорость v_s, узл	x_6	12	35
Количество лоцманов, N_{PIL}, чел	x_7	2	8
Относительное положение абсциссы центра тяжести, *LCG/L*	x_8	0,35	0,41

Функциональные ограничения формируют требования к качествам оптимизируемого объекта:

$$A_j(X) \le a_j,$$

где $A_j(X)$, a_j – соответственно расчетные и допустимые значения качеств судна.

Согласно статистических данных большинство современных ЛК являются высокоскоростными (по определению IMO), так как функционируют со скоростью $v \ge 3{,}7\Delta^{0{,}1667}$ м/с. Анализ показывает некоторые различия в Правилах классификационных обществ к мореходным качествам судов этого типа. Поэтому в модели предусмотрено формирование системы ограничений путем выбора из следующего множества:

– минимальное значение поперечной метацентрической высоты:

$$GM_t \ge h,$$

где h = 0,15 м – в соответствии с требованиями [8] и h = 0,5 м – для [7];

– максимальное значение вертикальных ускорений

$$a_{CG} \le 0{,}25g\,;$$

– максимальная осадка

$$d \le d_{\max}\,;$$

– погрешность решения уравнения масс – 1%;

– по параметрам диаграммы статической остойчивости (ДСО) наблюдаются расхождения в требованиях различных классификационных обществ:

$$l_{\max} \ge a\,,\ \theta_{l\max} \ge b\,,\ \theta_{зак} \ge 60°$$

где a = 0,20 м в соответствии с требованиями [8] и a = 0,25 м – для [7]; $b = 15°$ в соответствии с требованиями [8] и $b = 25°$ – для [7];

– площадь под кривой диаграммы статической остойчивости:

$$\mathrm{A}_{30°\text{-}40°} \ge 0{,}03 \text{ м·рад},$$

$$\mathrm{A}_{0°\text{-}30°} \ge 0{,}055 \text{ м·рад},$$

$$\mathrm{A}_{0°\text{-}40°} \ge 0{,}09 \text{ м·рад};$$

– по обитаемости, обеспечивающей плавность процессов качки судна

$$\tau_{\min} \ge 6 \text{ с};$$

– по углу крена от скопления людей на одном борту:

$$\theta_{\text{сум}} \le 10°\,;$$

– по критерию погоды:

$$\frac{M_{\text{доп}}}{M_{\text{крен}}} = K_{\text{П}} \ge 1\,,$$

где $M_{\text{доп}}$ – предельно допустимый момент; $M_{\text{крен}}$ – кренящий момент от воздействия ветровой нагрузки;

– по критерию динамической остойчивости, определяемым сопоставлением имеемых потенциальных возможностей судна с возможным ветроволновым воздействием, соответствующим заданному району плавания и выраженным через отношение моментов [7]:

$$\frac{M'_{\text{доп}}}{M_{\text{крен}}} = K_{\text{Д}} \ge 1,$$

где $M'_{\text{доп}}$ – динамически допустимый момент;

– по критерию волностойкости, K_Y, который оценивает остойчивости судна на волнении без ветра при плавании на ограниченных глубинах в прибрежных районах [7]:

$$K_Y = \chi^{-1} \ge 1,$$

где χ – безразмерный параметр интенсивности качки, определяемый согласно [7].

Анализ показывает, что оптимизационная задача включает как детерминированные (дальность плавания, тип ГД), так и стохастические (цена топлива, количество заявок на лоцманское обслуживание) исходные данные. В качестве независимых переменных используются дискретные (количество лоцманов) и непрерывные величины (главные размерения, скорость). Рассматриваемая задача является однокритериальной, с ограничениями и носит нелинейный характер, что требует применения методов нелинейного программирования для ее решения.

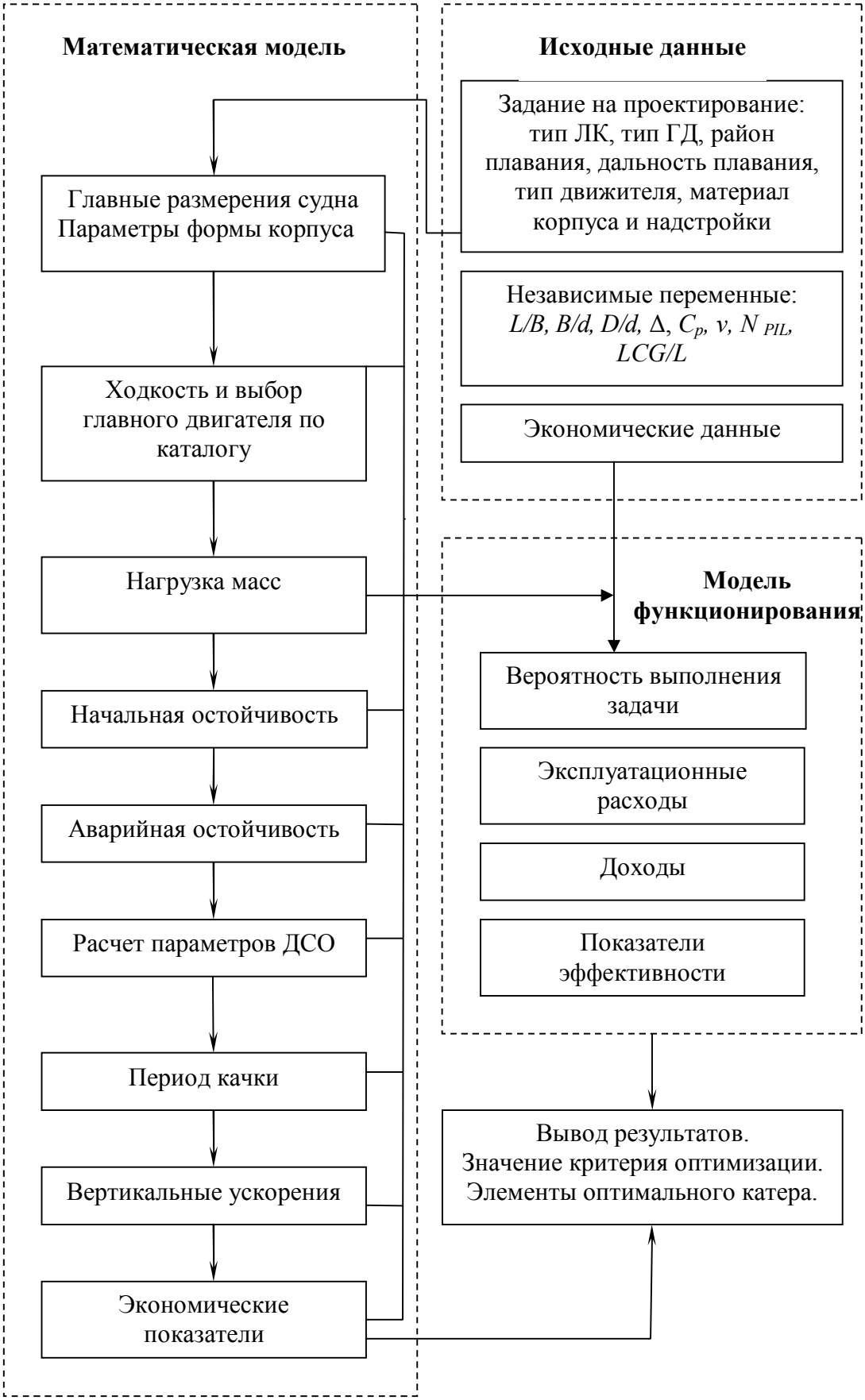


Рисунок 1 – Блок-схема математической модели и модели функционирования ЛК

Следующим этапом решения задачи оптимизации главных элементов ЛК в стохастичной постановке является разработка математической модели судна. Математическая модель ЛК (рис. 1) содержит аналитические зависимости позволяющие определить: геометрические характеристики судна; сопротивление и необходимую мощность энергетической установки; разделы нагрузки масс; параметры начальной остойчивости и диаграммы статической остойчивости; показатели обитаемости и комфортности ЛК; строительную стоимость.

Выводы:

1. В результате анализа специфики проектирования и эксплуатации лоцманских катеров была сформулирована оптимизационная задача определения главных элементов судов данного типа. С учетом этих особенностей определены основные параметры и независимые переменные; сформировано множество ограничений, выбрана целевая функция.

2. Показано, что при оптимизации характеристик ЛК возникают сложности: необходимость алгоритмического вычисления ЦФ; большое количество оптимизируемых переменных; наличие ограничений в виде равенств и неравенств.

3. Случайный характер условий эксплуатации приводит к тому, что показатели затрат и эффективности являются случайными величинами и требует применения методов стохастического программирования для решения поставленной задачи.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Банди Б. Методы оптимизации : Вводный курс / Б. Банди. – М. : Радио и связь, 1988. – 127 с.

2. Вашедченко А.М. Методи оптимального проектування суден / А. М. Вашедченко, О. І. Кротов, О. В. Бондаренко. – Миколаїв : НУК, 2010. – 125 с.

3. Пашин В. М. Оптимизация судов / В. М. Пашин. – Л. : Судостроение, 1983. – 292 с.

4. Царев Б. А. Оптимизационное проектирование скоростных судов / Б. А. Царев. – Л. : Изд. ЛКИ, 1988. – 102 с.

5. Eames M. Concept Exploration – An Approach to Small Warship Design / M. Eames, T. Drummond // RINA Transaction. – 1977. – Vol. 119. – 36 p.

6. Majumder M. Optimised Design of Small Craft / M. Majumder, A. Akinturk, S.Calisal // Marine Technology. – 2002. – April – Vol. 39, № 2. – P. 67-76.

7. Регистр судоходства Украины. Правила классификации и постройки малых судов // Регистр судоходства Украины. – К. : Регистр судоходства Украины, 2002. – Т. 1, Т. 4.

8. Правила классификации и постройки высокоскоростных судов // Российский морской регистр судоходства. – СПб. : Российский морской регистр судоходства, 2008. – 182 с.

Клева Я.А., Бондаренко О.В. ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОЦМАНСЬКИХ КАТЕРІВ

Розглянуто специфіку вибору головних елементів лоцманських катерів. Сформульовано оптимізаційну задачу проектування і наведено її особливості.

Ключові слова: лоцманський катер, математична модель, критерій оптимальності, незалежні змінні, обмеження.

Kleva Y.A., Bondarenko A.V. THE FEATURES OF THE CHOICE OF OPTIMAL CHARACTERISTICS OF PILOT BOATS

The specific of choice of principal particulars of pilot boats is considered. The optimization task is formulated and its features are showed.

Keywords: pilot boats, mathematical model, goal function, independent variables, constraints.

УДК 656.614.3.004.2:658.345(061)

ОХРАНА ТРУДА ЭКИПАЖА СУХОГРУЗА (ГРУЗ-УГОЛЬ)

Леонов В.Е, Букетов А.В., Исаев Е.А.
Херсонская государственная морская академия,
Сыс В.Б., Сыс Д.Г.
Херсонский национальный технический университет

В статье рассмотрены вопросы охраны труда экипажа судов в процессе погрузки – транспортировки – выгрузки – хранении угля. К опасным факторам при этом необходимо отнести возможность пожара, взрыва, потери остойчивости судна. К вредным факторам относится выделение ядовитых веществ, угольной пыли. Рассмотрены основные принципы охраны труда, техники безопасности и противопожарной техники при хранении, перегрузке и транспортировки угля морским транспортом. Проведён анализ международных нормативно-правовых и законодательных актов по безопасной практике перевозки твердых навалочных грузов. Разработаны рекомендации по охране труда экипажа при погрузке - выгрузке и транспортировки угля, обеспечении живучести судна.
Ключевые слова: уголь, твёрдые навалочные грузы, охрана труда, экипаж, пожар, взрыв, токсичные компоненты, дыхательный кислородный аппарат.

Актуальность проблемы. Перевозка минеральных навалочных грузов (руда, рудные концентраты, уголь) связана с опасностями, которые могут возникать в процессе перевозки в силу физических и химических свойств этих грузов. Мировая статистика показывает, что ежегодно гибнут (риск $R=10^{-6}$) суда, перевозящие навалочные грузы.

Большие объемы перевозки угля морским транспортом, аварии на сухогрузах и катастрофические экологические последствия привели к разработке международных конвенций во избежание загрязнения моря с судов и безопасной перевозки грузов. Международная Морская Организация после детального изучения причин гибели судов обобщила имеющийся опыт и разработала Кодекс безопасной практики перевозки навалочных грузов.

Цель статьи. Провести анализ и обобщение вредных и опасных факторов, обусловленных погрузкой-хранением-транспортировкой- выгрузкой угля при эксплуатации сухогруза в морских условиях. Разработать конкретные рекомендации по охране труда экипажа сухогруза от воздействия вредных и опасных факторов, обусловленных обработкой и перевозкой угля морским транспортом.

Нормативно-правовая база обеспечения безопасной и сохранной перевозки грузов морским транспортом.

Основным документом, регламентирующим перевозку и перегрузку опасных грузов, являются «Правила морской перевозки опасных грузов (МОПОГ)» 1998 года, технические условия и стандарты. Эти документы в настоящее время находятся в стадии доработки и должны быть опубликованы в новой редакции, а, следовательно, будут переработаны и Правила МОПОГ.

Кроме вышеупомянутых правил, при перевозке опасных грузов необходимо учитывать следующие документы:

- МАРПОЛ 73/78;
- СОЛАС 74/88;
- рекомендации по безопасной транспортировке опасных грузов и связанной с этим деятельностью в портах, 1995 г.;
- кодекс безопасной практики перевозки твердых навалочных грузов, 1991 г. Поправки 1991 г. (Кодекс НГ);
- рекомендации ІМО по безопасному хранению и транспортировке пестицидов;
- рекомендации ООН по перевозке опасных грузов. Типовые правила (ST/SG/AC,10/l/Rey.l0);

– конвенция о гражданской ответственности за ущерб, причиненный при перевозке опасных грузов автомобильным, железнодорожным и внутренним водным транспортом (КГПОГ);

– руководство по оказанию первой медицинской помощи (РПМП- MFAG).

BC CODE – Code of Safe Practice for Solid Bulk Cargoes - Кодекс безопасной практики перевозки твердых навалочных грузов выделяет в отдельную группу «твердый навалочный груз», т.е. любой в основном однородный по составу груз, не являющийся жидкостью или газом, состоящий из смеси частиц, гранул или любых более крупных кусков вещества, который грузится в грузовые помещения судна без применения каких-либо промежуточных видов тары.

Характеристика угля. Ископаемые угли подразделяют на антрацит, угли каменные и бурые; сажа - черный порошок или гранулы: пылящий, чрезвычайно гигроскопический груз, склонен к самонагреванию и самовоспламенению, повышенная температура и влагосодержание активизируют эти процессы. В процессе хранения, транспортировки и перегрузки угля необходимо отметить возможность самонагревания, самовозгорания, смерзаемости, способность к измельчению, пылеобразованию и, как следствие, к взрыву. При хранении и транспортировке угля может выделяться метан. Смесь метана с воздухом, содержащая 5-16% объемн. метана, взрывоопасна в атмосфере грузового помещения или смежных помещений от воздействия искры или открытого пламени, зажженная спичка или сигарета. Поскольку метан легче воздуха, он скапливается в верхних частях грузового помещения или других закрытых либо плохо вентилируемых помещениях. Если проницаемость переборок, ограничивающих грузовое помещение, нарушена, метан может проникнуть в служебные или жилые смежные помещения. Угли могут окисляться, вызывая снижение содержания кислорода и рост содержания диоксида углерода в атмосфере грузового помещения. Разогрев угля объясняется главным образом химическими процессами окисления, происходящими в пласте. Самонагревание угля, как правило, начинается внутри штабеля груза, и выделяющееся при этом тепло не успевает рассеиваться, что может привести к возгоранию груза. Возможно образование самовоспламеняющихся и ядовитых газов, включая оксид углерода, не имеющий запаха, легче воздуха, токсичен при вдыхании и обладает способностью воздействовать на содержание гемоглобина в крови с интенсивностью, превышающей интенсивность воздействия кислорода в 200 раз. В зависимости от устойчивости различных сортов углей к самовозгоранию различают следующие категории:

– устойчивые угли, не подверженные самовозгоранию, относят антрациты и каменные угли марки Т;

– угли средней устойчивости – угли марок ПС, ПЖ, К и Г;

– неустойчивые угли, наиболее подверженные самовозгоранию, включают в себя все бурые угли и угли марки Д. Наибольшей способностью к самовозгоранию обладают бурые угли.

Уголь древесный – твердый, пористый высокоуглеродистый продукт, образующийся при пиролизе древесины, при контакте с водой склонен к самонагреванию, возможно самовоспламенение.

Маркировку опасных грузов производят в соответствии с Правилами морской перевозки опасных грузов МОПОГ.

В соответствии с установленной классификацией грузов разработана система обеспечения безопасной сохранной перевозки грузов морем. Эта система имеет два уровня: международный и национальный.

Опасности, связанные с перевозкой углей, могут быть подразделены на следующие три разновидности:

– перемещение груза в процессе рейса и в результате этого возникновение опасного крена и возможная потеря судном остойчивости;

– образование избыточной чрезмерной остойчивости судна и резкой бортовой качки при перевозке тяжелых насыпных грузов, что может вызвать повреждение корпуса, оборудования и механизмов судна, а также смещение груза;

– возникновение повышенных нагрузок при перевозке тяжелых насыпных грузов при неправильном их размещении внутри грузовых помещений и по длине судна, что может привести к нарушению местной и общей прочности корпуса судна.

Основным критерием безопасности плавания судов при перевозке смещающихся грузов является остойчивость.

Требования к охране труда экипажа. К работе с опасными грузами допускаются члены экипажей судов и работники портов, имеющие стаж работы по специальности не менее одного года, прошедшие обучение, ежегодную проверку знаний и инструктаж на рабочем месте по безопасным приемам первой помощи, пострадавшим при несчастных случаях. Члены аварийной судовой команды и аварийной бригады порта должны пройти дополнительное обучение и инструктаж по действиям в аварийной ситуации, способам ликвидации аварии, применению автономных дыхательных аппаратов с сжатым воздухом и средств контроля газовоздушной среды.

Инструктаж на рабочем месте должен производиться перед началом погрузочно-разгрузочных работ:

– администрацией судна – для членов экипажей судов;

– руководителями работ – для докеров-механизаторов. Инструктируемые должны быть ознакомлены:

– с наименованиями, свойствами, видами, степенью опасности, упаковкой и маркировкой грузов, которые должны перегружаться (храниться) в порту или перевозиться на судне;

– с рекомендуемыми средствами индивидуальной защиты при обычной работе и аварийной ситуации (при пожаре или россыпи груза);

– с рекомендуемыми и запрещаемыми огнетушащими средствами для указанных грузов;

– с требованиями охраны труда и противопожарным режимом при погрузке, хранении и перевозке грузов;

– с мерами оказания первой доврачебной помощи пострадавшим.

Инструктаж должен фиксироваться подписями и датой в личной карточке инструктажа или журнале регистрации инструктажей по технике безопасности, охране труда и противопожарной безопасности.

Для предупреждения самовозгорания угля необходимо соблюдать следующие меры предосторожности:

– не допускать погрузки угля с температурой 35 °С и выше;

– машинные, котельные или другие нагревающиеся переборки грузовых помещений, а также паропроводные трубы, находящиеся в них, тщательно изолировать от соприкосновения с углем;

– строго соблюдать режим температурного контроля и измерять температуру груза на каждой вахте, показания заносить в вахтенный журнал;

– при повышении температуры угля до 60 °С принять срочные меры к ликвидации очага самонагревания, прекратить доступ воздуха в грузовое помещение при одновременном использовании имеющихся на судне средств пожаротушения.

Во избежание накопления взрывоопасных газов грузовые помещения судна должны иметь естественную или искусственную вентиляцию. Вентиляторы и все другие отверстия грузового помещения должны иметь устройства, обеспечивающие в случае необходимости герметизацию помещений. На судах, перевозящих уголь, необходимо соблюдать все противопожарные меры предосторожности. Категорически воспрещается перевозить уголь вместе с опасными в пожарном отношении грузами, а также с грузами,

недопускающими загрязнения или несовместимыми по другим признакам. При производстве грузовых операций и перевозке угля следует предупреждать возможность загрязнения механизмов судна и других грузов угольной пылью. При регулярных перевозках угля судно должно быть снабжено соответствующим типовым планом загрузки, составленным с учетом конкретных особенностей судна и района плавания.

Угли различных месторождений, марок и сортов необходимо складировать в отдельные штабели. Необходимо систематически наблюдать за состоянием штабелей груза для предупреждения его самовозгорания: обвалы откосов и трещины нужно немедленно выправлять, штабеля регулярно очищать от снега. Эти работы надо производить осторожно, не допуская повреждения защитного поверхностного слоя.

Возникновение самонагревания и самовозгорания груза можно установить по внешним признакам: появление влажных пятен, выделение водяных паров и сернистого запаха, по показанию термометров. Постоянный температурный контроль является наиболее надежным средством обнаружения очагов самовозгорания. Угли, подготовленные к перевозке, должны быть достаточно термообработаны и охлаждены перед упаковкой.

До начала погрузки необходимо выяснить степень опасности того или иного груза и обеспечить экипаж комплектами защитной одежды и дыхательными аппаратами. Рекомендации по медицинской помощи приводятся в «Руководстве по оказанию первой медицинской помощи при несчастных случаях, имеющих место при перевозке опасных грузов» (МРАО). Направлять людей в грузовые и смежные с ними помещения можно только после их вентиляции и контроля загазованности трюмного воздуха. До начала отправки груза грузоотправитель обязан представить перевозчику за своей подписью подробную информацию о грузе в форме «Декларации», где должны быть указаны все свойства и характеристики груза. Предоставление Декларации необходимо для того, чтобы капитан мог предпринять все возможные меры для обеспечения безопасности перевозки. В порту погрузки капитану должны вручить сертификаты с указанием о фактическом влагосодержании груза на момент погрузки.

До погрузки груза на судно необходимо удостовериться в исправности пайола, осмотреть льяла и убедиться в надежности действия осушительной системы. Все обнаруженные недостатки должны быть немедленно устранены. Кроме того, необходимо предусмотреть, чтобы все помещения, загруженные углем, были газонепроницаемы, а скопившиеся в них газы удалялись только через соответствующие вентиляционные устройства. Люковые крышки, брезенты, клинья и найтовы должны быть в хорошем состоянии и обеспечивать надежное закрытие грузовых люков.

Погрузка и выгрузка опасных грузов в морском порту. В соответствии с МОПОГ запрещается погрузка и эыгрузка опасных грузов:

– на суда, плавающие под флагом, не имеющие документов об их приспособленности к перевозке опасных грузов;

– на суда, плавающие под флагом других стран, кили которых заложены или находились в подобной стадии постройки 1 сентября 1984 г., или после этой даты, не имеющие документа, удостоверяющего, что их конструкция и оборудование соответствуют требованиям Правил 54 гл. 2 - 2 Поправок 1981 к Конвенции СОЛАС-74.

Указанные Правила также предусматривают требования к подготовке персонала, связанного с перевалкой опасных грузов в морском порту. Большое влияние на процессы окисления угля и его самонагревание оказывает степень плотности складирования груза. Типовой план загрузки (ТПЗ) для конкретного судна выполняется на стандартном бланке и должен соответствовать типовым условиям загрузки судна, включенным в информацию капитана об остойчивости и прочности судна. ТПЗ должен иметь отметку, что он составлен в соответствии с РД 31.11.01-92. Суть правил заключается в следующем: суда, перевозящие уголь, должны иметь оборудование для паротушения или углекислотного тушения, средства температурного контроля в пласте угля, а также дыхательные

кислородные аппараты. Вся электроаппаратура, имеющаяся в грузовых помещениях судна, должна быть надежно изолирована от груза. Трюмы должны быть чистыми, не допускается наличие в них промасленных концов, пакли, мешков, щепок и других подобных материалов. В процессе перегрузки и перевозки угля пожаро-взрывоопасными являются - открытый источник пламени, любой тепловой импульс.

Специализированные суда для перевозки навалочных грузов – это однопалубные суда с относительно малой удельной грузовместимостью. Их трюмы имеют большие люки, а коэффициент лючности достигает 0,6-0,8. Для исключения работ по подштивке устраиваются скуловые скосы и подпалубные танки. Второй тип навалочных судов – углевозы, которые имеют удельную грузовместимость 1,3-1,4м/т. Большая грузовместимость у этих судов обеспечивается за счет меньшей емкости балластных танков. Эти суда оборудуют поверхностной принудительной вентиляцией и системой газоанализаторов, показывающих загазованность атмосферы трюмного воздуха. В ряде случаев строятся суда с одинаковой длиной трюмов, но чередующийся принцип загрузки сохраняется. Если такое судно ставится под перевозку угля, то загружаются все трюмы.

Выводы. Рассмотрены и конкретизированы основные рекомендации по снижению уровня риска при погрузке – выгрузке, перевозке морским транспортом угля:

1. Соблюдение Международных и национальных законов, кодексов и правил в процессе погрузки, выгрузки и перевозки угля морским транспортом с целью обеспечения охраны труда экипажа, портовых работников, сохранения судна, материальных ценностей и охраны окружающей, морской среды.
2. Принять за правило - постоянный контроль за температурой в слое перевозимого угля, состава воздуха грузовых помещений, особенно, по содержанию кислорода, оксида, диоксида углерода, метана, сернистого ангидрида.
3. К условиям перевозки и характеристике судна разработать конкретный план мероприятий по предотвращению опасных и вредных факторов, обусловленных морской перевозкой угля.
4. Инструктаж, тренинг экипажа судна по вопросам живучести, остойчивости судна, ликвидации последствий опасных и вредных факторов при морской перевозке угля.
5. Готовность техники к предотвращению опасных и вредных факторов средства контроля, пожаротушения, сохранение мореходных качеств судна.
6. Разработанные конкретные рекомендации по охране труда в процессе перевозки угля морским транспортом позволяют снизить уровень воздействия опасных и вредных факторов на экипаж сухогруза. В дальнейшем с целью снижения аварийности на морском транспорте при перевозке угля необходимо провести комплексные исследования, в частности детально изучить механизм самонагревания, самовозгорания угля, определить граничные параметры и способность технических систем их локализации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Латухов С. В., Никитин В. А., Соколов М. О. Безопасность жизнедеятельности. Охрана труда на морском транспорте: монография / Под общей редакцией В. М. Ушакова. – СПб : МАН Экологии, безопасности человека и природы, 2011 – 274 с.
2. Леонов В. Е., Ходаковский В. Ф., Куликова Л. Б. Основы экологии и охрана окружающей среды : монография / Под редакцией В. Е. Леонова. – Херсон : Издательство Херсонского государственного морского института, 2010 – 352 с.
3. Обеспечение безопасности плавания судов и предотвращение загрязнения окружающей среды : монография // [В. И. Дмитриев, В. Е. Леонов, П. Г. Химич, В. Ф. Ходаковский, Л. Б. Куликова] ; под редакцией В. И. Дмитриева, В. Е. Леонова. – Херсон : Видавницво ХДМА, 2012. – 397 с.
4. Колегаев М. А., Иванов Б. Н., Басанец Н. Г. Безопасность жизнедеятельности и выживание на море : учебное пособие / [под редакцией В. В. Пономаренко]. – Одесса : ОНМА, 2008. – 287 с.

5. Снопков В. И. Технология перевозки грузов морем: учебник для вузов. – СПб. : НПО «Профессионал», 2006. – 242 с.

6. Джежер Е. В., Ярмолович Р. П. Транспортные характеристики грузов : учебное пособие. – Одесса : Феникс, 2007. – 327с.

7. Коробцов В. И. Морская перевозка насыпных грузов. – М. : Транспорт, 1977. – 227 с.

8. Шатов А. Н., Пятаков Э. Н. Перевозка опасных грузов морским транспортом : учебное пособие. – Херсон : Херсонский морской тренажерный центр, 2004. – 178с.

Леонов В.Є., Букетов А.В., Исаєв Є.О., Сис В.Б., Сис Д.Г. ОХОРОНА ПРАЦІ ЕКІПАЖУ СУХОВАНТАЖУ (ВАНТАЖ – ВУГІЛЛЯ)

У статті розглянуто питання охорони праці екіпажу суден в ході завантаження – транспортировки – розвантаження – зберігання вугілля. До небезпечних факторів при цьому необхідно віднести можливість пожежі, вибуху, втрату остійності судна. До шкідливих факторів відноситься виділення отруйних речовин, вугільного пилу. Розглянуто основні принципи охорони праці, техніки безпеки та протипожежної техніки при зберіганні, перенавантаженні та транспортировці вугілля морським транспортом. Проведено аналіз міжнародних нормативно-правових та законордавчих актів з безпечної практики перевезення твердих навальних вантажів. Розроблено рекомендації з охорони праці екіпажу при завантаженні-розвантаженні та транспортировці вугілля, забезпеченню живучості судна.

Ключові слова: вугілля, тверді навальні вантажі, охорона праці, екіпаж, пожежа, вибух, токсичні компоненти, дихальний кисневий апарат.

Leonov V.Ye., Byketov A.V., Isaev Ye.A., Sis V.B., Sis D.G. LABOUR PROTECTION OF DRY CARGO SHIP CREW (CARGO – COAL)

The article deals with the questions of ship crew labour protection in the process of loading – transportation – unloading and storage of coal. Risk of fire, explosion, ship stability loss should be regarded as hazards. Emission of toxic substances and coal-dust are reckoned among harmful factors. The basic principles of labour protection, security regulations and fire safety while storing, loading and shipping of coal are considered. International regulatory and legislative acts that ensure safe transportation of dry bulk cargo are analyzed. Recommendations for crew labour protection while loading-unloading and transportation of coal and for ensuring ship persistence are developed.

Keywords: coal, dry bulk cargo, labour protection, crew, fire, explosion, toxic components, oxygen breathing apparatus.

УДК 658.51:656.6

АНАЛІЗ ШУМУ ТА ВІБРАЦІЇ НА СУДНІ ТА ПОПЕРЕДЖЕННЯ НЕГАТИВНОГО ВПЛИВУ НА ЕКІПАЖ

Лєонов В.Є., Степкова В.В.,
Херсонська державна морська академія
Сис В.Б., Сис Д.Г.
Херсонський національний технічний університет

В роботі розглянута проблема негативного впливу шуму та вібрації на екіпаж судна. Проведений аналіз основних джерел шуму та вібрації на судні, а також запропоновані шляхи зниження їх шкідливого впливу.
Ключові слова: шум, вібрація, діапазон частот вібрації та шуму, віброхвороба, віброприскорення, віброшвидкість, граничний спектр.

Вступ. Судно будь-якого класу та призначення представляє собою складну інженерну споруду, що обумовлене специфікою не тільки конструктивного характеру та технічного оснащення, своєрідністю експлуатації, але й певним судновим середовищем для перебування на ньому екіпажу, що створюється під дією різних техногенних та природних джерел небезпеки. В цих умовах здатність екіпажем виконувати свої зобов'язання залежить не тільки від професійної підготовленості кожного його члену, але і від того, наскільки він є захищеним від впливу різних факторів середовища, в якому вони перебувають, тобто наскільки він здоровий та зберігається його працездатність. Одними з основних техногенних факторів, що представляють небезпеку для екіпажу судна є шум та вібрація.

Актуальність досліджень. Незважаючи на безперервну боротьбу за покращення акустичних та вібраційних характеристик основних джерел вібрації та шуму, якими на суднах є двигун внутрішнього згоряння (дизель), гребний гвинт (рушій), суднова електростанція, проблема зниження вібрації та шуму в суднових приміщеннях залишається актуальною [1, 2].

Мета статті. Проаналізувати джерела виникнення шуму та вібрації на судні, дослідити норми допустимих рівнів, дати оцінку впливу шуму та вібрації на екіпаж та визначити основні заходи для зменшення їх негативного впливу.

Результати досліджень. Шум та вібрація погіршують умови праці, спричиняючи шкідливий вплив на організм людини та знижуючи продуктивність праці. Діючи на центральну нервову систему, шум спричиняє несприятливу дію на весь організм людини. Тривалий та інтенсивний шум впливає на органи слуху, призводячи іноді до глухоти, викликає серйозні розлади нервово-психічної та серцево-судинної діяльності організму. Стомлення працюючих в результаті сильного шуму сприяє уповільненню швидкості психічних реакцій, що збільшує число помилок при роботі і може стати причиною аварій суднових механізмів і травматизму особового складу. Так, при дії шуму інтенсивністю 130 дБ виникає гостра біль, а при інтенсивності більш 140 дБ навіть протягом коротких проміжків часу настає пошкодження (розрив) барабанної перетинки [2].

Джерелами шуму та вібрації на суднах є:
- корпус судна;
- головні двигуни;
- дизель-генератори;
- суднові рушії;
- радіонавігаційне обладнання;
- системи вентиляції та кондиціювання повітря;
- рефрижераторні установки.

Вібрація на суднах створюється:
- неврівноваженими головними двигунами;

– дизель-генераторами та гребними гвинтами;
– пропульсивними якостями системи «корпус-двигуни-рушії».

Основний діапазон частот вібрації поділяється на смуги із середніми частотами 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц. Вибір діапазону обґрунтований тим, що нижче частоти 2 Гц хвильові ефекти в корпусі машини не проявляються, а вище частоти 63 Гц вібрація сприймається як шум. Для шуму виділений діапазон 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц. Таким чином, межі суднової вібрації та шуму сягають від 1,4 до 11000 Гц [3].

Проблема низькочастотної вібрації є особливо актуальною, оскільки вона є найбільш небезпечною для людини, так як життєво важливі органи людей мають власні частоти коливань від 2 до 30 Гц. В цих діапазонах людина відчуває дискомфорт, який проявляється у важкості дихання, негативному впливі на зір, захворюванні серцево-судинної системи. А при великих частотах спостерігається шкідливий вплив на органи слуху.

Також дія шуму та вібрації призводить до підвищеної стомлюваності, слабкості, роздратованості, психічним розладам. Більш того, використовуване на суднах дизельне паливо, газоподібні і тверді продукти їх згоряння в силових установках та допоміжних дизель-генераторах, а також хімічні речовини, що перевозяться, підсланеві води, що утворюються, є джерелами хімічного забруднення не тільки навколишнього середовища, але й повітряного простору різних приміщень суден – місць перебування членів екіпажу [4, 5].

Рівень шкідливості шуму та вібрації визначається їх інтенсивністю та тривалістю дії та людину. З цієї точки зору в найбільш несприятливих умовах знаходяться члени машинних команд, а також ті, що несуть вахту у машинно-котельних відділеннях на суднах, що не обладнані системами дистанційного автоматизованого управління енергетичними установками.

Інтенсивний шум в машинних відділеннях, де встановленні двигуни підвищеної шумності, значно знижує чутність та погіршує сприйняття мови, що може стати причиною аварій або нещасних випадків. Наприклад, при рівні шуму в машинно-котельному відділенні, що досягає 110…115 дБ, сприйняття вахтовим мовлення та усних команд різко знижується, а при рівні, що перевищує 116 дБ, повністю припиняється.

Інтенсивна дія вібрації, так само як і шуму, не тільки погіршує самопочуття людини, але й часто призводить до погіршення його здоров'я: порушення обміну речовин, зниження гостроти зору та слуху. В суднових умовах загальна вібрація організму передається внутрішньому вуху людини через кісткову провідність. Тривала робота з обладнанням, що створює підвищений рівень вібрації, може привести до тяжкого професійного захворювання – віброхвороби, що виявляється в стійких змінах фізіологічних функцій організму, обумовлених порушеннями центральної нервової системи [4].

Підвищені рівні вібрації та шуму на суднах створюють необхідність гігієнічного нормування цих факторів навколишнього середовища [3]. Ці норми встановлюються не тільки з метою захисту екіпажу, але й для захисту корпусних конструкцій, обладнання, приладів.

З метою визначення відповідності віброакустичних параметрів середовища санітарним нормам (ДСТУ 12.1.003-83. Шум. Загальні вимоги безпеки) виконується вимірювання рівня шуму та вібрації. Основним приладом для вимірювання шуму є шумомір. Для вимірювання вібрації застосовують осцилографи, вібрографи, віброскопи і віброметри, а також прилади ШВК-1, ВМ-1, ВШВ-003 [6].

На основі ретельного вивчення шкідливої дії шуму на суднові екіпажі встановлені норми допустимих рівнів шуму на морських суднах, що передбачають величини рівнів шуму для машинно-котельних відділень, жилих, громадських та службових приміщень.

Встановлення якості суднового обладнання по рівням шуму та вібрації виконують, як правило, в період ходових випробувань, а також ремонтів суден та їх обладнання,

відповідно до ДСТУ 12.1.003-83 «Шум. Загальні вимоги безпеки», ДСТУ 31273-2003 «Шум машин. Визначення рівнів звукової потужності по звуковому тиску. Точні методи для заглушених камер» і ДСТУ 31274-2004 «Шум машин. Визначення рівнів звукової потужності за звуковим тиском. Точні методи для реверберацiйних камер» [6, 7, 8].

Методика виміру рівнів шуму регламентується ДСТУ 12.1020-79 «ССБП. Шум. Методи контролю на морських суднах». ДСТУ 12.1.012-2004 ССБП визначає умови виміру параметрів вібрації, а також встановлює загальні вимоги безпеки [9, 10].

На основі ретельного вивчення шкідливого впливу шуму та вібрації на суднові екіпажі з урахуванням вимог Держстандарту Санітарними правилами для морських суден встановлені норми шуму та вібрації [11, 12].

Норми встановлюють гранично допустимі величини рівнів шуму та вібрації на робочих місцях екіпажу, в житлових та громадських приміщеннях, зонах відпочинку.

В якості гранично допустимих нормованих величин вібрації на робочих місцях в приміщеннях суден приймаються логарифмічні рівні середньоквадратичного значення віброприскорення або віброшвидкості в октавних смугах зі середньогеометричними частотами 2, 4, 8, 16, 31.5, 63 Гц [11, 13].

Параметрами, що характеризують загальну вібрацію, згідно стандарту [13] є віброприскорення або віброшвидкість, діапазон частот та час дії вібрації.

Гранично допустимі рівні вібрації на суднах встановлюються згідно граничних спектрів (ГС) по віброприскоренню (L_a), дБ, від нульового рівня $a_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с^2 або відповідним величинам віброшвидкості (L_v), дБ, від нульового рівня $v_c = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с, а також по абсолютному значенню прискорення (а), м/с^2, або абсолютному значенню швидкості (v), мм/с.

Першому спектру (ГС1) відповідає найбільша допустима вібрація, яка є нормою для енергетичного відділення з безвахтовим обслуговуванням, обладнаним засобами комплексної автоматизації, загальний час перебування одного вахтового не повинен перевищувати 60 хвилин на добу. Найменше значення вібрації відповідає шостому спектру (ГС6) – спальні та медичні приміщення суден I та II категорій (груп) [12].

Нормування шуму на суднах, крім основної задачі – захисту організму людини, має за мету забезпечити чутність встановлюються залежно від призначення приміщення, тривалості дії шуму, умов перебування екіпажу на судні. Найбільш допустимі граничні величини рівнів шуму звукових сигналів.

Допустимі рівні шуму рекомендуються в енергетичному відділенні, найменші – в житлових (спальних) приміщеннях та приміщеннях медичного призначення [11].

Зменшення шуму та вібрації здійснюють за наступними напрямками:

- зменшення шуму та вібрації в джерелах виникнення;
- зміна направленості шуму (екранування) або його ізоляція;
- поглинання шуму;
- раціональне планування суднових приміщень та їх віброакустична обробка.

Найбільш радикальною мірою боротьби з шумом та вібрацією на суднах є послаблення їх у джерелах виникнення.

Головними генераторами шуму та вібрації на судні є механізм енергетичної установки, гребні гвинти, системи вентиляції та кондиціонування повітря. Рівні звукової потужності джерел визначаються згідно ДСТУ 12.1.023-80 «Шум. Методи встановлення значень шумових характеристик стаціонарних машин», ДСТУ 12.1.029-80 «Засоби та методи захисту від шуму. Класифікація» [15, 16].

Потужність звукового випромінювання та вібрації суднового енергетичного обладнання можна зменшити способами конструктивного, технологічного характеру, а також оптимізацією режимів його експлуатації.

До числа найбільш ефективних заходів зменшення шуму та вібрації у джерелі виникнення можна віднести наступні:

– підвищення віброакустичних якостей машин та механізмів при їх конструюванні та виготовленні (заміна швидких зворотно-поступальних рухів деталей рівномірним обертанням; зменшенням маси елементів, що зіштовхуються; підвищення рівня чистоти обробки поверхонь, що труться та спільна притирка взаємно дотичних деталей; запобігання можливих резонансів);

– впровадження нових видів матеріалів з високими демпфірувальними властивостями;

– застосування примусового змащення тертьових поверхонь у з'єднаннях;

– покращення віброакустичних характеристик насосів, вентиляторів і суднових систем вентиляції і кондиціонування повітря;

– застосування віброізоляції та активного захисту.

Віброізоляція здійснюється шляхом введення у коливальну систему додаткового, пружного зв'язку, що перешкоджає розповсюдженню вібрацій від джерела коливання (амортизатори, гнучкі амортизаторні вставки, рукави, дюрити).

Необхідно зазначити, що проведення багатьох заходів по зниженню рівнів вібрації одночасно сприяє і ліквідації шуму.

Ефективним засобом боротьби з шумом є також запобігання його розповсюдження у навколишнє середовище. Це досягається шляхом застосування засобів акустичного захисту: акустичною обробкою приміщень та обладнання, а також застосування глушителів.

Акустична обробка приміщень та обладнання полягає у застосуванні звукоізолюючих та звукопоглинаючих матеріалів, спеціальних ізолюючих вигородок та кожухів з вібро- та звукопоглинаючим покриттям, а також проводиться за допомогою герметизації та звукоізоляції суднових машинних відділень.

Звуко- і віброізоляцію поєднують зазвичай із застосуванням звукопоглинаючих матеріалів для облицювання звукоізолюючих кожухів та вигородок, а також вібродемпфіруючих покриттів фундаментів, днищових покриттів та елементів набору корпуса, по яким може розповсюджуватись вібрація і структурний шум [4].

На робочих місцях повинні застосовуватися індивідуальні засоби захисту у всіх випадках, коли член екіпажу зазнає впливу шуму з рівнем більше 80 дБА [11].

Засоби індивідуального захисту екіпажа від шуму в залежності від конструктивного виконання поділяються на:

– протишумові навушники, що закривають вушну раковину зовні;

– протишумові вкладиші, що перекривають зовнішній слуховий прохід або прилеглі до нього;

– протишумові шоломи і каски.

Висновки. Несприятливе середовище, що може виникнути на судні, впливатиме негативно на екіпаж і відповідно зменшить його працездатність, призводячи до зниження живучості судна. Тому питанням зменшення шкідливої дії шуму та вібрації на людину на флоті приділяється підвищена увага.

Відмітимо, що численні віброакустичні випробовування надають підстави стверджувати, що існує фактичне перевищення рекомендованих санітарних норм по вібрації та шуму. Це призводить до шкідливого впливу даних факторів на екіпаж та на судно в цілому. Тому, на сьогодні, дана проблема залишається актуальною й повністю невирішеною.

Для зниження негативного впливу шуму та вібрації на членів екіпажу судна, морське середовище необхідно використовувати комплекс колективних та індивідуальних засобів захисту з метою зменшення до межі допустимих рівнів впливу згідно показників нормованих величин.

Подальші дослідження шуму та вібрації дозволять більш точно проаналізувати ступінь впливу різних категорій шуму на працездатність екіпажу та визначити найбільш ефективні засоби для забезпечення найсприятливіших умов праці на судні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 1. Обеспечение безопасности плавания судов и предотвращение загрязнения окружающей среды : монография / [Дмитриев В. И., Леонов В. Е., Химич П. Г. и др.] ; под ред. В. И. Дмитриева, В. Е. Леонова. – Херсон : Видавництво ХДМА, 2012. – 397 с.

2. Костин В. И. Техносферная безопасность на морском транспорте: состояние, проблемы и возможные пути решения / В. И. Костин, В. К. Новиков // Речной транспорт (XXI век), 2011. – № 3 (51). – С. 58-60.

3. Щербакова О. В. Исследование требований санитарных норм, предъявляемых к вибрации и шуму на речном транспорте / О. В. Щербакова, М. К. Романченко // Журнал университета водных коммуникаций. – 2010. – № 1.

4. Іванов Б. М. Основи охорони праці на морському транспорті : підручник / [Б. М. Іванов, М. О. Колегаєв, Ю. І. Касилов, О. І. Іванов]. – Одеса : КОМПАС, 2003. – 416 с.

5. Латухов С.В. Безопасность жизнедеятельности. Охрана труда на морском транспорте : монография / С. В. Латухов, В. А. Никитин, М. О. Соколов ; Под общей редакцией В. М. Ушакова. – СПб. : МАНЭБИП, 2011. – 276 с.

6. ГОСТ 12.1.003-83. Шум. Общие требования безопасности. – М. : Стандартинформ, 2007.

7. ГОСТ 31273-2003. Шум машин. Определение уровней звуковой мощности по звуковому давлению. Точные методы для заглушенных камер. – М. : Стандартинформ, 2005.

8. ГОСТ 31274-2004. Шум машин. Определение уровней звуковой мощности по звуковому давлению. Точные методы для реверберационных камер. – М. : Стандартинформ, 2005.

9. ГОСТ 12.1.020-79. Шум. Метод контроля на морских и речных судах. – М., 1988.

10. ГОСТ 12.1.012-2004. Вибрационная безопасность. Общие требования. – М. : Стандартинформ, 2010.

11. СН 2.5.2.047-96. Уровни шума на морских судах. – М., 1996.

12. СН 2.5.2.048-96. Уровни вибрации на морских судах. – М., 1996.

13. ГОСТ 12.1.047-85. Вибрация. Метод контроля на робочих местах и в жилых помещениях морских и речных судов. – М., 1985.

14. ГОСТ 12.4.051-87. Средства индивидуальной защиты органа слуха. – М., 1987.

15. ГОСТ 12.1.023-80. Шум. Методы установления значений шумовых характеристик стационарных машин. – М., 1991.

16. ГОСТ 12.1.029-80. Средства и методы защиты от шума. Классификация. – М., 1980.

Леонов В.Є., Степкова В.В., Сыс В.Б., Сыс Д.Г. АНАЛИЗ ШУМА И ВИБРАЦИИ НА СУДНЕ И ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ НЕГАТИВНОГО ВЛИЯНИЯ НА ЭКИПАЖ

В работе рассмотрена проблема негативного влияния шума и вибрации на экипаж судна. Произведен анализ основных источников шума и вибрации на судне, а также предложены пути снижения их вредного воздействия.

Ключевые слова: шум, вибрация, диапазон частот вибрации и шума, виброболезнь, виброускорение, виброскорость, граничный спектр

Leonov V.E., Stepkova V.V., Sys V.B., Sys D.G. THE ANALYSIS OF NOISE AND VIBRATION ON THE SHIP AND PREVENTION OF NEGATIVE INFLUENCE ON THE CREW

This article is devoted to the problem of the negative noise and vibration influence on the ships crew. Here we analyze the major sources of noise and vibration and offer the ways of reducing their harmful effects.

Keywords: noise, vibration, range of frequencies of vibration and noise, vibration illness, vibroacceleration, vibrospeed, limit spectrum.

УДК 629.5.01

ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕХНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ БАЛКЕРА

Панкова О.В.
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

Рассмотрены особенности математической модели технических свойств судна, а также представлен перечень зависимостей, которые используются при построении математической модели балкера на начальных стадиях проектирования. Данные результаты также входят в уравнения эффективности грузовых судов как результат выполнения условия оптимальности.
Ключевые слова: математическая модель, грузовое судно, условие оптимальности, технические свойства судна.

Постановка проблемы. Основными признаками оптимизационной задачи являются: критерий оптимизации, независимые переменные и математическая модель проектируемого объекта, которая также включает в себя систему ограничений.

Оптимизационная задача проектирования грузового судна выполняется в такой последовательности:

1. Определяется цель создания оптимизируемого объекта. В данном случае – балкера. Другими словами – происходит формулировка сути поставленной оптимизационной задачи.
2. Составляется перечень независимых переменных.
3. Происходит выбор и обоснование критерия оптимизации – целевой функции.
4. Создается математическая модель судна.
5. Формируется система ограничений задачи.
6. Строится алгоритм оптимизации судна.

Поиск оптимума и проверка чувствительности критерия к изменениям независимых переменных задачи [4].

Связь работы с научными программами, планами и темами. Статья содержит результаты исследования, выполненные в рамках общего плана научных исследований Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова и госбюджетной научно-исследовательской работы «Разработка методики определения параметрической надежности судна на начальных этапах его проектирования».

Анализ последних исследований и публикаций. Математические модели технических свойств различных типов судов отражены в большом количестве публикаций [1-4]. В данной статье представлен перечень зависимостей, которые используются в математической модели балкера.

Цель статьи – рассмотреть особенности математической модели судна, а также показать перечень зависимостей, которые используются при построении математической модели технических свойств балкера.

Изложение материала исследования и анализ полученных результатов. В математической модели должен быть указан возможный диапазон изменения независимых переменных; ограничения для значений вспомогательных параметров расчёта (ограничения в виде формул – «функциональные ограничения», или в виде чисел – «тривиальные ограничения») [4].

Система ограничений представляет собой совокупность уравнений и неравенств, которые связывают показатели свойств балкера с его основными элементами.

Такая совокупность алгебраических выражений и является математической моделью балкера.

Математическая модель судна состоит из математической модели технических свойств и модели его функционирования.

Математическая модель технических свойств судна является совокупностью уравнений и неравенств, связывающих показатели свойств объекта со значениями его главных элементов и характеристик.

Модель функционирования связывает характеристики судна, такие как, скорость хода, водоизмещение, вместимость, производительность, грузооборот и т.д., с условиями его эксплуатации [4].

В данной статье остановимся на рассмотрении особенностей математической модели технических свойств судна. Она состоит из следующих основополагающих уравнений: уравнения масс, уравнения для определения мощности главного двигателя, уравнения вместимости и уравнения удифферентовки судна [5, 6].

Также представлены в виде алгебраических выражений нормативные показатели качеств судна – остойчивость, качка, непотопляемость, обитаемость и т.д.

Большинство уравнений представляют собой одно- или двусторонние неравенства.

Только уравнение плавучести отражает строгую физическую зависимость – соответствие массы судна массе вытесненной воды. Все остальные уравнения решаются в определенных допусках с целью удовлетворения требованиям живучести судна и технико-эксплуатационным требованиям.

Задание на проектирование включает в себя: тип судна, назначение судна, дедвейт, максимальная осадка, грузовместимость, эксплуатационная скорость, автономность плавания, грузовое оборудование, количество экипажа.

Главные размерения судна могут быть найдены с помощью соотношений и коэффициентов, которые используются как независимые переменные:

$$D = \left(\frac{1}{k}\right) \cdot DW ,$$

где D – водоизмещение судна, т; k – коэффициент дедвейта; DW – дедвейт судна, т.

Осадка судна в морской воде, м:

$$T = \sqrt[3]{\frac{D}{\left(\frac{L}{B}\right) \cdot \left(\frac{B}{T}\right)^2 \cdot Cb \cdot 1{,}025}} ,$$

где Cb – коэффициент общей полноты судна; L – длина судна, м; B – ширина судна, м; T – осадка судна, м.

Зависимость для нахождения ширины и длины судна, м:

$$B = T \cdot \left(\frac{B}{T}\right),\ L = B \cdot \left(\frac{L}{B}\right),\ L = \sqrt[3]{\frac{DW \cdot \left(\frac{L}{B}\right)^2 \cdot \left(\frac{B}{T}\right)}{1{,}025 \cdot Cb \cdot k}} .$$

Коэффициент дедвейта k находится с помощью статистических данных по формуле:

$$k = \frac{DW}{D},$$

Коэффициент дедвейта k для разных типов судов представлен в табл. 1.

Таблица 1 – Значение коэффициента дедвейта k для разных типов судов

Тип судна	***Коэффициент дедвейта k***
Рудовоз	0,820
Универсальное сухогрузное судно	0,700
Контейнеровоз	0,600
Пассажирское судно	0,35 - 0,40
Судно типа Ro-Ro	0,300

Водоизмещение судна (в частности для морской воды) находится по формуле [7]:

$$D = 1{,}025 \cdot L \cdot B \cdot T \cdot Cb ,$$

Мощность энергетической установки определяется по формуле [5]:

$$Ne = D^{2/3} \cdot v^3 / (a + b \cdot Fr),$$

где Ne – мощность энергетической установки судна, л.с.; v – эксплуатационная скорость хода, уз; Fr – число Фруда; a, b – квадратичные функции; Cb – коэффициент общей полноты судна.

Формулы для определения полиномов a, b [5]:

$$a = 4977{,}06Cb^2 - 8105{,}61Cb + 4456{,}51; \; b = -10847{,}2Cb^2 + 12817Cb - 6960{,}32.$$

Водоизмещение судна порожнем включает в себя массу металлического корпуса, массу оборудования и массу механизмов, т:

$$D_{light} = W_{steel} + W_{outfit} + W_{machinery}, \; DW = D - D_{light}.$$

Соответственно, масса металлического корпуса, масса оборудования и масса механизмов, т, находятся по статистическим зависимостям от главных элементов судна:

$$W_{steel} = 0{,}034 \cdot L^{1{,}7} \cdot B^{0{,}7} \cdot H^{0{,}4} \cdot Cb^{0{,}5},$$

где H – высота борта, м.

$$W_{outfit} = 1{,}0 \cdot L^{0{,}8} \cdot B^{0{,}6} \cdot H^{0{,}3} \cdot Cb^{0{,}1}, \; W_{machinery} = 0{,}17 \cdot Ne^{0{,}9}.$$

Аппликата центра величины z_c, м, и аппликата центра тяжести z_g, м, находятся по статистическим формулам в зависимости от главных размерений судна:

$$z_c = 0{,}53 \cdot T, \; z_g = 1{,}0 + 0{,}52 \cdot H.$$

Определение коэффициента общей полноты судна:

$$Cb = 0{,}8217 \cdot f \cdot L^{0{,}42} \cdot B^{-0{,}3072} \cdot T^{0{,}1721} \cdot v^{-0{,}6135},$$

где f – коэффициент, который зависит от типа судна, в частности $f = 1{,}04$ – для балкера.

Коэффициент полноты мидель-шпангоута:

$$Cm = 1{,}006 - 0{,}0056 \cdot Cb^{-3{,}56},$$

Коэффициент полноты ватерлинии:

$$Cwl = \frac{Cb}{0{,}471 + 0{,}551 \cdot Cb},$$

Регрессионные зависимости для определения величины надводного борта F, мм, для судов типа А (1) и судов типа В (2):

$$F = -0{,}027415 \cdot L_f^2 + 21{,}007881 \cdot L_f - 562{,}067149, \quad (1)$$

$$F = -0{,}016944 \cdot L_f^2 + 22{,}803499 \cdot L_f - 691{,}269920, \quad (2)$$

где L_f – длина судна в соответствии с Правилами Регистра, м.

Валовая вместимость балкера GT, м^3, определяется по формуле:

$$GT = 0{,}28 \cdot L \cdot B \cdot H.$$

Чистая вместимость балкера NT, м^3, находится по статистической зависимости:

$$NT = 0{,}6 \cdot GT.$$

Определение параметров остойчивости балкера. Метацентрическая высота h, м, определяется по формуле:

$$h = B \cdot \left(\frac{0{,}08}{\sqrt{Cm}} \cdot \frac{B}{T} + \frac{0{,}9 - 0{,}3 \cdot Cm - 0{,}1 \cdot Cb}{B/T} \right).$$

Период качки балкера T_{roll}, сек, находится по формуле:

$$T_{roll} = \frac{0{,}43 \cdot B}{\sqrt{h}}.$$

Выводы. В статье рассмотрены особенности математической модели технических свойств судна, а также представлен перечень зависимостей, которые используются при построении математической модели балкера на начальных стадиях проектирования. Данные результаты также входят в уравнения эффективности грузовых судов как результат выполнения условия оптимальности. Перспективами дальнейших исследований является детальное рассмотрение таких нормативных показателей качеств судна, как качка, непотопляемость, обитаемость, а также добавление их в математическую модель технических свойств судна. Это предоставит возможность осуществлять более качественную связь между математической моделью технических свойств и моделью функционирования балкера.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Азарова Н. М. Выбор функции цели при проектирования судов в условиях рыночной экономики / Н. М. Азарова, А. И. Раков // Збірник наукових праць УДМТУ. – Миколаїв : УДМТУ, 1998. – № 1 (349). – С. 58-60.

2. Бронников А. В. Морские транспортные суда. Основы проектирования / А. В. Бронников. – Л. : Судостроение, 1984. – 352 с.

3. Войткунский Я. И. Справочник по теории корабля. / Я. И. Войткунский. – Л. : Судостроение, 1985. – 539 с.

4. Методи оптимального проектування суден : навчальний посібник. У 3 ч. Ч. 1. Основи теорії і методології / [А. М. Вашедченко, О. І. Кротов, О. В. Бондаренко, О. В. Панкова]. – Миколаїв : Видавництво НУК, 2011. – 111 с.

5. Панкова О. В. Зависимости для определения мощности энергетической установки в оптимизационной модели проектирования балкера / О. В. Панкова // Науковий вісник Херсонської державної морської академії : Науковий журнал. – Херсон : Видавництво ХДМА, 2012. – № 1 (6). – С. 111-116.

6. Панкова О. В. Регрессионные уравнения массовой нагрузки, вместимости и ходкости судна в оптимизационной задаче его проектирования / О. В. Панкова // Совершенствование проектирования и эксплуатации морских судов и сооружений : Материалы II студенческой научн.-техн. конф. факультета МТС (4-7 декабря 2007 г., Севастополь). – Севастополь : Издательство СевНТУ, 2008. – С. 106-109.

7. Фукельман В. Л. Теория корабля с основами гидромеханики / В. Л. Фукельман – Л. : Судостроение, 1964. – 350 с.

Панкова О.В. ОСОБЛИВОСТІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕХНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ БАЛКЕРА

Розглянуті особливості математичної моделі технічних властивостей судна, а також представлений перелік залежностей, які використовуються при побудові математичної моделі балкера на початкових стадіях проектування. Дані результати також входять в рівняння ефективності вантажних суден як результат виконання умови оптимальності.

Ключові слова: математична модель, вантажне судно, умова оптимальності, технічні властивості судна.

Pankova O.V. THE FEATURES OF BULKER TECHNICAL PROPERTIES MATHEMATICAL MODEL

The features of ship technical properties mathematical model are considered, and also the list of dependences which are used for the construction of bulker mathematical model on the initial stages of designing is presented. These results are also included in equalizations of efficiency of freight ships as a result of optimality condition implementation.

Keywords: mathematical model, freight ship, optimality condition, ship technical properties.

УДК: 629.5.064.5 (045)

ВЕРИФИКАЦИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ АЛГОРИТМОВ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СУДОВЫМ РУЛЕВЫМ ПРИВОДОМ

Шевченко В.А.
Одесская национальная морская академия

В работе верифицированы алгоритмы функционирования системы управления рулевым приводом. Получен граф состояний рулевого привода, описаны состояния рулевого привода и условия перехода между ними.
Разработана логическая схема алгоритма функционирования системы управления рулевым приводом, которая может лечь в основу при разработке программного обеспечения таких систем.
Ключевые слова: судно, рулевой привод, алгоритм, граф, результатная функция.

Введение. Одним из определяющих факторов безопасного движения судна является надежная работа судового рулевого комплекса. Надежность рулевого комплекса зависит не только от безотказной работы его силовых узлов, но и устойчивой работы его системы управления, алгоритмическое обеспечение которой позволит в полной мере реализовывать задачи оператора или авторулевого, а также вовремя диагностировать, а в некоторых случаях и обеспечивать толерантное к неисправностям [1] управление.

Актуальность исследований. Надежность судового рулевого комплекса определяется надежностью рулевого привода и ее управляющего устройства – авторулевого или автопилота. В свою очередь, надежность авторулевого определяется надежностью аппаратной части и программного обеспечения. Современные технологии обеспечивают высокую надежность аппаратной части, выпускаемой в виде контроллеров, предназначенных для работы в различных условиях окружающей среды и устойчивых к влиянию вредных технологических процессов.

В то же время программное обеспечение современных систем управления рулевым приводом не раскрывается производителями и, поэтому проанализировать его в большинстве случаев не представляется возможным. Кроме того, базовые алгоритмы такого программного обеспечения не носят унифицированный характер, и зависят от предпочтений проектирующей и исполняющей организаций.

Поэтому верификация алгоритмов функционирования как на стадии разработки с целью их унификации, так и в процессе эксплуатации и наладки является важной и актуальной.

Постановка задачи. Задачей данной работы является верификация функциональных алгоритмов системы управления рулевым приводом с целью обеспечения надежной его работы.

Результаты исследований. В работе [2] приведены концепция и теоретические основы описания состояний объекта и условий переходов между ними. В основу такой концепции заложена теория графов.

Первый этап верификации выполним при помощи графа, рис.1, который позволяет достаточно наглядно и компактно отобразить совокупности состояний рулевого привода $LS(N_{LS})$: $LS(N_{LS}) = U LS(i)$, $i \in N_{LS}$,

где $N_{LS} = \overline{0,10}$ – нумерация состояний локальных процессов рулевого привода (РП).

Для системы РП номера состояний имеют следующие значения: 0 – агрегат стоит в режиме «местный»; 1 – стоит в режиме «дистанционный»; 2 – стоит в режиме «автомат»; 3 – работает в режиме «автомат»; 4 – стоит в режиме «следящий»; 5 – работает в режиме «следящий»; 6 – привод работает и перо руля находится в диаметральной плоскости; 7 – перекладка влево; 8 – перекладка вправо; 9 – руль в расчетной позиции; 10 – остановлен нормально; 11 – заблокирован по аварии.

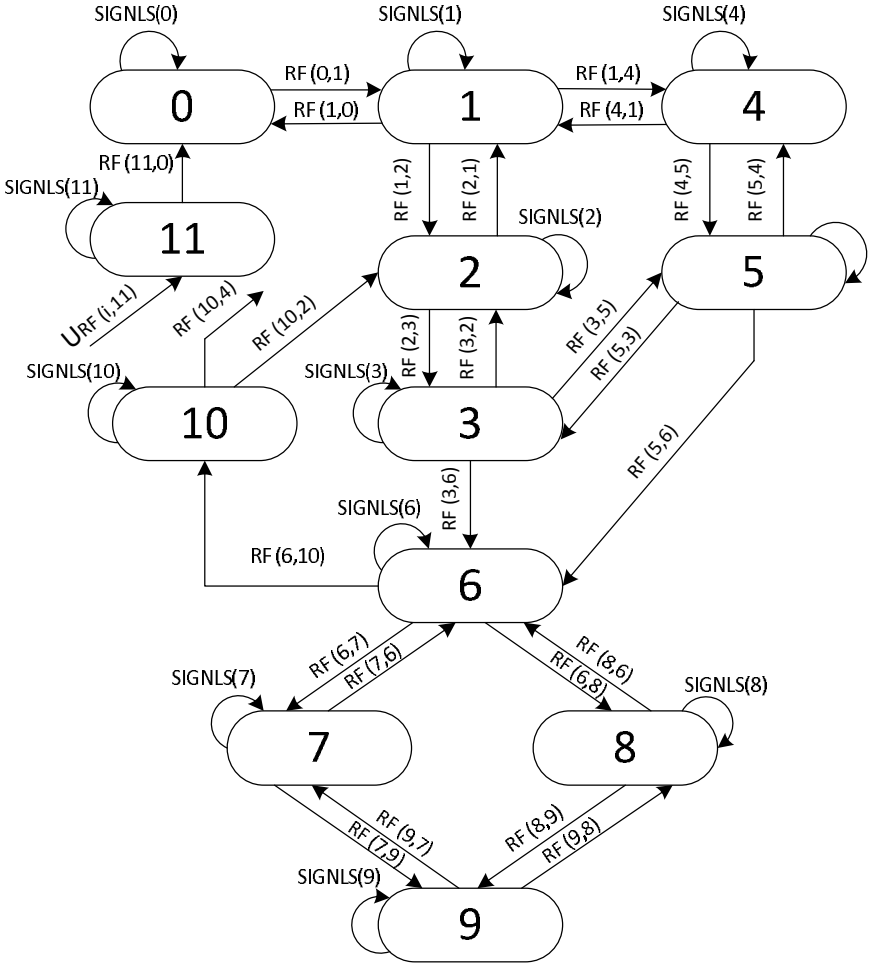


Рисунок 1 – Граф состояний системы рулевого привода

Каждая вершина графа GR(i) ∈ GR(N_{GR}), i ∈ N_{GR} сопоставима с вполне определенным предикативным состоянием *LS*(i) ∈ *LS*(N_{LS}), где N_{GR} и N_{LS} – нумерации, взаимно связанные однозначным соответствием $|N_{GR}| = |N_{LS}| = 12$. Например, если рулевой привод работает, и перо руля находится в диаметральной плоскости, то только один предикат должен быть истинным *LS*(6) = И, а остальные – ложными. Под термином «предикативные состояния» будем понимать систему предикатов, лишенных парадоксов в том смысле, что каждое состояние должно описываться отличным от другого, полным и непротиворечивым набором слов-признаков, а установлению состояния STS должен существовать вполне определенный алгоритм.

Для описания слов-признаков состояний РП будем использовать следующие сигналы и команды: ***LCL*** – сигнал, принимающий истинное значение, если переключатель выбора вида управления на щите управления рулевым приводом установлен в положение «местный», а не «дистанционный»; ***RMT*** – сигнал, принимающий истинное значение, если переключатель выбора вида управления на щите управления рулевым приводом установлен в положение «дистанционный»; ***AUT*** – сигнал, принимающий истинное значение, если переключатель выбора вида управления на пульте авторулевого установлен в положение «автоматический», а не «следящий»; ***FU*** – сигнал, принимающий истинное значение, если переключатель выбора вида управления на пульте авторулевого установлен в положение «следящий»; ***MST*** – команда, принимающая истинное значение, если была нажата кнопка пуска насоса на местном либо дистанционном пульте, а также в случае поступления команды на пуск от координатора; ***MSP*** – команда, принимающая

истинное значение, если была нажата кнопка остановки насоса на местном либо дистанционном пульте, а также в случае поступления команды на останов от координатора; ***PWRK*** – сигнал истинный, если насос в работе; ***MEM*** – сигнал истинный, если насос остановлен по аварии; ***RPMD*** – сигнал, принимающий истинное значение, если перо руля находится в диаметральной плоскости; ***RMVP*** – сигнал и команда являются истинными, если руль перекладывается влево либо поступила команда на перекладку руля влево; ***RMVS*** – сигнал и команда являются истинными, если руль перекладывается вправо либо поступила команда на перекладку руля вправо; ***BRMV*** – сигнал является истинным, когда расчетное время перекладки истекло; ***RDP*** – сигнал, принимающий истинное значение, если перо руля находится в расчетной позиции; ***RPP*** – сигнал, принимающий истинное значение, если перо руля находится слева от диаметральной плоскости; ***RPS*** – сигнал, принимающий истинное значение, если перо руля находится справа от диаметральной плоскости; ***RMVSP*** – сигнал и команда принимают истинное значение, если перекладка руля остановлена либо поступила команда на остановку перекладки пера руля.

С учетом принятых обозначений, состояния агрегата описываются следующими словами-признаками:

$$SIGNLS\,(0) = LCL\ \&\ \overline{PWRK}\ ;\ SIGNLS\,(1) = RMT\ \&\ \overline{PWRK}\ \&\ \overline{MST}\ ;$$

$$SIGNLS\,(2) = RMT\ \&\ \overline{PWRK}\ \&\ \overline{MST}\ \&\ AUT\ ;\ SIGNLS(3) = RMT \,\&\, PWRK \,\&\, AUT\,;$$

$$SIGNLS\,(4) = RMT\ \&\ \overline{PWRK}\ \&\ \overline{MST}\ \&\ FU\ ;\ SIGNLS(5) = RMT \,\&\, PWRK \,\&\, FU\,;$$

$$SIGNLS(6) = PWRK \,\&\, (AUT \vee FU) \,\&\, RPMD\,;$$

$$SIGNLS\,(7) = PWRK\ \&\ (AUT \vee FU) \,\&\, RMVP\ \&\ \overline{BRMV}\ ;$$

$$SIGNLS\,(8) = PWRK\ \&\ (AUT \vee FU) \,\&\, RMVS\ \&\ \overline{BRMV}\ ;$$

$$SIGNLS(9) = PWRK \,\&\, (AUT \vee FU) \,\&\, RDP \,\&\, BRMV\,;$$

$$SIGNLS\,(10) = \overline{PWRK}\ \&\ MSP\ ;\ SIGNLS\,(11) = \overline{PWRK}\ \&\ MEM\ .$$

Для окончательной формализации программы функционирования локальной подсистемы рулевого привода необходимо получить систему результатных функций, отображающих условие и процедуру перехода от одного состояния к другому. Детализируя исследуемый процесс и используя язык результатных функций, условия переходов представим в виде следующей системы:

$$RFLS(0 \to 1) \cong LS(0) \,\&\, RMT \to WR : MRMT, LS(1)$$

$$RFLS(1 \to 0) \cong LS(1) \,\&\, LCL \to WR : MLCL, LS(0); CL : MRMT$$

$$RFLS(1 \to 2) \cong LS(1) \,\&\, AUT \to WR : MAUT, LS(2)$$

$$RFLS\,(2 \to 1) \cong LS\,(2) \,\&\, RMT\ \&\ \overline{AUT}\ \to WR : MRMT\,, LS\,(1); CL : MAUT$$

$$RFLS\,(2 \to 3) \cong LS\,(2) \,\&\, MST\ \&\ \overline{MEM}\ \to WR : PWRK\,, LS\,(3)$$

$$RFLS(3 \to 2) \cong LS(3) \,\&\, MSP \to WR : LS(2); CL : PWRK$$

$$RFLS(1 \to 4) \cong LS(1) \,\&\, FU \to WR : MFU, LS(4)$$

$$RFLS\,(4 \to 1) \cong LS\,(4) \,\&\, \overline{FU}\ \&\ RMT\ \to WR : MRMT\,, LS\,(1); CL : MFU$$

$$RFLS\,(4 \to 5) \cong LS\,(4) \,\&\, MST\ \&\ \overline{MEM}\ \to WR : PWRK\,, LS\,(5)$$

$$RFLS(5 \to 4) \cong LS(5) \,\&\, MSP \to WR : LS(4); CL : PWRK$$

$$RFLS\,(3 \to 5) \cong LS(3)\,\&\,\overline{AUT}\,\&\,FU \to WR : MFU\,, LS(5); CL : MAUT$$

$$RFLS\,(5 \to 3) \cong LS(5)\,\&\,\overline{FU}\,\&\,AUT \to WR : MAUT\,, LS(3); CL : MFU$$

$$RFLS\,(3 \to 6) \cong LS(3)\,\&\,(RPP\,\&\,MRMVS \vee RPS\,\&\,MRMVP \vee RPMD) \to$$

$$\to WR : RPMD, LS(6), RMVSP(t+1) \quad if \quad RPMD(t+1)\,\&\,(RMVS(t) \vee RMVP(t))$$

$$RFLS\,(5 \to 6) \cong LS(5)\,\&\,(RPP\,\&\,MRMVS \vee RPS\,\&\,MRMVP \vee RPMD) \to$$

$$\to WR : RPMD, LS(6), RMVSP(t+1) \quad if \quad RPMD(t+1)\,\&\,(RMVS(t) \vee RMVP(t))$$

$$RFLS(6 \to 7) \cong LS(6)\,\&\,MRMVP\,\&\,\overline{MRMVSP}\,\&\,\overline{MRMVS} \to WR : RMVP, LS(7), B(RMV); CL : MRPMD$$

$$RFLS(7 \to 6) \cong LS(7)\,\&\,MRMVSP\,\&\,RPMD \to WR : MRPMD, LS(6)$$

$$RFLS(6 \to 8) \cong LS(6)\,\&\,MRMVS\,\&\,\overline{MRMVSP}\,\&\,\overline{MRMVP} \to WR : MRMVS, LS(8), B(RMV); CL : MRPMD$$

$$RFLS(8 \to 6) \cong LS(8)\,\&\,MRMVSP\,\&\,RPMD \to WR : MRPMD, LS(6)$$

$$RFLS(7 \to 9) \cong LS(7)\,\&\,RDP\,\&\,BRMV \to WR : MRDP, LS(9), MRMVSP; CL : MRMVP$$

$$RFLS(9 \to 7) \cong LS(9)\,\&\,MRMVP\,\&\,\overline{MRMVSP}\,\&\,\overline{MRMVS} \to WR : MRMVP, LS(7), B(RMV); CL : MRDP$$

$$RFLS(8 \to 9) \cong LS(8)\,\&\,RDP\,\&\,BRMV \to WR : MRDP, LS(9), MRMVSP; CL : MRMVS$$

$$RFLS(9 \to 8) \cong LS(9)\,\&\,MRMVS\,\&\,\overline{MRMVSP}\,\&\,\overline{MRMVP} WR : MRMVS, LS(8), B(RMV); CL : MRDP$$

$$RFLS\,(6 \to 10) \cong LS\,(6)\,\&\,MSP \to WR : \overline{PWRK}\,, LS\,(10)$$

$$RFLS(10 \to 2) \cong LS(10)\,\&\,AUT \to WR : MAUT, LS(2)$$

$$RFLS(10 \to 4) \cong LS(10)\,\&\,FU \to WR : MFU, LS(4)$$

$$RFLS\,(11 \to 0) \cong LS\,(11)\,\&\,RST\,\&\,LCL\,\&\,\overline{MEM} \to WR : MLCL, LS\,(0); CL : MEM$$

Для доказательства правомерности такого подхода к описанию программы, пользуясь графом, рис. 1, и приведенной выше системой результатных функций, рассмотрим работу системы РП по переводу РП из некоторых общих состояний в конечное (руль находится в расчетной позиции).

Допустим, РП находится в состоянии STS(3), которое характеризуется словом-признаком $RMT\,\&\,PWRK\,\&\,AUT$, т.е. насос рулевой машины находится в работе и при этом выбраны режим работы «дистанционный» и вид управления «автоматический». Как видно из графа, существует только один путь перехода из STS(3) в STS(6), для прохождения которого формируются команды по перемещению пера в диаметральную плоскость, при этом, если руль находится слева от диаметральной плоскости RPP, то формируется команда на перекладку пера руля вправо $MRMVS$ пока руль не достигнет диаметральной плоскости $RPMD$, как только это произойдет, перекладка руля прекратится $RMVSP(t+1)$ и произойдет переход в состояние STS(6). Аналогичные действия произойдут, в случае, если перо руля находится справа от диаметральной плоскости. Если же РП находится в состоянии STS(3) и перо руля уже находится в диаметральной плоскости $RPMD$, то произойдет переход в состояние STS(6).

Из состояния STS(6) при поступлении команды на перекладку руля влево $MRMVP$ и отсутствии команд на перекладку вправо $\overline{MRMVS}$ и прекращение перекладки $\overline{MRMVSP}$ РП переходит в состояние STS(7). При этом в память заносится значение расчетного времени, отведенного на перекладку $B(RMV)$ и начинается его отсчет.

Из состояния STS(7) РП перейдет в состояние STS(9) как только перо руля достигнет расчетной позиции RDP , и время на перекладку истечет $BRMV$.

Полученную таким образом систему результатных функций и слов-признаков состояний положим в основу алгоритма работы локальной подсистемы рулевого привода, который можно выразить следующей логической схемой алгоритма (ЛСА):

$$S_н.INPUT.MLS(0,t-1)\overset{26}{\uparrow}\overset{1}{\downarrow}SIGN:LS(0).LS(0)\overset{3}{\uparrow}\overset{2}{\downarrow}MLS(0,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{3}{\downarrow}SIGN:LS(1).$$

$$LS(1)\overset{5}{\uparrow}\overset{4}{\downarrow}MLS(1,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{5}{\downarrow}SIGN:LS(2).LS(2)\overset{7}{\uparrow}\overset{6}{\downarrow}MLS(2,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{7}{\downarrow}SIGN:LS(3).$$

$$LS(3)\overset{9}{\uparrow}\overset{8}{\downarrow}MLS(3,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{9}{\downarrow}SIGN:LS(4).LS(4)\overset{11}{\uparrow}\overset{10}{\downarrow}MLS(4,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{11}{\downarrow}SIGN:LS(5).$$

$$LS(5)\overset{13}{\uparrow}\overset{12}{\downarrow}MLS(5,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{13}{\downarrow}SIGN:LS(6).LS(6)\overset{15}{\uparrow}\overset{14}{\downarrow}MLS(6,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{15}{\downarrow}SIGN:LS(7).$$

$$LS(7)\overset{17}{\uparrow}\overset{16}{\downarrow}MLS(7,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{17}{\downarrow}SIGN:LS(8).LS(8)\overset{19}{\uparrow}\overset{18}{\downarrow}MLS(8,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{19}{\downarrow}SIGN:LS(9).$$

$$LS(9)\overset{21}{\uparrow}\overset{20}{\downarrow}MLS(9,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{21}{\downarrow}SIGN:LS(10).LS(10)\overset{23}{\uparrow}\overset{22}{\downarrow}MLS(10,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{23}{\downarrow}SIGN:$$

$$LS(11).LS(11)\overset{25}{\uparrow}\overset{24}{\downarrow}MLS(11,t)\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{25}{\downarrow}WR:NO-LS.JMP:EM\omega\overset{69}{\uparrow}\overset{26}{\downarrow}MLS(1,t-1)\overset{30}{\uparrow}$$

$$SIGN:LS(1).LS(1)\overset{27}{\uparrow}\omega\overset{4}{\uparrow}\overset{27}{\downarrow}SIGN:LS(0).LS(0)\overset{28}{\uparrow}\omega\overset{2}{\uparrow}\overset{28}{\downarrow}SIGN:LS(2).LS(2)\overset{29}{\uparrow}\omega\overset{6}{\uparrow}$$

$$\overset{29}{\downarrow}SIGN:LS(4).LS(4)\overset{25}{\uparrow}\omega\overset{10}{\uparrow}\overset{30}{\downarrow}MLS(2,t-1)\overset{33}{\uparrow}SIGN:LS(2).LS(2)\overset{31}{\uparrow}\omega\overset{6}{\uparrow}\overset{31}{\downarrow}SIGN:$$

$$LS(1).LS(1)\overset{32}{\uparrow}\omega\overset{4}{\uparrow}\overset{32}{\downarrow}SIGN:LS(3).LS(3)\overset{1}{\uparrow}\omega\overset{4}{\uparrow}\overset{33}{\downarrow}MLS(3,t-1)\overset{37}{\uparrow}SIGN:LS(3).LS(3)$$

$$\overset{34}{\uparrow}\omega\overset{8}{\uparrow}\overset{34}{\downarrow}SIGN:LS(2).LS(2)\overset{35}{\uparrow}\omega\overset{6}{\uparrow}\overset{35}{\downarrow}SIGN:LS(6).LS(6)\overset{36}{\uparrow}\omega\overset{14}{\uparrow}\overset{36}{\downarrow}SIGN:LS(5).$$

$$LS(5)\overset{1}{\uparrow}\omega\overset{12}{\uparrow}\overset{37}{\downarrow}MLS(4,t-1)\overset{40}{\uparrow}SIGN:LS(4).LS(4)\overset{38}{\uparrow}\omega\overset{10}{\uparrow}\overset{38}{\downarrow}SIGN:LS(1).LS(1)\overset{39}{\uparrow}$$

$$\omega\overset{4}{\uparrow}\overset{39}{\downarrow}SIGN:LS(5).LS(5)\overset{1}{\uparrow}\omega\overset{12}{\uparrow}\overset{40}{\downarrow}MLS(5,t-1)\overset{45}{\uparrow}SIGN:LS(5).LS(5)\overset{41}{\uparrow}\omega\overset{12}{\uparrow}\overset{41}{\downarrow}$$

$$SIGN:LS(4).LS(4)\overset{42}{\uparrow}\omega\overset{10}{\uparrow}\overset{42}{\downarrow}SIGN:LS(3).LS(3)\overset{43}{\uparrow}\omega\overset{8}{\uparrow}\overset{43}{\downarrow}SIGN:LS(6).LS(6)\overset{44}{\uparrow}\omega\overset{14}{\uparrow}$$

$$\overset{44}{\downarrow}SIGN:LS(11).LS(11)\overset{1}{\uparrow}\omega\overset{24}{\uparrow}\overset{45}{\downarrow}MLS(6,t-1)\overset{50}{\uparrow}SIGN:LS(6).LS(6)\overset{46}{\uparrow}\omega\overset{14}{\uparrow}\overset{46}{\downarrow}SIGN:$$

$$LS(8).LS(8)\overset{47}{\uparrow}\omega\overset{18}{\uparrow}\overset{47}{\downarrow}SIGN:LS(7).LS(7)\overset{48}{\uparrow}\omega\overset{16}{\uparrow}\overset{48}{\downarrow}SIGN:LS(10).LS(10)\overset{49}{\uparrow}\omega\overset{22}{\uparrow}\overset{49}{\downarrow}$$

$$SIGN:LS(11).LS(11)\overset{1}{\uparrow}\omega\overset{24}{\uparrow}\overset{50}{\downarrow}MLS(7,t-1)\overset{54}{\uparrow}SIGN:LS(7).LS(7)\overset{51}{\uparrow}\omega\overset{16}{\uparrow}\overset{51}{\downarrow}SIGN:$$

$$LS(6).LS(6)\overset{52}{\uparrow}\omega\overset{14}{\uparrow}\overset{52}{\downarrow}SIGN:LS(9).LS(9)\overset{53}{\uparrow}\omega\overset{20}{\uparrow}\overset{53}{\downarrow}SIGN:LS(11).LS(11)\overset{1}{\uparrow}\omega\overset{24}{\uparrow}\overset{54}{\downarrow}$$

$$MLS(8,t-1)\overset{58}{\uparrow}SIGN:LS(8).LS(8)\overset{55}{\uparrow}\omega\overset{18}{\uparrow}\overset{55}{\downarrow}SIGN:LS(6).LS(6)\overset{56}{\uparrow}\omega\overset{14}{\uparrow}\overset{56}{\downarrow}SIGN:$$

$$LS(9).LS(9)\overset{57}{\uparrow}\omega\overset{20}{\uparrow}\overset{57}{\downarrow}SIGN:LS(11).LS(11)\overset{1}{\uparrow}\omega\overset{24}{\uparrow}\overset{58}{\downarrow}MLS(9,t-1)\overset{62}{\uparrow}SIGN:LS(9).$$

$$LS(9)\overset{59}{\uparrow}\omega\overset{20}{\uparrow}\overset{59}{\downarrow}SIGN:LS(7).LS(7)\overset{60}{\uparrow}\omega\overset{16}{\uparrow}\overset{60}{\downarrow}SIGN:LS(8).LS(8)\overset{61}{\uparrow}\omega\overset{18}{\uparrow}\overset{61}{\downarrow}SIGN:$$

$$LS(11).LS(11)\overset{1}{\uparrow}\omega\overset{24}{\uparrow}\overset{62}{\downarrow}MLS(10,t-1)\overset{66}{\uparrow}SIGN:LS(10).LS(10)\overset{63}{\uparrow}\omega\overset{22}{\uparrow}\overset{63}{\downarrow}SIGN:LS(2).$$

$$LS(2)\overset{64}{\uparrow}\omega\overset{6\,64}{\uparrow\downarrow}SIGN:LS(4).LS(4)\overset{65}{\uparrow}\omega\overset{10\,65}{\uparrow\downarrow}SIGN:LS(11).LS(11)\overset{1}{\uparrow}\omega\overset{24\,66}{\uparrow\downarrow}$$

$$MLS(11,t-1)\overset{68}{\uparrow}SIGN:LS(11).LS(11)\overset{67}{\uparrow}\omega\overset{24\,67}{\uparrow\downarrow}SIGN:LS(0).LS(0)\overset{3}{\uparrow}\omega\overset{2\,68}{\uparrow\downarrow}WR:$$

$$NO-MLS.\omega\overset{1\,69}{\uparrow\downarrow}OUTPUT.PR:WAIT.S_k$$

где $S_н$ и S_k – соответственно операторы начала и конца алгоритма; *INPUT* и *OUTPUT* – соответственно операторы ввода и вывода данных; *MLS*(i,*t*-1) – в предыдущем (*t*-1) технологическом цикле агрегат находился в i-том состоянии; *SIGN*:*LS*(i) – определение значения i-го состояния агрегата; *LS*(i) – i-тое состояние агрегата истинно; *MLS*(i,*t*) – регистрация i-го состояния в текущем (*t*) технологическом цикле; *WR*:*NO-LS* – регистрация сообщения «состояние не определено»; *JMP*:*EM* – безусловный переход к обработке неопределённых ситуаций; *WR*:*NO-MLS* – регистрация сообщения «нет памяти состояния»; *PR*:*WAIT* – ожидание начала следующего технологического цикла.

Выводы. Таким образом, были получены алгоритмы функционирования системы управления рулевым приводом, понятно описывающие состояния рулевого привода. Также получен граф состояний рулевого привода, детально описаны его вершины – состояния рулевого привода и условия переходов между ними.

Разработана логическая схема алгоритма, которая в компактной форме описывает процесс функционирования рулевого привода и может быть использована в дальнейшем в качестве базовой при разработке или исследованиях систем управления рулевыми приводами.

Дальнейшие исследования следует связать с глубоким анализом аварийных состояний, не описанных в графе, а также способами их определения, оценки и последующей компенсации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пипченко А. Д. Повышение надежности работы рулевых машин методами теории отказо-толерантного управления / А. Д. Пипченко, В. А. Шевченко // Материалы Международной научно-практической конференции. – Херсон : Издательство Херсонского государственного морского института, 2009. – С. 268-272.

2. Пипченко А. Н. Синтез функциональных алгоритмов управления в многоуровневых распределенных микропроцессорных системах управления судовой электроэнергетики / А. Н. Пипченко, В. В. Пономаренко // Тез. докладов 7-ой Всесоюзной научно-технической конференции «Проблемы комплексной автоматизации судовых технических средств». – Л. : НТО им. А.Н. Крылова, 1989. – С. 28-29.

Шевченко В.А. ВЕРИФІКАЦІЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ АЛГОРИТМІВ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ СУДНОВИМ РУЛЬОВИМ ПРИВОДОМ

В роботі верифіковані алгоритми функціонування системи керування стерновим приводом. Отриманий граф станів стернового приводу, описані стани стернового приводу та умови переходу між ними.

Розроблена логічна схема алгоритму функціонування системи керування стерновим приводом, що може лягти в основу при розробці програмного забезпечення таких систем.

Ключові слова: судно, стерновий привод, алгоритм, граф, результатна функція.

Shevchenko V.A. VERIFICATION OF THE FUNCTIONAL ALGORITHMS SHIP MANAGEMENT STEERING GEAR

This paper presents verified control algorithms of steering gear control system. Steering gear state graph, described states and transfer conditions between them are received.

Logic diagram of steering gear control system is developed. Such diagram could be used as a basic when developing steering gear control systems software.

Keywords: ship, steering gear, algorithm, graph, resultant function.

ПРОБЛЕМИ ВИЩОЇ ШКОЛИ

УДК 612.821:656.052.8

ФИЗИЧЕСКОЕ ВОСПИТАНИЕ В СИСТЕМЕ ФОРМИРОВАНИЯ У КУРСАНТОВ МОРСКИХ ВУЗОВ ПРОФЕССИОНАЛЬНО ВАЖНЫХ КАЧЕСТВ СУДОВОГО ОПЕРАТОРА

Голикова В.В.

Одесская национальная морская академия

Проведен анализ состояния уровня физического развития курсантов морских вузов, занятий физкультурой и спортом в контексте формирования профессионально важных качеств судового офицера, судоводителя и механика.

Показано, что имеется ряд недостатков в физической подготовке, развитии необходимых физических качеств, что согласуется с показателями психофизиологического состояния и реакцией на экзаменационный стресс. Разработаны методические подходы к выработке у курсантов динамического стереотипа к занятиям физкультурой и спортом для повышения эффективности и успешности процесса обучения и формирования специалистов в профессии плавсостава.

Ключевые слова: курсант, физическая подготовка, стрессоустойчивость, пути физического развития, повышение эффективности подготовки

Актуальность темы. Обучение в морском вузе является специфическим видом профессионального образования, основной задачей которого является подготовка высококвалифицированных офицеров-операторов для мирового флота, которые по уровню компетентности, надежности и состояния здоровья должны соответствовать международным требованиям, прежде всего, Конвенции ПДНВ 78/95 [1]. И хотя в этой сфере образования широко используются накопленный десятилетиями опыт [2-5], проведенные исследования показали, что остается ряд гигиенических и психофизиологических позиций, которые до сего времени не учитываются, либо используются не в полной мере [6].

С учетом направленности учебного процесса на создание у каждого выпускника функциональной системы физической и психофизиологической готовности к специфической производственной деятельности в море, в которую органично вписывается формирование профессионально важных качеств (ПВК) судового оператора, нами были выделены те аспекты учебно-производственной деятельности, которые могут и должны существенно повысить ее эффективность. К таким, прежде всего, относятся психогигиенические мероприятия по повышению физической активности и выносливости путем систематических дозированных мышечных нагрузок, способствующих улучшению психофизиологического состояния, повышения стрессоустойчивости и адаптационных резервов организма курсанта [7-9]. Это тем более важно, что выпускники школ имеют не только низкий физический потенциал, но и нередко приходят в вуз со скрытой патологией костно-мышечной, сердечно-сосудистой систем и нервно-психической сферы. Как показал в своих исследованиях Н. П. Гребняк [10], среди хронической патологии у абитуриентов преобладают заболевания нервной системы, в возрасте 17 лет они составляют 37,3, а в 18 лет – 44,8% общей суммы всех регистрируемых болезней. Причем, заболевания, обусловленные нарушениями психической сферы, составили 30,9 и 32,5%, соответственно. Подобные данные, хотя и в менее выраженные, получены другими авторами, поскольку практически все виды явной патологии выявляются в ходе предварительных медицинских осмотров при поступлении абитуриентов в вузы. Однако, недостатки в исходной физической подготовке могут существенно негативно влиять на усвоение новых знаний, формирование умений и навыков, состояние психосоматического здоровья курсантов. Для предупреждения таких последствий необходимы специальные углубленные исследования и принятие действенных профилактических мер на их основе.

Поэтому **целью** настоящей работы явилось проведение сравнительного анализа состояния психофизиологического статуса курсантов с различной физической активностью и разработка рекомендаций по целенаправленному использованию средств физического воспитания для повышения эффективности процесса обучения в морском вузе и формирования ПВК.

Материалы и методы. Исследования проведены среди курсантов ОНМА в динамике обучения. Они включали лонгитудные наблюдения в генеральной совокупности и углубленные наблюдения в значимых учебно-производственных ситуациях в репрезентативной выборке (74 человека) курсантов 4-го курса, адаптированных к соответствующему виду деятельности. Из них 28 человек систематически занимались физкультурой и спортом, а 46 – лишь спорадически. В качестве ситуационной плановой нагрузки был выбран экзаменационный стресс, который позволяет адекватно оценить психоэмоциональные реакции обследуемых и использовать результаты экзаменов в качестве экспертной оценки.

Батарея использованных методов включала программно-компьютеризован-ный комплекс «Мортест» в модификации «Спас-8», бланковые тесты и показа-тели гемодинамики (частота сердечных сокращений – ЧСС, величина систоличес-кого – САД и диастолического – ДАД артериального кровяного давления. Результаты обрабатывали стандартными статистическими методами по лицензионным прогрммам в Microsoft Excel [11].

Результаты и обсуждение. Как показал проведенный анализ, физическому воспитанию курсантов в морских вузах уделяется значительное внимание. Занятия проходят с учетом будущей профессиональной деятельности, включающие различные взаимосвязанные формы и представляют целенаправленный единый процесс [12]. В соответствии с приказом Министерства образования и науки они должны проводиться на протяжении всего периода обучения в вузе, но как обязательная дисциплина физическое воспитание входит в программу 1-го курса (62 часа, из которых 52 – практические занятия) и 2-го курса (46 часов, из которых 36 – практические занятия). Физкультурные занятия вне сеткой учебных часов проводят путем комплектования спортивных групп по желанию курсантов, главным образом, подготовки команд для участия в спортивных соревнованиях за честь вуза.

При общей положительной оценке динамики физического и психофизиологического состояния курсантов за годы учебы в морском вузе, проведенные нами углубленные исследования выявили ряд недостатков, преимущественно индивидуально-личностного характера, которые негативно влияют на физическое развитие и психосоматическое здоровье 15-20% генеральной совокупности курсантов. Это, во-первых, касается систематических занятий физкультурой и спортом, которые носят в значительной мере декларативный характер. В спортивных секциях занимаются лишь 20,1 ± 0,7% личного состава, еще 22,7 ± 0,8% занимаются спортом эпизодически.

По результатам ежегодных медицинских осмотров, показатели физического развития у 15,7±2,2% курсантов старших курсов имеют выраженную тенденцию к ухудшению (неудовлетворительный ростовесовой показатель, сутулость, низкие показатели динамометрии, включая пробу на выносливость). У 24,7 ± 3,2% курсантов оказываются, хотя и ситуативно, более или менее четкие признаки нарушений зрительного анализатора, когнитивных функций, психофизиологического состояния (проявления возбуждения, раздражительности или апатии, головная боль, нарушение сна, боли в спине, конечностях). Одной из причин этих сдвигов является многочасовая работа за компьютером, ограниченная подвижность, преимущественно статическая нагрузка. Даже обязательные занятия физкультурой на младших курсах не полностью снимают гиподинамию. Последняя является присущей морскому труду особенностью жизнедеятельности не только по характеру производственной деятельности, но и в связи с вынужденным многодневным пребыванием в крайне ограниченном пространстве каюты и

жилой надстройки современного судна. Поэтому формирование динамического стереотипа относительно занятий физической культурой можно считать одной из ведущих задач в системе развития ПВК у курсанта.

Если проведение утренней физзарядки, занятия спортом курсантов младших курсов находятся под контролем и культивируются кафедрами физического воспитания [12, 13], то такие важные, в первую очередь, в профессиональном плане, формы физической нагрузки, как вводная гимнастика и физкультпаузы, остаются прерогативой модулей по охране труда и безопасности жизнедеятельности. Им в морских вузах до последнего времени практически не уделялось внимания ни в учебном, ни в профессиональном плане. Внедрение этих форм физической культуры для курсантов было осуществлено нами в рекомендательном и экспериментальном плане, с акцентом на специальные физические упражнения при работе с видио-дисплейными терминалами, а также тренировку статокинетической системы (в плане борьбы с морской болезнью). Производственная гимнастика имела целью профилактику и борьбу с физиологическим утомлением при интенсивной информационной нагрузке.

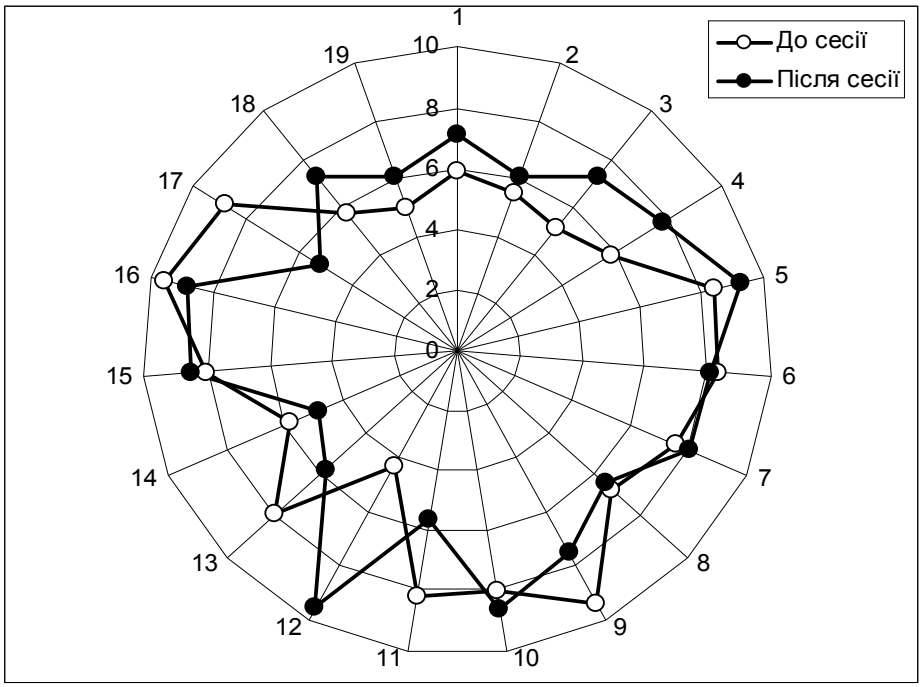
В процессе теоретической подготовки и вводного инструктажа нами подчеркивалась мысль о вспомогательном значении «малых форм» в системе физического развития моряка. Тем не менее, огромный накопленный в разных сферах человеческой деятельности опыт убедительно показывает, что они существенно дополняют традиционные элементы системы, особенно ее профилактическую компоненту (борьба с развитием физиологического утомления). Поэтому для оценки эффективности разработанных и экспериментально внедренных в практику учебного процесса рекомендаций мы провели повторное комплексное психофизиологическое исследование до и после экзаменационной сессии, а также сопоставили результаты двух групп курсантов 4-го курса: систематически занимающихся физкультурой и спортом, использующих предложенные «малые формы» физической разгрузки (основная группа), и контрольной группы (курсанты, которые не занимаются спортом или только спорадически).

Экзаменационный стресс является одним из показателей степени учебной (профессиональной) адаптации, актуализированного психофизиологического состояния курсанта и его динамики в гигиенически значимых условиях учебно-производственной деятельности [14, 15]. Поэтому характер сдвигов может адекватно прослеживаться во взаимосвязи с занятиями физкультурой, в том числе с применением в период занятий и подготовки к сессии физической разгрузки (активного переключения с одного вида деятельности на другой).

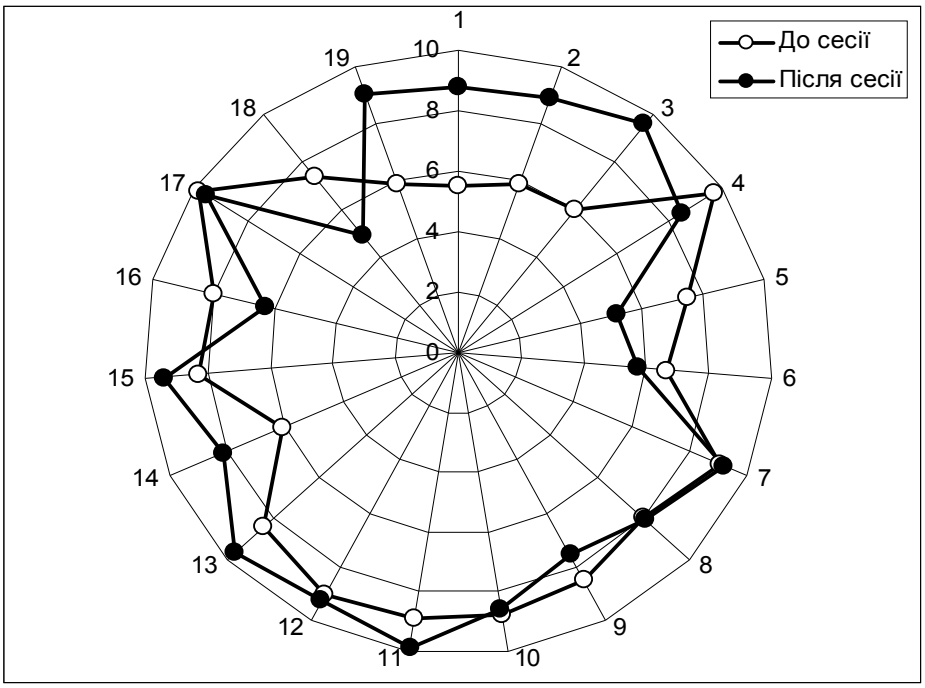
Работа по купированию предэкзаменационного стресса методами физической разгрузки была проведена вместе с повторными психофизиологическими исследованиями. Полученные результаты были переве-дены в баллы по 10-балльной шкале и представлены на рис. 1. У курсантов, систематически занимающихся физкультурой и спортом (рис. 1 А), общий фон базового реагирования спокоен. Средний балл по сумме выполненных физиологических и тестовых психологических исследований свидетельствует об адекватной систематической учебной нагрузке. Психофизиологическое состояние и средний уровень активации составили 6,92 ± 0,27 баллов по 10-балльной шкале.

Причем, показатели артериального давления и частоты сердечных сокращений (позиции 1-3 на диаграмме) несколько ниже средних при ежегодных медицинских осмотрах курсантов ОНМА, Вегетативный коэффициент (ВК) по тесту Люшера (позиция 12) ниже 1,0, что характерно для небольшого парасимпатического преобладания в регуляции сосудистого тонуса. Высокая эмоциональная стабильность (ЭС – позиция 5) по тесту Айзенка (9,32 ± 0,36) и средний уровень тревожности (Тр – позиция 4; составил 5,85 ± 0,19 балла) коррелируют с высокими показателями сенсомоторики и подвижности нервных процессов: 8,3 ± 0,39 по тесту «Реакция на движущийся объект» (РДО – 6 позиция) и 9,4 ± 0,36 по тесту «Подвижность нервных процессов» (ПНП-9). Для них

характерна также высокая работоспособность (РС-16), что является важным признаком готовности к экзаменационной сессии.



А)



В)

Рисунок 1 – Изменения показателей психофизиологического статуса курсантов, которые регулярно занимаются физподготовкой и спортом (А), и лиц контрольной группы, которые не занимаются физкультурой и спортом (В), при подготовке и после сдачи экзаменационной сессии (1-САД; 2-ДАД; 3-ЧСС; 4-Тр; 5-ЭС; 6-РДО-t; 7- Pt; 8-Рош; 9-ПНП; 10-ВМ; 11-ПЭН; 12-ВК; 13-ПЭС; 14-ФУ; 15-ПН; 16-РС; 17-РТр; 18-КОН; 19-НР – пояснения в тексте)

У курсантов, которые не занимаются физической подготовкой, наиболее значимыми показателями исходного психофизиологического статуса является высокий уровень тревожности (Тр – 4), среднее значение которого (9,74 ± 0,55) превышает степень

тревожности в группе, занимающихся спортом (5,47 ± 0 , 46, p <0,001). Благодаря высокому уровню психоэмоционального напряжения (ПЭН – 11) достигаются максимальные уровни интеллектуальной активности по тесту Равена (время выполнения теста (Pt-7) и количество ошибок (Рош-8), вербального мышления по тесту «Простые аналогии» (ВМ-10) и работоспособности (РС-16). Однако, физиологическая цена такого напряжения является слишком высокой и у представителей этой группы при повторном исследовании четко проявляются признаки психофизиологического дисбаланса и физиологического утомления. Характер реагирования на экзаменационный стресс и признаки выхождения из него существенно отличаются по динамике показателей основной группы (курсантов, занимающихся спортом).

В частности, прослеживаются две группы рассогласования: 1) однонаправленные, но в контроле более выражены, и 2) разнонаправленные в сравниваемых группах. Среди первых следует выделить гемодинамические показатели: рост систолического (САД-1), диастолического (ДАД-2) давления и частоты сердечных сокращений (ЧСС-3) – больше, чем в основной группе. На фоне высокого психоэмоционального напряжения (ПЭН-15) уровень работоспособности (РС-16) снижался в большей степени в контроле, чем в группе «спортсменов».

На столько же рос уровень конфликтности (18-КОН) в контроле, что коррелировало с ростом показателя невротизма (НР-19) по тесту Айзенка (r = 0,68, p < 0,05). Существенный интерес представляют также разнонаправленно изменения в психофизиологическом состоянии курсантов сравнительных групп.

На более адекватное реагирование на экзаменационный стресс лиц, занимающихся физкультурой и спортом, указывают умеренный рост тревожности (Тр-4) в основной группе (от 5,8 до 7,8) и устойчиво высокий показатель тревожности в контроле (> 8,0). Вегетативный коэффициент у курсантов первой группы постепенно возрастает под влиянием экзаменационного стресса (переход от парасимпатического на симпатичное, мобилизационное реагирование), тогда как у лиц 2-й группы этот показатель остается стабильно высоким (более 9,0 баллов), практически независимо от конкретной ситуации. После сдачи экзаменов степень психоэмоционального стресса (ПЭС-13) и физиологического утомления (ФУ-14) в 1-й группе быстро снижаются, а во 2-й они продолжают расти.

В целом, проведенные исследования подтверждают известное положение о важной роли занятий физкультурой и спортом в гармоничном развитии будущих морякоы, а также в профилактике и коррекции профессионального, спортивного, студенческого и других форм и видов стресса. Для представителей морских профессий это положение имеет особое значение. Выработанный за годы обучения динамический стереотип в результате регулярных занятий физической культурой, как правило, сохраняется и на годы профессиональной деятельности. Производственной гимнастике в таком комплексе принадлежит важная релаксационная, тренировочная (адаптивная) и тонизирующая роль.

Выводы

1. Систематические занятия физкультурой и спортом являются одним из важных элементов общей и профессиональной подготовки будущих офицеров-операторов морского флота, обеспечивая не только эффективное усвоение учебного материала, высокую работоспособность курсантов, но и являются условием развития адаптационных возможностей организма моряка, высокой стрессоустойчивости, формирования производственного динамического стереотипа и профессионально важных качеств.

2. На основании проведенных исследований были разработаны и внедрены в учебный процесс методические указания «Психогигиеническая профилактика физиологического утомления курсантов» и «Стресс, обусловленный работой на судах (источники, признаки, предотвращение, управление)».

3. Работа открывает широкие перспективы для комплексного управления физическим и психофизиологическим развитием курсанта, выработки у него профессионально важных качеств и повышения профессионального долголетия.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. STCW. International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for seafarers, IMO, 1978, amended 1995, in. Maritime Labour Conventions and Recommendations, 4-th ed. ILO, Geneva 1998. –P. 266.

2. Захарченко В. М. Організація підготовки фахівців морського флоту в умовах реформування системи вищої освіти України / В. М. Захарченко // Морська освіта, 2006. – № 5 (13). – С.15-17.

3. John B. Total quality Management in Maritime University: Philippine Model / B. John, A. J. Trinidad, B. P. Batiduan // Word Maritime Excellence. Proceedings of the 8-th Annual General Assembly and Conference of the International Association of Maritime Universities. Odessa, Ukraine 17-19 September 2007. – Odessa : AS BACHVA, 2007. – P. 69-83.

4. Solanki I. Empowering Seafarer – Role of Maritime Universities / I. Solanki, T. Nakazava // World Maritime Excellence. Proceedings of the 8-th Annual General Assembly and Conference of the International Association of Maritime Universities. Odessa, Ukraine. 17-19 September, 2007. – Odessa : AO BACHVA, 2007. – P. 387-399.

5. Василенко С. Д. Погляд на інтегративну українську національну ідею через призму морської галузі та морської освіти / С. Д. Василенко, Ю. Т. Чечітко // Морська освіта, 2008. – № 1-2 (15). – С. 52-57.

6. Голікова В. В. Психофізіологічні особливості формування професійно важливих якостей у курсантів вищих навчальних закладів : Автореф. дисс. канд. мед. наук за спец. 14.02.01 – Гігієна та професійна патологія.− Донецьк, 2011. – 20 с.

7. Ruiz J. R. Relations of total physical activity and intensity to fitness and fatness in children: the European Youth Heart Study / J. R. Ruiz, N. S. Rizzo, A. Hurtig-Wennlöf e.a. // Am. J. Clin. Nutr., 2006. – Vol. 84. – Iss. 2. – P. 299-303.

8. Fogelholm M. How physical activity can work? / M. Fogelholm // Int. J. Pediatr. Obes., 2008. – No. 3. – Suppl. 1. – P. 10-14.

9. Milroy J. J. A university system-wide qualitative investigation into student physical activity promotion conducted on college campuses / J. J. Milroy, D. L. Wyrick, D. L. Bibeau, R. W. Strack, P. G. Davis // Am. J. Health Promot, 2012. – Vol. 26. – No. 5. – P. 305-312.

10. Гребняк Н. П. Гигиенические проблемы охраны здоровья абитуриентов / Н. П. Гребняк // Гігієна населених місць. – Вип. 54. – Київ, 2009. – С. 282-286.

11. Лях Ю. Е. Основы компьютерной биостатистики. Анализ информации в биологии, медицине и фармации статистическим пакетом MedStat / Ю. Е. Лях, В. Г. Гурьянов, В. Н. Хоменко, О. А. Панченко – Д. : Папакица Е. К., 2006. – 214 с.

12. Ганчар И. Л. Физическое воспитание курсантов морского профиля (1 год обучения) : Учебное пособие / И. Л. Ганчар .– Одесса : Друк, 2007. – 172 с.

13. Ганчар И. Л. Физическое воспитание курсантов морского профиля (2 год обучения) : Учебное пособие / И. Л. Ганчар. – Одесса : Друк, 2007. – 244 с.

14. Щербатых Ю. В. Влияние параметров высшей нервной деятельности студентов на характер протекания экзаменационного стресса / Ю. В. Щербатых // Журнал высшей нервной деятельности им. Павлова, 2000. – № 6. – С. 959-965.

15. Карпенко Ю. Д. Особенности функционального состояния организма студентов в условиях экзаменационного стресса / Ю. Д. Карпенко // Гиг. и сан. – 2010. – № 1. –С. 78-80.

Голікова В.В. ФІЗИЧНЕ ВИХОВАННЯ В СИСТЕМІ ФОРМУВАННЯ У КУРСАНТІВ МОРСЬКИХ ВУЗІВ ПРОФЕСІЙНО ВАЖЛИВИХ ЯКОСТЕЙ СУДНОВОГО ОПЕРАТОРА

Проведено аналіз рівня фізичного розвитку курсантів морських вузів, занять фізкультурою і спортом в контексті формування професійно важливих якостей суднового офіцера, судноводія і механіка. Показано, що є ряд недоліків у фізичній підготовці, розвитку необхідних фізичних якостей, що узгоджується з динамікою психофізіологічного стану і реакцією на екзаменаційний стрес. Розроблено методичні підходи до вироблення у курсантів динамічного стереотипу до занять фізкультурою і спортом для підвищення ефективності та успішності процесу навчання і формування фахівців у професії плавскладу.

Ключові слова: курсант, фізична підготовка, стресостійкість, шляхи фізичного розвитку, підвищення ефективності підготовки

Golikova V.V. PHYSICAL EDUCATION IN THE SYSTEM OF FORMATION OF CADETS OF MARITIME UNIVERSITIES PROFESSIONALLY IMPORTANT QUALITIES OF THE SHIP OPERATOR

The analysis of the physical development level of Maritime Universities cadets, their activity in physical culture and sports in the context of occupationally important qualities of a ship's officers, navigators and mechanics.

It was shown that there are several gaps in physical training, developing the necessary physical qualities, that were consistent with the psychophysiological condition and response to examination stress. Methodical approaches to the development of the dynamic stereotype in physical education and sport to improve the effectiveness and success of the learning process and the specialist formation in the future seafarers.

Keywords: marine cadet, physical fitness, stress, ways of physical development, improved training

УДК 681.518.001.26

ФОРМАЛІЗАЦІЯ ЗАДАЧІ ОПТИМІЗАЦІЇ ІНДИВІДУАЛІЗОВАНОГО КОМП'ЮТЕРИЗОВАНОГО НАВЧАННЯ

Соколов А.Є.
Херсонський національний технічний університет

Розглядається процес самостійного навчання, здійснюваний за допомогою індивідуалізованої комп'ютеризованої системи навчання. Навчання розглянуто як стохастичний процес, побудовано інформаційну модель цього процесу. Виконано формалізацію задачі оптимізації індивідуалізованого комп'ютеризованого навчання із застосуванням побудованої динамічної моделі.
Ключові слова: моделювання, інформаційні технології, динамічна система, активна система, індивідуалізована комп'ютеризована система навчання, інформаційний простір, норма, ентропія.

Вступ. У всьому світі завдяки стрімкому збільшенню можливостей телекомунікаційних систем і інформаційних технологій формується нове інформаційне середовище життєдіяльності людей, складається інформаційне суспільство. Важливу роль у розвитку інформаційного суспільства відіграють комунікаційні технології, які застосовуються при управлінні процесом навчання. Сучасна ситуація на ринку освітніх послуг в Україні теж характеризується швидкими змінами, пов'язаними з глобалізацією соціально-економічних процесів, поширенням інформаційних технологій, що вимагає від спеціалістів, крім професійних знань і вмінь, більш гнучкого складу мислення. Основним завданням освіти є випуск добре підготовлених фахівців, що будуть потрібні ринку праці. Зараз освіта має бути здатною до швидких змін, що вимагає застосовування новітніх методів, комп'ютеризації навчання зокрема [1].

Постановка завдання. Комп'ютеризоване навчання за своєю суттю спонукає до індивідуалізації і все більшої самостійності. Тому методологічні питання самостійного навчання є досить актуальними.

Моделювання комп'ютеризованого навчання ґрунтується, в основному, на:

– теорії управління складними системами з урахуванням наявності в них людини-користувача ПК, великий вклад до розвитку якої внесли вітчизняні і закордонні вчені: Глушков В. М., Ємельянов С. В., Бурков В. М., Новіков В. А., Скурихін В. І. та ін.;

– здобутках теорії програмованого навчання, якої було присвячено роботи Ростунова Т. І., Річмонда У. К., Машбіца Є. І., Гребеня І. І., Довгялла О. М.;

– результатах побудови адаптивних навчальних систем, яким було присвячено роботи Аванєсова В. С., Аткінсона Р., Згуровського М. З., Атанова Г. В., Меняйленка О. С., Кухаренка В. М. та ін.

Але питання моделювання процесів самостійного комп'ютеризованого навчання потребують подальших досліджень [2].

Проведений аналіз існуючих підходів до моделювання процесу навчання й існуючих систем комп'ютеризованого навчання (СКН) показав їх недостатній рівень та обмеженості, оскільки вони не дозволяють врахувати вимоги до індивідуалізації навчання внаслідок відсутності моделей того, хто навчає та недостатнього врахування особливостей того, хто навчається. Це призводить до недооцінки активності учня у процесі навчання та обмежує можливості здійснювати управління процесом індивідуалізованого комп'ютеризованого навчання (ІКН). Найбільш використовувані СКН: MOODLE, Claroline, Dokeos, Atutor, LAMS, OLAT, Sakai, ILIAS не містять підсистем визначення якості інформаційного ресурсу та не дозволяють ефективно управляти процесом комп'ютеризованого навчання. Це не приводить до інтенсифікації процесу самостійного навчання та підвищення його якості. Тому актуальним є завдання побудови СКН, які підвищують якість самостійного навчання за рахунок використання моделей об'єкту та

суб'єкту навчання.

Метою статті є дослідження завдання оптимізації процесу навчання за рахунок упровадження нових інформаційних технологій, тобто побудови моделей та засобів організації процесу навчання з використанням СКН, які забезпечують інтенсифікацію та підвищення якості навчання.

Основна частина. Розглядатимемо процес самостійного навчання того, хто навчається для здобуття знань, умінь і навичок з окремої навчальної дисципліни, організований за сучасною технологією навчання і здійснюваний за допомогою комп'ютеризованих засобів навчання.

Зрозуміло, що існує безпосередній зв'язок між якістю інформаційного забезпечення процесу навчання і якістю навчання. Очевидно, що інтенсивність навчання залежить від якості інформаційних ресурсів. Виходячи з того, що управління – це витрати певних ресурсів, вважатимемо, що оцінювати результати навчання можна за витратами цих ресурсів. Причому, завдання інтенсифікації та підвищення якості навчання може бути виконано за рахунок підвищення якості інформаційного забезпечення, а також за рахунок управління з більш глибоким урахуванням характеристик особистості того, хто навчається.

Розглядатимемо побудову системи ІКН, що складається з КСН і того, хто навчається, індивідуальні особливості якого мають вирішальне значення при навчанні, тобто побудову індивідуалізованої комп'ютеризованої системи навчання (ІКСН) .

У [3] завдання навчання розглянуто як завдання обробки інформаційного потоку. Розглянемо формування знань як «відкладені» реакції для системи без зворотного зв'язку. Цей підхід реалізує фіксовану траєкторію навчання. В цьому випадку робиться періодична перевірка результатів навчання і, в крайньому випадку, робиться повторний цикл навчання.

Перевагою такої схеми є спрощення і здешевлення навчання, а також те, що структура забезпечує ідеальний результат за постійних зовнішніх умов і відповідності траєкторії навчання об'єкту навчання. При цьому об'єкт навчання вважається за стаціонарний. Власне це принцип управління за збуренням, де зовнішнє середовище завжди відоме, а об'єкт стаціонарний.

При контролі об'єкт навчання розглядається як джерело сигналу – повідомлення. В цьому випадку для простої схеми обробки інформації джерело інформації – той, хто навчає і приймач інформації – той, хто навчається. При цьому джерело інформації виступає як джерело зовнішньої дії, що компенсується реакцією того, хто навчається. В цьому випадку об'єкт охоплений зворотним зв'язком і реалізується система управління за відхиленням.

Ця схема розглядає навчання як процес накопичення інформації, а формування реакції того, хто навчається, як компенсуючої дії. При такому підході природна наявність динаміки процесу навчання.

Розглядаючи процес навчання як складний процес обробки інформації, використовуємо метрику [4]:

$$\alpha(a_i, a_j) = \frac{P(\overline{a}_i / a_j)}{P(a_i)} = 1 - P(a_i / a_j) = q(a_i / a_j)$$

При цьому накопичення інформації можна описати як математичне очікування відстані між приймачем і джерелом, що призводить до взаємної ентропії джерела і приймача [4]:

$$\rho(a_i, a_j) = M\left\{q(a_i / a_j)\right\} = H(a_i / a_j)$$

Оскільки події a_i відповідають генерації реального сигналу – повідомлення, то можна трактувати модель взаємодії як генерацію тим, хто навчається, повідомлень у якості реакції на навчання.

Таким чином, можна стверджувати, що для імовірнісної схеми реакція того, хто навчається, пов'язана з накопиченими знаннями, які можна оцінити з використанням критерію $H_\varepsilon = H(a_i / a_j)$.

У такому разі динаміка процесу навчання припускає зміну помилки навчання у часі.

Для лінійної моделі природно апроксимувати процес моделлю органічного росту. Тоді швидкість зміни кількості знань залежить від їх значення:

$$\frac{dH_\varepsilon}{dt} = \alpha H_\varepsilon$$

Це призводить до часто застосованої експоненціальної моделі накопичення знань і експоненціальної моделі втрати інформації:

$$H_\varepsilon(t) = H_0(1 - e^{-\alpha t})$$

$$H_\varepsilon(t) = H_0 e^{-\alpha t}.$$

Проте, враховуючи зв'язність інформаційних блоків, доцільно розглядати вектор компонент знань, і тоді:

$$H(t) = \begin{pmatrix} H_1 \\ \vdots \\ H_n \end{pmatrix}$$

Тоді динаміку системи при вільному русі, без учителя, можна описати поведінкою динамічної системи:

$$\dot{\mathbf{H}}(t) = A\mathbf{H}$$

Природно, що особливості системи визначатимуться власними числами матриці А, які мають у цьому випадку сенс постійних часу зберігання інформації.

Якщо ввести у модель ІКСН модель того, хто навчає і модель того, хто навчається, це дозволяє розглядати ІКСН як динамічну систему:

$$\dot{\mathbf{H}}(t) = A(t)\mathbf{H}(t) + B(t)\mathbf{U}(t) + G(t)\mathbf{Q}(t);$$
$$\mathbf{U}(t) = K_1\{\mathbf{H}_\varepsilon(t)\} + K_2\{\mathbf{H}_\varepsilon(t)\} + K_3\{\mathbf{H}_\varepsilon(t)\},$$

де H(t) – кортеж стану об'єкту в інформаційному просторі; $H_\varepsilon(t)$ – кортеж відхилення об'єкту від бажаного стану; A(t) – матриця лінеаризованої моделі об'єкту, власні числа якої визначають постійні часу сприйняття інформації об'єктом; B(t) – матриця управління; G(t) – матриця збурень; $K_1\{\}$ – оператор формування компоненти управління, яка визначається на основі аналізу попереднього процесу навчання; $K_2\{\}$ – оператор формування компоненти управління, яка визначається на основі аналізу поточного процесу навчання; $K_3\{\}$ – оператор формування компоненти управління, яка визначається на основі прогнозу результатів процесу навчання для заданої моделі об'єкту; Q(t) – кортеж зовнішніх збурень.

Модель такої ІКСН має налаштовуватися на будь-кого, хто навчається, з метою придбання ним максимально можливої кількості знань, виходячи з наявних ресурсів: часу і властивостей того, хто навчається. Для цього ці властивості треба вимірювати впродовж

терміну роботи з системою, тому що центральною ланкою активної системи ІКСН є суб'єкт – той, хто навчається. При цьому велике значення мають його здібності, психологічні особливості та емоційний стан, що буде визначати матрицю G(t).

Висновок. Таким чином, виконано формалізацію задачі оптимізації індивідуалізованого комп'ютеризованого навчання, побудовано динамічну модель ІКСН. Подальший напрям досліджень має бути спрямований на аналіз методів визначення ентропії системи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Герщунский Б. С. Компьютеризация в сфере образования: Проблемы и перспективы / Б. С. Герщунский – М. : Педагогика, 2000. – 264 с.

2. Бабанский К. Ю. Оптимизация процесса обучения / К. Ю. Бабанский – М. : Наука 1977. – 187с.

3. Соколов А. Е. Моделирование процесса обучения с использованием моделей обучаемого и обучающегося / А. Е. Соколов // Проблеми інформаційних технологій. – 2009. – № 2 (006). – С. 154-157.

4. Ткач В. А. Оптимизация динамики процесса накопления знаний / В. А. Ткач, А. Е. Соколов // Вестник Херсонского национального технического университета. – 2011. – № 4 (43). – С. 222-224.

5. Соколов А. Є. Комбінована модель управління процесом комп'ютеризованого навчання / А. Е. Соколов // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2010. – № 1 (52). – С. 157-160.

6. Касьянов В. О. Суб'єктивний аналіз : монографія / В. О. Касьянов – К. : НАУ, 2007. – 512 с.

Соколов А.Е. ФОРМАЛИЗАЦИЯ ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ИНДИВИДУАЛИЗИРОВАННОГО КОМПЬЮТЕРИЗИРОВАННОГО ОБУЧЕНИЯ

Рассматривается процесс самостоятельного обучения, осуществляемый с помощью индивидуализированной компьютеризированной системы. Обучение рассмотрено как стохастический процесс, построена информационная модель этого процесса. Выполнена формализация задачи оптимизации индивидуализированного компьютеризованного обучения с применением построенной динамической модели.

Ключевые слова: моделирование, информационные технологии, динамическая система, активная система, индивидуализированная компьютеризированная система обучения, информационное пространство, норма, энтропия.

Sokolov A.E. FORMALIZATION OF THE OPTIMIZATION TASK OF THE INDIVIDUALIZED COMPUTERIZED EDUCATING

The process of the independent educating, carried out by means of the individualized computerized system, is examined. Educating is viewed as a stochastic process, the informative model of this process is constructed. Formalization of the optimization task of the individualized computer-assisted educating is completed using that model.

Keywords: design, information technologies, dynamic system, active system, individualized computerized education system, informative space, norm, entropy.

РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

УДК 621.436:629.12

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ МЕХАНИЗМОВ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ СГОРАНИИ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ

Берестовой И.О.
Одесская национальная морская академия,
Литвиненко В.П., Крючкова Е.Н.
Азовский морской институт Одесской национальной морской академии

В статье рассматриваются пути и условия образования оксидов азота в процессе горения топлива. Приведена зависимость, которая позволяет рассматривать количество выбросов оксидов азота в зависимости от параметрических характеристик и эксплуатационных режимов работы двигателя.
Ключевые слова: ДВС, горение топлива, выбросы оксида азота, время сгорания.

Введение. В современных условиях все более жестко проявляются требования к выбросам вредных веществ в атмосферу. К такому выводу можно придти, если сопоставить динамику требований к содержанию вредных веществ в отработавших газах двигателей внутреннего сгорания (ДВС), разработанных при Комитете внутреннего транспорта ООН [1].

Так, в частности, если еще в 1996 году для наземного транспорта, оснащенного дизельными двигателями, выбросы по оксидам азота составляли 0,7 г/км, то уже в 2010 году такая норма составляла 0,25 г/км. Аналогичные требования содержатся в конвенции МАРПОЛ 73/78 относительно эксплуатации судовых дизелей и регламентирующие выбросы оксидов азота в зависимости от числа оборотов двигателя. Например, этими требованиями регламентируются выбросы NO_X в пределах 17 г/кВтч, при числе оборотов двигателя не менее 130 об/мин. Кроме этого, по требованию отдельных стран при заходе в порты, на основании региональных требований вводятся ограничения по применению тяжелых топлив, с целью защиты атмосферы. Таким образом, вопрос о снижении выбросов оксидов азота в атмосферу является актуальным и требует разработки современных методов, направленных на его решение.

Целью представленной статьи является исследование процессов образования оксидов азота в зависимости от конструктивных особенностей двигателей внутреннего сгорания, с учетом параметрических характеристик сгорания топливовоздушной смеси.

Актуальность исследования. Локально, рассматриваемую проблему, в современных условиях предлагается решать за счет реализации различных мероприятий: использования трехкомпонентного каталитического нейтрализатора; применения водотопливной эмульсии; десятипроцентной рециркуляции выхлопных газов, которая приводит к возрастанию дымности; уменьшения угла опережения подачи топлива, которое приводит к ухудшению экономических показателей работы; перехода на природный газ, что, с использованием нейтрализатора приводит к снижению выбросов оксидов азота примерно в 10 раз и сажистых частиц в 2 раза.

Перечень таких мероприятий может быть продолжен, однако необходимо заметить, что в преобладающем большинстве, такие методы оказались в недостаточной степени апробированными, а часть из них требует значительных затрат. В тоже время, заметим, что еще не существует комплексной оценки (или критерия) эффективности методов улучшения экологических показателей судовых дизелей. Имеющиеся методики позволяют сделать только относительные оценки эффективности средств снижения выбросов.

Основная часть. В общем виде все технические решения, направленные на снижение выбросов оксидов азота можно выделить в три, наиболее характерные группы:

совершенствование конструкции дизелей и точная регулировка параметров; применение каталитических нейтрализаторов и других средств очистки отработавших газов; улучшение состава топлива.

Проблеме образования оксидов азота посвящено значительное количество работ, однако наиболее характерными, в определенном смысле основополагающими, являются работы Я. Б. Зельдовича [2] и С. Фенимора [3].

Основные положения разработанной Я. Б. Зельдовичем, так называемой, термической теории образования оксидов азота отображаются в некоторых постулатах:

1. Окисление азота происходит за фронтом пламени в зоне продуктов сгорания;

2. Выход оксидов азота определяется максимальной температурой горения, концентрацией азота и кислорода в продуктах сгорания и не зависит от химической природы топлива, участвующего в реакции;

3. Окисление азота происходит по цепному механизму. Скорость процесса определяется реакцией взаимодействия атомарного кислорода с молекулой азота. Энергетический барьер этой реакции складывается из двух составляющих – энергии, требующейся для образования одного атома кислорода и энергии активации реакции атома кислорода с молекулой азота. Таким образом, энергия активации определяется соотношением – Е = 494/2 + 314 = 561кДж/моль;

4. Скорость образования NO определяется, главным образом, концентрацией атомарного кислорода и константой скорости прямой реакции – $V_{NO} = 2K_1C_O C_{N2}$;

5. Выход оксидов азота зависит от скорости охлаждения продуктов сгорания;

6. В «бедных» смесях выход NO определяется максимальной локальной температурой сгорания, т.е. кинетикой ее образования, в то время как в «богатых» смесях выход NO перестает зависеть от максимальной температуры сгорания и определяется кинетикой разложения образовавшихся оксидов азота;

7. Концентрация оксидов азота не превышает равновесную концентрацию при максимальной локальной температуре сгорания;

8. Неравномерное распределение температуры в зоне продуктов сгорания заметно влияет на выход NO при горении «бедных» смесей и слабо – при горении «богатых» смесей.

Наряду с «термическими» оксидами азота были замечены факты быстрого образования оксидов – за время 10^{-4}с, в процессе сгорания стехиометрической метановоздушной смеси и в других реакциях. По этой причине они были названы «быстрыми». «Быстрые» оксиды азота образуются непосредственно во фронте ламинарного пламени на участке, составляющем 10% ширины фронта пламени. Процесс образования начинается уже у передней границы фронта пламени в области температур около 1000 К.

Механизм образования таких оксидов предложен С. Фенимором: молекулы азота связываются радикалами CH_2, CH и C_2 в реакциях с очень малыми энергетическими затратами.

$$CH + N_2 = HCN + N - 8{,}38 \text{ кДж/моль.}$$

$$2C + N_2 = 2CN - 16{,}72 \text{ кДж/моль.}$$

$$CH_2 + N_2 = NC + NH - 37{,}6 \text{ кДЖ/моль.}$$

Далее атомы азота взаимодействуют с OH или O_2, что ведет к дополнительному образованию NO. Циансодержащие компоненты окисляются кислородсодержащими веществами. Указанный механизм получил подтверждение при исследовании образования NO в очень богатых углеводородовоздушных смесях (коэффициент избытка воздуха меньше или равен 0,65). Выход «быстрых» оксидов азота мало зависит от температуры горения и сильно от соотношения топливо-воздух.

Источниками образования оксидов азота в отработавших газах провидимому являются и азотсодержащие соединения, входящие в состав топлив. Топочный мазут содержит 0,3-0,5% азота; моторное топливо 0,12-13% азота; дизельное топливо 0,007- 0,01% азота.

В дистиллятных топливах азот присутствует в виде аминов и гетероциклических соединений. Эти вещества распадаются в процессе пиролиза в предпламенной зоне до азотсодержащих соединений с малой молекулярной массой: NH_3; HCN; CN и других, которые в свою очередь реагируют с кислородсодержащими веществами с образованием NO. Параллельно протекает процесс образования N_2, однако процесс его образования незначителен. Окисление протекает достаточно быстро, за время, соизмеримое со временем горения. Выход оксидов азота зависит от состава горючей смеси: для бедных и стехиометрических смесей выход заметно выше, чем для богатых; и мало зависит от температуры, в отличие от окисления атмосферного азота.

Механизмы образования «быстрых» оксидов азота и оксидов из топливных смесей близки по своей природе, [3, 4].

Для правильного описания закономерностей эмиссии NO_x по мнению авторов, необходимо в первую очередь учитывать неоднородность состава топливовоздушной смеси в камере сгорания, т.е. принимать во внимание кинетику процесса смешения, разделяя ее по времени структурно выделенных процессов. Следует учитывать продолжительность протекания процессов, связанных со сгоранием топливовоздушных смесей.

К временам, определяющим процесс горения и эмиссию вредных веществ относят: время испарения или горения капель топлива, пропорциональное квадрату времени диффузии – $T_{исп}$; время смешения паров горючего с продуктами сгорания в зоне обратных токов – $T_{см}$; время смешения горючего газа и продуктов сгорания с воздухом – $T_{смв}$; время задержки воспламенения и горения гомогенной топливно-воздушной смеси – $T_{нс}$; время окисления азота – T_{NOx}.

Эксперимент показал, что для сгорания распыленного жидкого топлива время смешения горючего газа и продуктов сгорания с воздухом – $T_{смв}$ приблизительно равно 10мс при давлении Р=10МПа и температуре Т=700^0К, $T_{смв}$≈10мс. Это время – $T_{смв}$ гораздо больше времени протекания химических процессов, связанных с задержкой воспламенения и горения смесей – $T_{нс}$ = (0,13÷0,40) мс. Скорость смешения много меньше скорости химических реакций. Процесс горения распыленного жидкого топлива подобен турбулентному диффузионному горению. В этом случае NO образуется в значительном количестве только когда T_{NO} меньше $T_{смв}$, что выполняется при условии когда эквивалентное отношение топлива и воздуха – $\alpha_{\dot{O}}$ в первичной зоне сгорания находится в переделах 0,95÷1,0.

Время испарения и горения капель топлива – $T_{исп}$ зависит от размера капель топлива и для стехиометрических смесей, в зависимости от диаметра капель варьирует от 9,8 мс для капель диаметром 150 мкм до 0,2 мс для капель диаметром 10 мкм.

Экспериментально путем варьирования топлив, параметров камер сгорания и режимов сгорания, было показано, что в случае сгорания распыленного жидкого топлива, индекс эмиссии оксидов азота может быть определен по эмпирическому выражению:

$$ИЭ_{NOx} = \frac{0,73T_{СМВ}}{(TNO + 0,1T_{исп})} + 0,2 \qquad (1)$$

В тоже время, индекс эмиссии оксидов азота – $ИЭ_{NOx}$ может быть определен по отношению потока – $П_{NOx}$ к расходу топлива – Q.

Принимая во внимание отмеченные особенности теории образования оксидов азота, в современных условиях, с целью снижения их выбросов разработаны некоторые рекомендации. К таким рекомендациям, например, можно отнести следующие:

уменьшение времени испарения и горения капель топлива, за счет лучшего распыливания; сокращение времени смешивания топлива с воздухом, что приводит к возрастанию скорости выгорания смеси; предварительное смешение топлива с воздухом, перед подачей его в камеру сгорания. Однако следует заметить, что большая часть из них в малой степени согласуется с особенностями конструкции и эксплуатации двигателей. Одной из причин, приведших к такому положению, по-видимому, является отсутствие должной теоретической проработки вопроса на стыке особенностей образования оксидов азота и процессов, связанных со сгоранием топлива в цилиндрах двигателей. По этой причине нами была предпринята попытка подвергнуть анализу приведенные особенности образования оксидов азота на предмет возможной разработки некоторой теоретической основы, базирующейся на принципах сопоставления процессов.

Отметим противоречивость суждений поясняющих механизм образования оксидов азота. В одном случае по Зельдовичу образование оксидов не зависит от химической природы топлива, в другом же случае, делается акцент на том, что источником образования оксидов являются азотсодержащие соединения, входящие в состав топлива. Хотя в обоих случаях не отрицается первичность влияния температуры на условия протекания реакций.

С точки зрения кинетики процессов сгорания в цилиндрах двигателя наибольший интерес на наш взгляд представляют особенности образования оксидов за фронтом пламени, в зоне продуктов сгорания, скорость образования оксидов, состав топливной смеси (бедная и богатая смеси), условия диссоциации – распыления и горения, а также длительность горения и продолжительность эмиссии вредных веществ. Такая особенность подхода к рассматриваемому вопросу объясняется тем, что, как это следует из результатов исследований, сгорание топливовоздушной смеси в современном дизеле протекает в условиях значительной турбулентности, которая достигается за счет использования различных конструктивных решений. Это обстоятельство исключает возможность рассматривать образование оксидов в некотором относительно четко обозначенном фронте пламени. Да и сам фронт пламени крайне сложно здесь обозначается. Сгорание топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя происходит в некотором ограниченном объеме, точнее сказать в части объема цилиндра, в пространстве между днищем поршня и камерой сгорания или крышкой цилиндра. Причем пламенем покрывается от 25 до 65% площади днища поршня [5]. Такое свойство распространения пламени в цилиндре двигателя, по-видимому, может быть объяснено, по меньшей мере, двумя специфическими особенностями. Образованием комплексных волн за счет отражения звукового и светового потоков от стенок втулки цилиндра, а также за счет возникновения электромагнитного поля, образуемого за счет ионизации пламени взаимодействующего с катализатором, в роли которого выступают детали цилиндропоршневой группы. Так, что применительно к дизелю, можно говорить о наличии условий образования оксидов не во фронте пламени, а в пространстве между днищем поршня, втулкой и крышкой цилиндра. Безусловно, в этой области присутствуют зоны с температурой более 1000 ^{0}К и наблюдаются значительные перепады температур, в которых характерно образование оксидов.

Не менее важным аспектом, является продолжительность эмиссии вредных веществ и сгорания топлива в цилиндрах двигателя. Как следует из выше приведенных данных, продолжительность времени эмиссии определяется значениями порядка $10^{-3} \div 10^{-4}$с. Причем, определяющим показателем здесь является период диффузии, протекание которой характеризуется углом опережения впрыска топлива, или, как это принято обозначать продолжительностью индукции. Так что можно отметить, что сокращая период индукции, достигается и понижение вероятности возникновения оксидов азота. В этом случае, нам потребуется организовать процессы воспламенения топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя у верхней мертвой точки, что и предусмотрено в идеальном цикле Дизеля. К сожалению, однако, здесь мы вынуждены

констатировать, что реализация такого идеального цикла Дизеля до настоящего времени в современных двигателях еще не реализуется, хотя и имеются определенные практические наработки в этой области, [6]. В тоже время, решение такой задачи может быть поставлено в теоретическом контексте. В общем виде, оптимум решения такой задачи отобразится соотношением:

$$t_э \geq t_д \leq t_и \qquad (2)$$

где $t_э$ – продолжительность эмиссии, с; $t_д$ – продолжительность диффузии, с; $t_и$ – продолжительность индукции, с.

На первый взгляд, приведенное соотношение (2) представляется нелогичным, поскольку совершенно очевидным является факт того что эмиссия вредных веществ не может происходить вне связи с диффузией и она является составной частью диффузии. Но это противоречие устраняется, если принять во внимание, что сама диффузия оказывается регулируемой за счет использования технических решений позволяющих влиять на ее продолжительность.

Рассмотрим приведенное соотношение продолжительности периода эмиссии по отношению к общему времени процесса сгорания топлива в формальном виде. В соответствии с приведенными выше обозначениями имеем:

$$T_{исп} + T_{см} + T_{смв} + T_{нс} + T_{NOx} = T_{проц.} \qquad (3)$$

Заметим, что нами ранее был сделан вывод в отношении времени цикла для четырехтактного дизеля [7], который выражен в виде зависимости:

$$T_ц = 78{,}5\frac{D^2 H P_e}{N_e}, \qquad (4)$$

где D – диаметр цилиндра, м; H – ход поршня, м; P_e – среднее эффективное давление, МПа; N_e – мощность двигателя, кВт.

Учитывая, что вероятность образования стойких соединений оксидов азота в такте сжатия и такте выпуска не значительна, то время процесса определяется:

$$T_{проц} = 39{,}25\frac{D^2 H P_e}{N_e}. \qquad (5)$$

Так, что сопоставив выражение (3) и (5) можно отметить взаимную обусловленность конструктивных параметров двигателя и образование оксидов азота. Имеем:

$$39{,}25\frac{D^2 H P_e}{N_e} = T_{NOx} + T_{исп} + T_{см} + T_{смв}. \qquad (6)$$

Выводы. На основании изложенного представляется возможным сделать некоторые обобщения в отношении полученных результатов. Обусловленность образования оксидов азота характеризуется следующими особенностями:

1. Спецификой протекания процессов сгорания в цилиндрах двигателя и, в частности, полнотой охвата пламенем объема цилиндра двигателя. Это обстоятельство на наш взгляд не принимается во внимание при рассмотрении особенностей работы двигателя, как на стадии проектирования, так и в период выполнения анализа эффективности его работы.

2. Количественные и качественные показатели выброса оксидов азота находятся в зависимости от конструктивных параметров двигателя и особенностей протекания процессов сгорания, которые могут быть оценены по выражению (6).

3. Благодаря полученному выражению (6) представляется возможным осуществлять дальнейшие исследования условий образования оксидов азота на некотором новом уровне.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила по предотвращению загрязнения с судов // Российский морской регистр судоходства. – Санкт-Петербург, 2005 г.

2. Зельдович Я. Б. Окисление азота при горении / Я. Б. Зельдович, П. Я. Садовников, Д. А. Франк-Каменецкий – М. : Изд-во АН СССР, 1947. – 145 с.

3. Fenimore C. P. Formation of nitric oxide from fuel nitrogen in ethylene flames / C. P. Fenimore // Combustion and Flame, 1972, v 19. – 289 p.

4. Бурико Ю. Я. Эмиссии окислов азота камерами сгорания ГТД / Ю. Я. Бурико. – М. : ЦИАМ, 1986. – 60 с.

5. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя / И. И. Вибе – М. : ГНТИ Машиностроительной литературы, 1962. – 269 с.

6. Возницкий И. В. Современные судовые среднеоборотные двигатели: учебник / И. В. Возницкий. – СПб. : КСИ, 2005. – 147 с.

7. Литвиненко В. П. Параметрические особенности адаптивности судового дизеля / В. П. Литвиненко, Е. Н. Крючкова, В. М. Житаренко // Сборник научных трудов – Мариуполь : АМИ ОНМА, 2011. – С. 6.

Берестовой І.О., Литвиненко В.П., Крючкова О.М. ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ МЕХАНИЗМІВ УТВОРЕННЯ ОКСИДІВ АЗОТУ В ПРОЦЕСІ ГОРІННЯ ПАЛИВОПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ У СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ

У статті розглядаються шляхи та умови утворення оксидів азоту в процесі горіння палива. Наведена залежність, яка дозволяє взаємно пов'язати кількість викидів оксидів азоту від параметричних характеристик і експлуатаційних режимів роботи двигуна.

Ключові слова: ДВЗ, горіння палива, викиди оксиду азоту, час згоряння.

Berestovoi I.O., Litvinenko V.P., Kryuchkova E.N. THEORETICAL ASPECTS MECHANISM OF NITRIC OXIDE IN THE COMBUSTION PROCESS FUEL MIXTURE IN MARINE DIESEL ENGINES

The article deals with the ways and conditions of nitrogen oxides formation in the fuel combustion process. The dependency, which allows coordinating the amount of nitrogen oxides emissions from parametric characteristics and operating conditions of the engine.

Keywords: internal combustion engines, fuel burn, emissions of nitrogen oxide, the time of combustion

УДК 621.318

МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ БЕСКОНТАКТНОЙ РИХТОВКИ КОРПУСНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Гнатов А.В.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

В рамках статьи проведено обоснование актуальности применения магнитно-импульсных технологий на транспорте. Представлены экспериментальные исследования и практическая апробация новых авторских предложений по внешней бесконтактной магнитно-импульсной рихтовке корпусных элементов транспортных средств. Практически подтверждена принципиальная действенность и эффективность магнитно-импульсных методов обработки тонкостенных металлов.
Ключевые слова: магнитно-импульсная обработка металлов, магнитно-импульсная установка, бесконтактная рихтовка, удаление вмятин, индуктор.

Введение. В настоящее время все большим спросом пользуются операции по реставрации корпусных и кузовных элементов транспортных средств. Причём, 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. В этой связи особый интерес представляют устройства, позволяющие произвести, так называемую, внешнюю рихтовку без разборки корпуса (кузова) и нарушения существующего защитного покрытия [1].

Актуальность исследований. Фирмой Beulentechnik AG (Швейцария) [2] предложены механические способы внешней рихтовки вмятин в автомобильных кузовах. Однако их практическое осуществление требует очень высокой квалификации исполнителя и не обладает достаточной надёжностью с точки зрения сохранности ремонтируемого элемента. Наиболее реальными для практики представляются разработки магнитно-импульсных комплексов для внешней рихтовки корпусов самолётов, проводимые на протяжении последних 35…40 лет фирмами Boeing и Electroimpact (США) [3]. Физическая сущность предложений сводится к суперпозиции «медленного» и «быстрого» магнитных полей. Для практической реализации данного предложения необходимы два источника электромагнитной энергии, достаточно сложные высоковольтные системы управления и синхронизации генерируемых токовых импульсов. Эти факты существенно снижают надёжность работы комплекса для устранения вмятин в целом и значительно увеличивают его стоимость.

Поэтому, задача по разработке и созданию комплекса для внешней бесконтактной рихтовки транспортных средств является весьма актуальной и значимой.

Цель работы. Обоснование перспективности применения магнитно-импульсных технологий на транспорте. Экспериментальные исследования с практической апробацией новых авторских предложений по магнитно-импульсной бесконтактной рихтовке поврежденных элементов корпусных и кузовных конструкций транспортных средств.

Описание технологии бесконтактного магнитно-импульсного удаления вмятин с листового металла. Энергетический блок (источник мощности) работающий от сети ~ 220/380 В. Управление работой комплекса осуществляется приборами контроля и управления (система управления). Инструмент, посредством которого оператор выполняет бесконтактное восстановление поврежденной металлической поверхности, соединен с энергетическим блоком гибким кабелем (рис. 1).

Преимущества предлагаемой технологии

1. Экологическая чистота и ресурсосбережение по сравнению с традиционными (механическими, химическими и пр.) технологиями.

2. Отсутствие непосредственного контакта с обрабатываемым материалом.
3. Бесконтактное удаление вмятин с кузовов транспортных средств без их разборки и демонтажа с возможным сохранением защитного покрытия.
4. Возможна работа с любыми металлами (сталь, алюминий).
5. Себестоимость оборудования в несколько раз меньше существующих аналогов.
6. Возможна работа, как в однократном, так и в серийном режиме.
7. Управляемость процессом рихтовки.
8. Возможность использования для других технологических операций (образование заданных деформаций в листовом металле).
9. Полная защищенность инновационных разработок и технических решений документами интеллектуальной собственности.
10. Способствует улучшению социально-экономического развития региона и увеличивает его интеллектуальный и технический потенциал.
11. Создает дополнительные рабочие места.

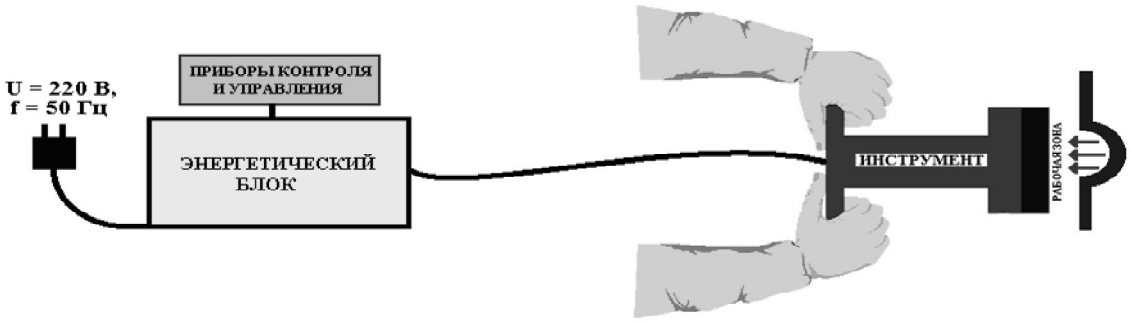


Рисунок 1 – Структурная схема магнитно-импульсного рихтовщика

Результаты исследований. В процессе настоящих исследований был проведен мониторинг рынка, который показал, что в настоящее время, как в Украине, так и в странах СНГ аналогов предлагаемого комплекса нет. Соответственно и отсутствует конкуренция в данном сегменте рынка в этих странах.

В странах западной Европы и в США аналоги существуют, но они уступают техническими характеристиками, стоимостью, и основанные на другом принципе действия, что значительно ограничивает область их применения. В табл. 1 проведено сравнение важных конкурентных характеристик разработанного комплекса.

Таблица 1 – Таблица конкуренции

Важные Характеристики	***Лаборатория электромагнитных технологий***	***Boeing, Electroimpact, Fluxtronic***	***Beulentechnik AG***
Количество источников	один	два	один
Область применения	любой металл	алюминиевые сплавы	только сталь
Количество разрядных импульсов	один - серия	серия	один
Ориентировочная цена комплекса, тыс. $	~15	~ 200	~ 40

Возможные конкуренты:

1. США – фирмы «Boeing», «Electroimpact», «Fluxtronic». Недостатки их систем: наличие двух источников энергии; сложность необходимой сильно-токовой электроники и большие затраты на комплектующие; низкая надежность в эксплуатации, высокая себестоимость.

2. Европа – концерн «Beulentechnik AG». Недостатки их систем: сложный и не технологичный в изготовлении инструмент – многовитковая катушка, является

недолговечной в эксплуатации, возможность работы только с ферромагнетиками (сталь), ограничен принцип действия.

Аналоги предлагаемого комплекса выпускают фирмы Boeing, Electroimpact, Fluxtronic, но их стоимость (~ 200 тыс. $) сдерживает другие фирмы по приобретению данных комплексов. Но, следует отметить, что все остальные авиапроизводители осуществляют постоянный мониторинг цен на данную продукцию.

Аналогичная ситуация наблюдается и с фирмами, организациями и предприятиями, деятельность которых связана с обслуживанием, ремонтом и восстановлением автотранспортной техники. Монополия фирмы Beulentechnik AG в ценообразующей политике на аналогичную продукцию, создала достаточно высокую ее стоимость (см. табл.1).

Указанные причины обусловливают весьма малое распространение и внедрение в производственную и обслуживающую отрасли транспортной техники данного вида продукции.

Немаловажным фактором в конкурентоспособности рассматриваемого комплекса является его приоритет по техническим решениям, который обеспечен соответствующей патентной документацией [4-21].

Целевой сегмент рынка. Разработки, проводимые коллективом лаборатории электромагнитных технологий, актуальны и необходимы:

– производственным предприятиям и фирмам, специализирующимся на разработке, внедрении и широком применении прогрессивных технологий внешней рихтовки корпусных и кузовных конструкций транспортных средств;

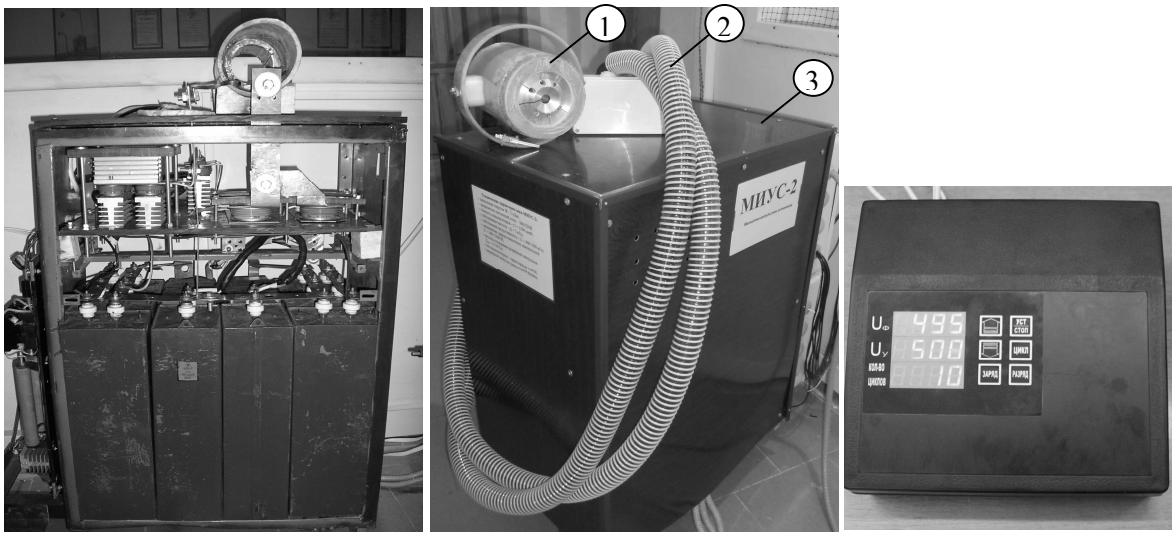
– промышленным предприятиям и фирмам с производственными процессами, включающими формовку или штамповку металлических изделий из листового металла.

Авторские предложения лаборатории электромагнитных технологий.

1. Создание источников мощности (рис. 2) – применение схем электронного управления зарядно-разрядными процессами, позволяющими осуществлять непрерывное генерирование разрядных импульсов в индуктор-инструмент.

2. Создание инструментов (рис. 3):

– индукционные индукторные системы (работа с алюминием и его сплавами);
– одновитковые индукторные системы (работа с различными сталями);
– комбинированные системы (работа с любыми металлами).



а) б) в)

Рисунок 2 – Экспериментальный комплекс для бесконтактной магнитно-импульсной рихтовки: а – без защитного кожуха; б – внешний вид; в – пульт управления: 1 – инструмент магнитно-импульсного воздействия; 2 – кабельный подвод; 3 – магнитно-импульсная установка МИУС-2

Экспериментальные исследования проводились на экспериментальном комплексе для бесконтактной магнитно-импульсной рихтовки, созданном на базе магнитно-импульсной установки МИУС-2, разработанной в лаборатории электромагнитных технологий ХНАДУ (рис. 2) [22-25].

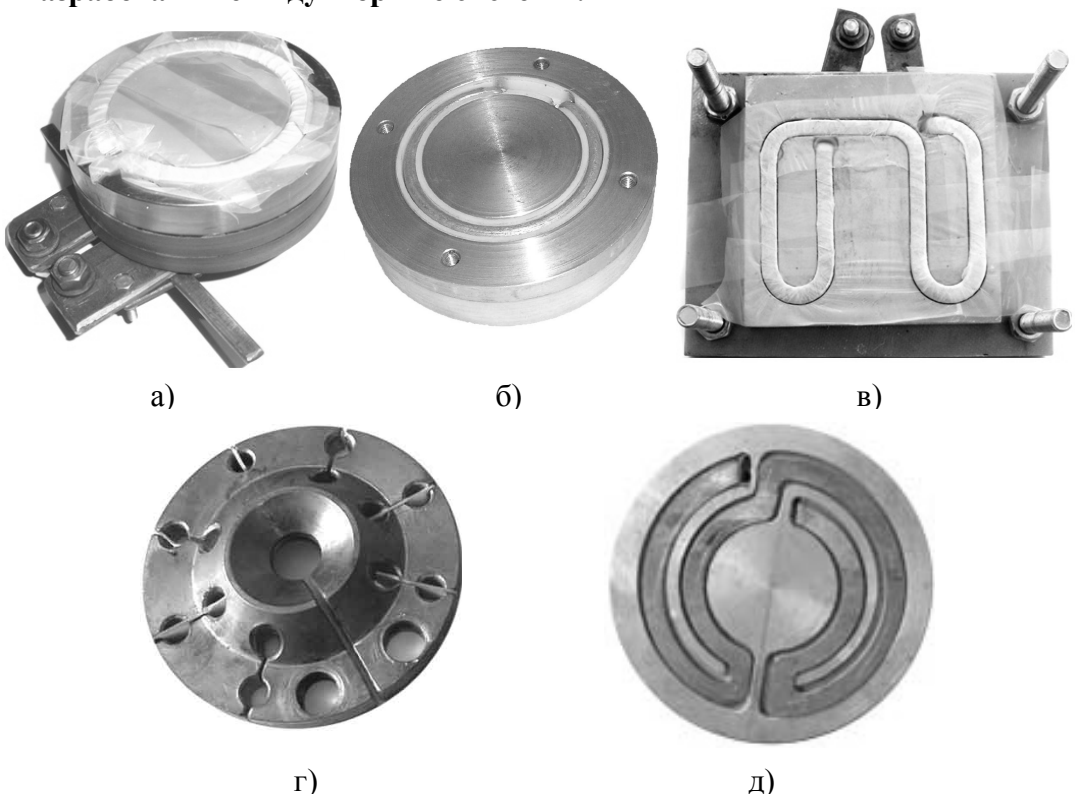
Технические характеристики комплекса:

- запасаемая энергия W~ 2 кДж;
- напряжение питающей сети ~ 380/220В;
- ёмкость конденсаторов – C = 1200 мкФ;
- собственная частота – f_0 ~ 7 кГц;
- собственная индуктивность – L ~ 440÷500 нГн;
- напряжение заряда емкостных накопителей U ~ 100÷2100 В;
- частота следования разрядных импульсов $f_{имп}$ ~ 1 ÷ 10 Гц;
- тип коммутаторов – тиристорные ключи;
- режим работы:

а) апериодический (разрядный импульс униполярной формы);

б) колебательный (разрядный импульс – затухающая синусоида).

Разработанные индукторные системы.



а) б) в)

г) д)

Рисунок 3 – Индукторные системы: а – с массивным дополнительным экраном и цилиндрическим индуктором; б – с тонкостенным дополнительным экраном и цилиндрическим индуктором; в – с тонкостенным дополнительным экраном и индуктором прямоугольной формы; г – индуктор, рабочая область которого в сечении имеет форму усеченного конуса; д – с массивным дополнительным экраном и двухвитковым цилиндрическим индуктором

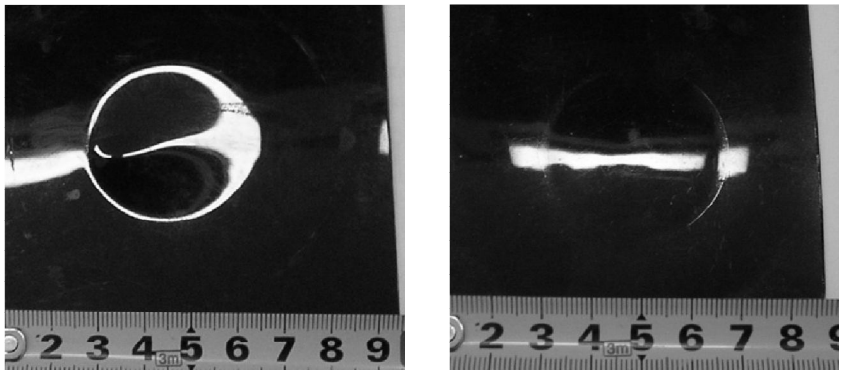
Результаты экспериментальных исследований. В ходе экспериментов было исследовано кабельное подключение МИУС-2 к инструменту магнитно-импульсного воздействия. Последний в себя включал цилиндрическое согласующие устройство (импульсный трансформатор тока) и подсоединенный к нему массивный индуктор, рабочая область которого в сечении имеет форму усеченного конуса (рис. 3 г) [26].

Условия эксперимента:

- частота следования импульсов – 9 Гц;

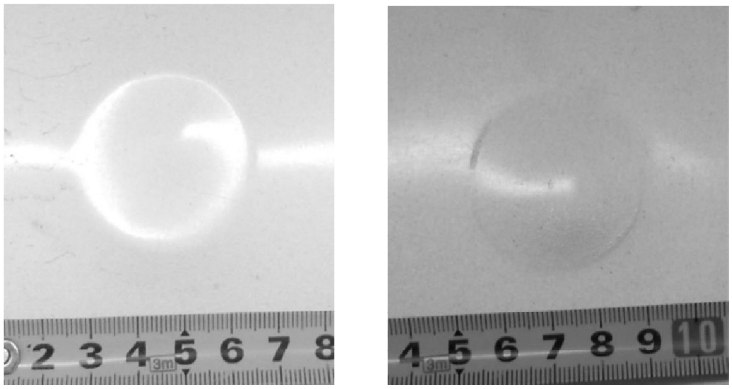
– количество импульсов – 20;
– апериодический режим работы установки, рабочая частота тока в импульсе ~ 2 кГц;
– напряжение на емкостном накопителе – 1800 В;
– амплитуда тока в разрядном контуре – 18 кА;
– амплитуда тока собственно в индукторе – 90 кА;
– запасаемая энергия –1,5 кДж.

Для проведения эксперимента были взяты образцы обшивки кузова автомобиля фирмы «Субару» толщиной ~ 0,8 мм и «Ситроен» толщиной ~ 1 мм. В ходе эксперимента, сначала, с помощью созданного комплекса были получены деформации (вмятины) на взятых образцах обшивки кузова автомобиля (рис. 4 а, 5 а). Потом, эти образцы перевернули так, чтобы центр образовавшейся лунки совпал с центром отверстия индуктора, и произвели втягивание уже существующей лунки в поверхность (рис. 4 б, 5 б).



а) б)

Рисунок 4 – Фрагмент обшивки кузова автомобиля «Субару»: а – создание вмятины; б – удаление вмятины



а) б)

Рисунок 5 – Фрагмент обшивки кузова автомобиля «Ситроен»: а – создание вмятины; б – удаление вмятины

Поперечные размеры полученных вмятин соответствовали размерам рабочей зоны индуктора ~ 40 мм. Их глубина составляла ~1,2…1,5 мм. Различия в глубине полученных вмятин, несмотря на идентичность в условиях проведенных экспериментов, можно объяснить вероятными различиями электрофизических и механических характеристик сталей разных производителей.

Выводы

1. На основании анализа мировых тенденций развития современных промышленных технологий показана всё возрастающая актуальность и перспективность

направления магнитно-импульсной обработки металлов, связанная с притяжением заданных участков проводящих объектов.

2. Представлены авторские разработки, как источников мощности, так и инструментов магнитно-импульсного воздействия, позволяющие производить удаление вмятин с кузовных конструкций автомобилей.

3. Проведена экспериментальная апробация разработанных инструментов, на практике подтверждена их принципиальная действенность и эффективность.

4. Разработан и экспериментально апробирован комплекс для бесконтактной магнитно-импульсной рихтовки корпусных элементов транспортных средств.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Туренко А. Н. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий. Том 3. Теория и эксперимент притяжения тонкостенных металлов импульсными магнитными полями : монография / А. Н. Туренко, Ю. В. Батыгин, А. В. Гнатов – Харьков : ХНАДУ, 2009. – 240 с.

2. Welcome to BETAG Innovation [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.beulentechnik.com

3. Electromagnetic Dent Removal [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.electroimpact.com/EMAGDR/overview.asp.

4. Лаборатория электромагнитных технологий [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://electromagnetic.comoj.com.

5. Пат. України № 74909, 2006. Спосіб магнітно-імпульсної обробки металевих заготовок.

6. Пат. України № 75676, 2006. Спосіб магнітно-імпульсної обробки металевих заготовок.

7. Пат. України № 31309, 2008. Індуктор для магнітно-імпульсного формування кутів у вигнутих листових металевих заготівках.

8. Пат. України № 31751, 2008. Спосіб магнітно-імпульсної обробки металевих заготівок методом притягання до індуктора.

9. Пат. України № 31752, 2008. Спосіб магнітно-імпульсної обробки металевих заготівок.

10. Пат. України № 29175, 2008. Установка для магнітно-імпульсної обробки металів серією імпульсів.

11. Пат. України № 84925, 2008. Спосіб магнітно-імпульсної обробки металевих заготовок.

12. Пат. України № 45131, 2009. Спосіб магнітно-імпульсної обробки металевих заготовок.

13. Пат. України № 44933, 2009. Генератор багаторазових імпульсів струму для магнітно-імпульсної обробки металів.

14. Пат. України № 53968, 2010. Спосіб магнітно-імпульсного притягання металевих об’єктів прямокутним індуктором з двома розрізами.

15. Пат. України № 53969, 2010. Узгоджувальний пристрій-циліндричний з двома співвісними вторинними витками.

16. Пат. України № 61008, 2011. Генератор багаторазових імпульсів струму для магнітно-імпульсної обробки металів з розгалуженим колом комутуючих пристроїв.

17. Пат. України № 61417, 2011. Генератор багатократних імпульсів струму для обробки металів тиском імпульсного магнітного поля.

18. Пат. України № 68745, 2012. Спосіб магнітно-імпульсної обробки тонкостінних металевих заготівок.

19. Пат. України № 69467, 2012. Спосіб магнітно-імпульсної обробки тонкостінних металевих заготівок з використанням узгоджувального пристрою.

20. Пат. України № 70055, 2012. Спосіб магнітно-імпульсного притягання металевих об'єктів одновитковою індукторною системою з тонким екраном.

21. Пат. України № 70734, 2012. Спосіб магнітно-імпульсного притягання металевих об'єктів двовитковою круговою індукторною системою з тонким екраном.

22. 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.

23. Батыгин Ю. В. Эксперименты магнитно-импульсного притяжения тонкостенных металлов при низких частотах действующих полей / [Ю. В. Батыгин, А. В. Гнатов, С. А. Щиголева, Е. Ф. Еремина] // Електротехніка і електромеханіка. – Харків, 2011. – № 6. – С. 64-66.

24. Батыгин Ю. В. Притяжение тонкостенных металлических листов магнитным полем одновиткового индуктора / Ю. В. Батыгин, А. В. Гнатов, С. А Щиголева // Электричество. – М., 2011. – № 4. – С. 55-62.

25. Магнитно-импульсное притяжение листовых металлов – перспективное направление в развитии электромагнитной штамповки / Ю. В. Батигін, А. В. Гнатов // XI Міжнародна науково-технічна конференція [«Проблеми сучасної електротехніки – 2010»], (Київ 1-3 червня, 2010 р.) – К. : Технічна електродинаміка, Тематичний випуск, 2010. – Ч. 1. – С. 175-180.

26. Экспериментальные исследования согласующих устройств – импульсных трансформаторов тока, в бесконтактной рихтовке транспортных средств / А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун, И. С. Трунова // Міжнародна науково-технічна конференція [«Науково-прикладні аспекти автомобільної галузі»], (Луцьк, 2012 р.) – Наукові нотатки. – Луцьк, 2012. – В. 36. – С. 53-57.

Гнатов А.В. МАГНІТНО-ІМПУЛЬСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ БЕЗКОНТАКТНОГО РИХТУВАННЯ КОРПУСНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У рамках статті проведено обґрунтування актуальності застосування магнітно-імпульсних технологій на транспорті. Представлені експериментальні дослідження та практична апробація нових авторських пропозицій щодо зовнішнього безконтактного магнітно-імпульсного рихтування корпусних елементів транспортних засобів. Практично підтверджена принципова дієвість і ефективність магнітно-імпульсних методів обробки тонкостінних металів.

Ключові слова: магнітно-імпульсна обробка металів, магнітно-імпульсна установка, безконтактне рихтування, видалення вм'ятин, індуктор.

Hnatov A.V. MAGNETIC PULSE TECHNOLOGIES FOR NON-CONTACT STRAIGHTENING OF CAR BODY ELEMENTS

The actuality of magnetic-pulse technologies using on vehicles has been carried out in this article. Experimental researches and practical approbation of new author's proposals on external non-contact magnetic-pulse straightening of car body elements has been presented. The principle functionality and efficiency of magnetic-pulse working methods of thin-walled metals was practically confirm.

Keywords: magnetic pulse metal working, magnetic pulse installation, non-contact straightening, dents removing, inductor.

УДК 536.46

ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НА КРИТИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ЗАЖИГАНИЯ, ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОРЕНИЯ И САМОПРОИЗВОЛЬНОГО ПОГАСАНИЯ ЧАСТИЦЫ ЖЕЛЕЗА В ВОЗДУХЕ КОМНАТНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ

Калинчак В.В., Черненко А.С., Шанюк С.А.
Одесский национальный университет имени И.И. Мечникова,
Селиванов С.Е.
Херсонская государственная морская академия,
Калинчак А.И.
Одесская государственная академия холода

В работе проведен анализ влияния начальной температуры на критические условия зажигания, характеристики горения и самопроизвольного погасания накалённой металлической частицы в воздухе комнатной температуры. Впервые получено выражение для массовой скорости стефановского потока вследствие последовательного образования на поверхности частицы плотного и пористого окислов. Выявлена роль стефановского потока, теплопотерь на излучение, диффузионного сопротивления в процессах зажигания, горения и самопроизвольного погасания металлических частиц.
Ключевые слова: зажигание, горение, погасание, металлическая частица, стефановский поток.

Постановка проблемы. Актуальной задачей является обеспечение безопасности перевозки лёгковоспламеняющихся жидкостей (ЛВЖ) на судах морского и речного транспорта.

Раскаленные металлические частицы, фрикционные искры, движущиеся в смесях воздуха и паров ЛВЖ (химически-реагирующая смесь), представляют собой пожарную опасность. Для оценки пожарной опасности используют критическое условие зажигания Зельдовича и соотношение между временем высокотемпературной жизни металлической частицы и временем зажигания паров ЛВЖ. Зажигание смеси произойдет лишь в том случае, когда время «высокотемпературной жизни» раскаленных частиц превышает время зажигания химически-реагирующей смеси.

Цель данной работы – провести анализ влияния начальной температуры частицы на критический диаметр зажигания, характеристики горения и самопроизвольного погасания металлических частиц в воздухе комнатной температуры с учетом стефановского течения и теплопотерь на излучение.

Степень изученности проблемы. В литературе ранее учитывалось лишь образование только плотного оксида на поверхности частицы железа [1]. Также следует отметить, что многие авторы пренебрегают теплопотерями на излучение, что приводит к завышенным значениям температур горения и временам высокотемпературной жизни накалённых частиц [2].

Малоизученными являются вопросы о механизме одновременного возникновения плотного и пористого окислов, роли теплопотерь на излучение, стефановского течения и диффузионного сопротивления в процессах зажигания, горения и самопроизвольного погасания накалённых частиц железа, попадающих в холодную газообразную окислительную среду.

В данной работе, на примере стальной частицы, эти недочёты устраняются.

Постановка задачи и изложение основного материала. Допустим, что в случае окисления металлической частицы образуются плотный и пористый оксиды. Формально уравнения химических реакций образования плотного окисла и последующего доокисления до пористого окисла представим в виде:

$$\nu_{m1} A_m(solid) + \nu_{o1} A_o(gaz) = \eta_{ox1} B_{ox1}(solid), \quad \text{(I)}$$

$$\nu_{ox1} B_{ox1}(solid) + \nu_{o2} A_o(gaz) = \eta_{ox2} B_{ox2}(solid), \quad \text{(II)}$$

где ν и η – стехиометрические коэффициенты в уравнениях реакций при металле A_m, окислителе A_o и оксидах B_{ox1}, B_{ox2}.

В этом случае скорость окисления металлической частицы по окислителю W_o равна сумме скоростей образования плотного W_{o1} и пористого оксидов W_{o2}:

$$W_o = -\frac{1}{S}\frac{\partial m_o}{\partial t} = W_{o1} + W_{o2}. \quad (1)$$

Здесь m_o – масса окислителя, $S = 4\pi r_s^2$ – площадь поверхности частицы, r_s – радиус частицы, м.

Каждая из этих скоростей пропорциональна поверхностной концентрации кислорода:

$$W_{o1} = k_1 \rho_{gs} C_{O_2 s}, \; W_{o2} = k_2 \rho_{gs} C_{O_2 s},$$

где

$$k_1 = \frac{D_v}{h_1} = \frac{D_{v0}}{h_1}\exp\left(-\frac{E_1}{RT}\right), \; k_2 = k_{20}\exp\left(-\frac{E_2}{RT}\right),$$

k_1, k_2 – константы химических реакций образования окислов, м/с; $C_{O_2\infty}$ – относительная массовая концентрация кислорода в воздухе; E_1, E_2 – энергии активации последовательных реакций, Дж/моль; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); D_v – коэффициент внутренней диффузии активного компонента через плотный окисел, м^2/с; ρ_{gs} – плотность воздуха вблизи поверхности частицы, кг/м^3, T – температура частицы, К.

На основе стехиометрических уравнений (I) и (II) выразим скорость уменьшения объема металлической частицы W_m:

$$W_m = -\frac{\rho_m}{S}\frac{\partial V_m}{\partial t} = \frac{\nu_{m1} M_m}{\nu_{o1} M_o} W_{o1}, \; V_m = \frac{4\pi r_m^3}{3},$$

где V_m – объем металлического ядра, м^3; ρ_m – плотность металла, кг/м^3; M_m, M_o – молярные массы металла и окислителя, кг/моль, r_m – радиус металлического ядра, м.

Таким образом, исходя из закона сохранения массы, уменьшение размера металлического ядра определяется дифференциальным уравнением:

$$-\frac{\partial r_m}{\partial t} = \frac{\nu_{m1} M_m}{\nu_{o1} M_o}\frac{\rho_{gs}}{\rho_m} k_1 C_{O_2 s}, \; r_m(t=0) = r_{mb}, \quad (2)$$

Скорость увеличения объема плотного оксида определяется конкуренцией реакции окисления (I) и реакции окисления (II):

$$W_{ox1} = W_{o1}\frac{\eta_{ox1} M_{ox1}}{\nu_{o1} M_o} - W_{o2}\frac{\nu_{ox1} M_{ox1}}{\nu_{o2} M_o} = \frac{\rho_{ox1}}{S}\frac{\partial V_{ox1}}{\partial t}, \; V_{ox1} \approx 4\pi r_s^2 h_1.$$

Здесь V_{ox1}, ρ_{ox1}, M_{ox1}, h_1 – объем, плотность, молярная масса и толщина слоя

плотного окисла, соответственно.

Следовательно, толщина плотного окисла увеличивается согласно уравнению

$$\frac{\partial h_1}{\partial t} = \left(\frac{\eta_{ox1} M_{ox1}}{\nu_{o1} M_o} k_1 - \frac{\nu_{ox1} M_{ox1}}{\nu_{o2} M_o} k_2 \right) \frac{\rho_{gs}}{\rho_{ox1}} C_{O_2 s}, \; h_1 \left(t = 0 \right) = h_{b1}, \qquad (3)$$

Аналогично, скорость увеличения объема пористого оксида определяется скоростью доокисления плотного окисла:

$$W_{ox2} = W_{o2} \frac{\eta_{ox2} M_{ox2}}{\nu_{o2} M_o} = \frac{\rho_{ox2}}{S} \frac{\partial V_{ox2}}{\partial t}, \; V_{ox2} \approx 4\pi r_s^2 h_2 .$$

Здесь V_{ox2}, ρ_{ox2}, M_{ox2}, h_2 – объем, плотность, молярная масса и толщина слоя пористого окисла, соответственно.

Откуда скорость нарастания пористого магнетита описывается как

$$\frac{\partial h_2}{\partial t} = \frac{\eta_{ox2} M_{ox2}}{\nu_{o2} M_o} \frac{\rho_{gs}}{\rho_{ox2}} k_2 C_{O_2 s}, \; h_2 \left(t = 0 \right) = h_{b2} \qquad (4)$$

При этом сохраняется связь между текущими значениями радиуса и диаметра металлического ядра, толщин плотного и пористого оксидов

$$r_s = r_m + h_1 + h_2, \; d = 2r_s, \; d_m = 2r_m,$$

где d, d_m – диаметр частицы и металлического ядра, мкм.

Концентрация окислителя на поверхности частицы $C_{O_2 s}$ определяется плотностью массового потока окислителя на поверхности частицы и ее окислением. В результате окисления металла при образовании конденсированных окислов вблизи поверхности частицы возникает стефановское течение, которое направлено к поверхности частицы. Это объясняется тем, что только один газообразный компонент реакций (кислород), расходуется на образование оксидов. При этом массовый поток инертного газообразного вещества равен нулю. Поэтому стефановский поток увеличивает массоперенос кислорода к поверхности частицы и, следовательно, увеличивает скорости образования плотного и пористого оксидов. Применив метод, описанный в [1], получим выражение для массовой скорости стефановского течения U_s у поверхности частицы:

$$U_s = \left(k_1 + k_2 \right) C_{O_2 s} .$$

Плотность массового потока кислорода на поверхности частицы совместно со стефановским течением

$$j_{O_2 s} = \beta \rho_g \left(C_{O_2 \infty} - C_{O_2 s} \right) + U_s \rho_{gs} C_{O_2 s}$$

равна сумме скоростей химических реакций по кислороду W_{o1} и W_{o2} .

В результате получим

$$C_{O_2 s} = C_{O_2} \left(1 + Se \right)^{-1}, \; Se = d \frac{\left(k_1 + k_2 \right) \rho_{gs}}{D_g Nu \rho_g} \left(1 - C_{O_2 \infty} \right),$$

$$D_g = D_{g0} \left(\frac{T_*}{T_0} \right)^{n+1}, \; \rho_{gs} = \rho_{g0} \frac{T_0}{T}, \; \rho_g = \rho_{g0} \frac{T_0}{T_*}, \; \lambda_g = \lambda_{g0} \left(\frac{T_*}{T_0} \right)^n, \; T_* = \frac{T + T_g}{2} .$$

Здесь D_g – коэффициент диффузии активного компонента в газе, м^2/с; λ_g – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К); Se – диффузионно-кинетическое отношение, число Семенова, Nu – число Нуссельта; U_s – скорость стефановского течения у поверхности частицы, м/с; ρ_g – плотность воздуха вдали от частицы, кг/м^3.

Для воздуха $n = 0.75$.

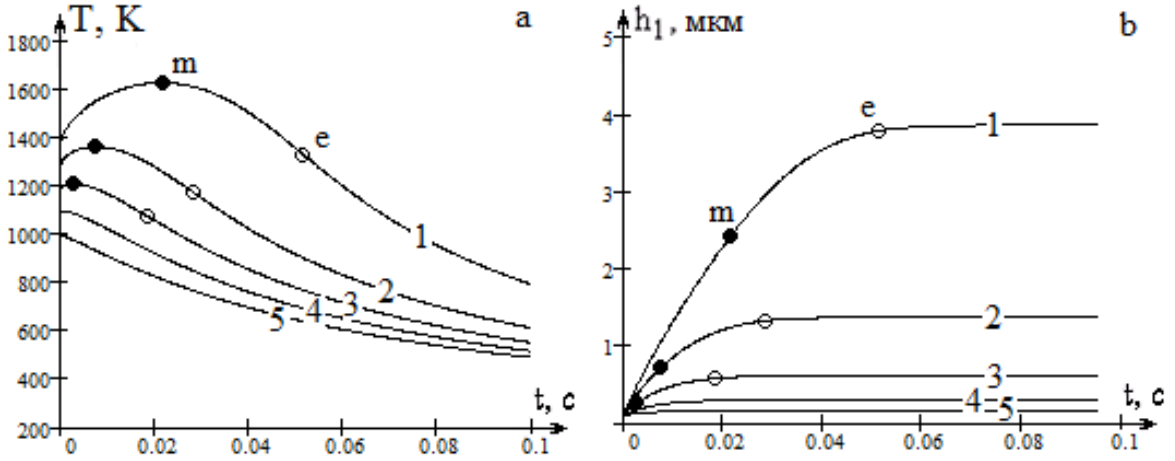


Рисунок 1 – Временные зависимости температуры частицы железа d_b=100 мкм (a), толщины плотного окисла FeO (b) в воздухе комнатной температуры $T_g = T_w = 293$ K, $h_{b1} = h_{b2} = 0.1$ мкм, $C_{O_2\infty} = 0.23$ при различных начальных температурах частицы T_b:
1)1400 K; 2)1300 K; 3)1200 K; 4)1100 K; 5)1000 K.

Зависимость температуры окисляющейся металлической частицы от времени определяется химическим тепловыделением q_{ch} и теплоотводом q_h:

$$\frac{1}{6} d c_c \rho_c \frac{\partial T}{\partial t} = q_{ch} - q_h = q_{eff}, \; T(t=0) = T_b, \qquad (5)$$

$$q_h = q_g + q_w, \; q_{ch} = \left(Q_{o1} k_1 + Q_{o2} k_2\right) \rho_{gs} C_{O_2 s}, \; q_w = \varepsilon\sigma\left(T^4 - T_w^4\right),$$

где Q_{o1}, Q_{o2} – тепловые эффекты реакции образования плотного и пористого оксидов, рассчитанные на килограмм окислителя (кислорода), Дж/кгO_2; $\rho_{\tilde{n}}$ – плотность частицы, кг/м^3; c_c, c_m – удельные теплоемкости частицы и металлического ядра, Дж/(кг·К), T_g – температура воздуха вдали от частицы, К; T_w – температура стенок, К; σ – коэффициент Стефана-Больцмана, Вт/(м^2·К^4); q_{ch} – плотность химического тепловыделения, Вт/м^2; q_h – плотность суммарных теплопотерь, Вт/м^2, q_g – плотность теплового потока за счет теплообмена с газом молекулярно-конвективным путем, Вт/м^2; q_w – плотность теплового потока теплопотерь на излучение, Вт/м^2.

Плотность теплового потока на поверхности частицы определим, используя закон Фурье и модель приведенной пленки. В результате получено

$$q_g = \frac{\lambda_g Nu}{d}\left(T - T_g\right) - \left(\frac{D_v}{h_1} + k_2\right) C_{O_2 s} \rho_{gs} c_g T_*,$$

где c_g – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К).

Определение критических условий зажигания стальной частицы. Анализ проводился по уравнениям (2) – (5) на примере стальной частицы.

При окислении железа с кислородом выше 843К образуется преимущественно слой вюстита FeO и относительно тонкие пленки магнетита Fe_3O_4 и гематита (наиболее тонкий) Fe_2O_3 [3]. Тогда как увеличение плотного слоя вюстита FeO (критерий Пиллинга-Бедворса равен 1.78) протекает по параболическому закону, утолщение слоев Fe_3O_4 и Fe_2O_3 линейно зависит от времени, что объясняет их слабо защитные свойства. Критерии Пиллинга-Бедворса для оксидов-полупроводников Fe_3O_4 и Fe_2O_3, соответственно, равны 2.09 и 2.14. Обработка кинетических кривых нарастания окислов [4] позволила получить

значения энергий активации реакций образования пористого окисла Fe_3O_4 (119 кДж/моль) и плотного FeO (124-130 кДж/моль), что согласовывается со значением энергии активационной диффузии (124 кДж/моль) иона железа через FeO.

Последовательное образование окислов на примере железа происходит следующим образом. В результате диффузии катионов железа через плотный слой вюстита FeO, плотно прилегающего к поверхности частицы железа, происходит образование вюстита

$$2Fe + O_2 = 2FeO,\ Q_{o1} = 16.50\ \text{МДж/кг}O_2.$$

При последующем доокислении вюстита образуется магнетит:

$$6FeO + O_2 = 2Fe_3O_4,\ Q_{o2} = 20.17\ \text{МДж/кг}O_2.$$

Используем следующие параметры: Q_{o1} = 16.50 МДж/кгO_2, Q_{o2} = 20.17 МДж/кгO_2, E_1 = 130000 Дж/моль; D_{v0} = 0.118 м^2/с; E_2 = 119000Дж/моль; k_{02} = 300 м/с; $C_{O_2\infty} = 0.23$, ε = 0.89, c_m = 450 Дж/(кг·К), ρ_m = 7900 кг/м^3, ρ_{ox1} = 5700 кг/м^3, ρ_{ox2} = 5200 кг/м^3, λ_{g0} = 0.024 Вт/(м·К), ρ_{g0} =1.293 кг/м^3, c_{g0} =1005 Дж/(кг·К), $D_{g0} = 0.178\cdot10^{-4}$ м^2/с, T_0 = 273 К, Nu =2, n = 0.75. Начальные толщины окислов взяты 0.1 мкм. Предположим, что толщины окислов незначительны по сравнению с радиусом всей частицы, поэтому $c_c = c_m$ и $\rho_c = \rho_m$.

Взяты различные начальные температуры и диаметры раскалённых частиц.

Обычно предварительно нагретые металлические частицы до невысоких температур, когда они еще не светятся в видимом диапазоне, в воздухе комнатной температуры практически инертно охлаждаются. Естественно, в этом случае в начальный момент времени тепловыделение за счет протекающих химических реакций меньше теплоотвода от частицы. Для зажигания частицы в начальный момент времени необходимо превышения химического тепловыделения над суммарными теплопотерями, что возможно только при превышении начальной температуры частицы определенного критического значения. Именно это критическое значение начальной температуры и будем называть температурой зажигания. А соответствующий ей диаметр частицы – диаметром зажигания.

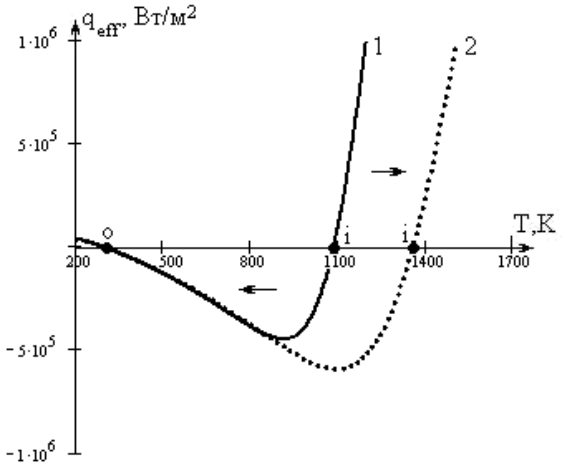


Рисунок 2 – Температурная зависимость эффективной плотности тепловыделения в начальный момент времени частицы 100 мкм в воздухе комнатной температуры: 1 – h_b=0.1мкм; 2 – h_b = 1 мкм.

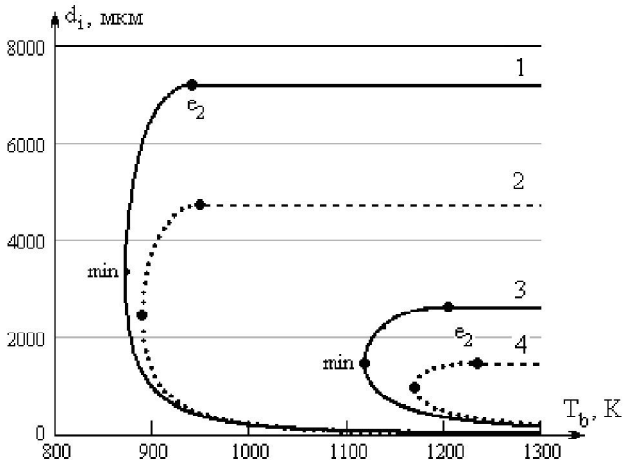


Рисунок 3 – Влияние начальной температуры на критический диаметр зажигания в воздухе комнатной температуры: 1, 3 – $U_s \neq 0$; 2, 4 – U_s = 0; 1, 2 – h_b = 0.1 мкм; 3, 4 – h_b = 1 мкм.

Таким образом, раскалённая частица при начальной температуре, меньшей температуры зажигания будет монотонно остывать (рис.1 а, кривая 5). В этом случае частица ведет себя практически как инертная (скорость нарастания окислов мала

$\partial h/\partial t \to 0$, химическая реакция протекают в кинетической области *Se* << 1). Условия остывания частицы представляется как:

$$\partial T/\partial t\big|_{t=0} < 0 \quad \text{и} \quad q_{ch}\big|_{T_b<T_{b,cr}} < q_h\big|_{T_b<T_{b,cr}},$$

т.е. для остывания частицы необходимо, чтобы химическое тепловыделение было меньше теплоотвода.

Если начальную температуру частицы взять больше температуры зажигания (рис.1 а, кривые 1-3) то на начальном этапе ее температура с течением времени увеличивается

$$(\partial T/\partial t\big|_{t=0} > 0 \quad \text{и} \quad \mathrm{q_{ch}}\big|_{\mathrm{T_b>T_{b,cr}}} > \mathrm{q_h}\big|_{\mathrm{T_b>T_{b,cr}}},$$

т.е, для зажигания необходимо, чтобы химическое тепловыделение было больше теплоотвода.

Очевидно, что за условие вынужденного зажигания металлической частицы нужно принимать условие равенства временной производной по температуре нулю

$$\partial T/\partial t\big|_{t=0} = 0 \quad \text{и} \quad q_{ch}\big|_{T_b=T_{b,cr}} = q_h\big|_{T_b=T_{b,cr}}, \qquad (6)$$

т.е., в начальный момент времени применимо условие неустойчивой стационарности (6), которое на диаграмме Семёнова выглядит в виде пересечения кривой тепловыделения и кривой теплоотвода между точками низкотемпературного окисления и горения.

Анализ стационарных состояний температуры направлен только на приближенное определение тех критических условий (диаметр и температура частицы, толщина окисла, температура газа, концентрация кислорода), при изменении которых в начальный момент времени возможен рост температуры частицы со временем. То есть наблюдается ее зажигание. Говорить, что при критической начальной температуре частицы будет наблюдаться ее устойчивое стационарное состояние, в корне неверно.

Рассмотрим диаграмму Семенова в виде температурной зависимости эффективной плотности тепловыделения (рис. 2). Точка **o** соответствует низкотемпературному устойчивому стационарному состоянию: при любых малых изменениях температуры частицы вблизи этой точки она стремится к своему стационарному значению. Точка **i** является неустойчивым стационарным состоянием и определяет температуру зажигания частицы, то есть критическое значение начальной температуры. При начальных температурах частицы ниже температуры зажигания она убывает до той температуры, пока не наступит низкотемпературный режим окисления (рис. 2, стрелка влево). При начальных температурах частицы выше температуры зажигания $\mathrm{T_{b,cr}}$, частица переходит на высокотемпературный режим окисления (рис. 2, стрелка вправо). Отметим, влияние начальной толщины окислов на температуру зажигания: для частицы диаметром 100 мкм увеличение начальной толщины окислов в 10 раз приводит к возрастанию температуры зажигания на 400 К.

Применив условие стационарности $q_{eff}(T) = 0$, критические значения диаметра зажигания частицы $d_{e1} < d_i < d_{\min}$ от ее начальной температуры определяются выражением

$$d_i = h_{b1} \cdot \frac{D\rho_g Nu/2}{Q_{o1}D_{v0}(1+B)C_{O_2\infty}\rho_{gs}} \cdot \left(\frac{c_g\left(T_b - T_g\right)}{A + \sqrt{A^2 - A_g A_w (1 - C_{O_2\infty})}} \right) \exp\left(\frac{E}{RT_b} \right) \qquad (7)$$

.

$$A = \frac{1}{2}\left(1 - A_g\left(1 - C_{O_2\infty}\right) - A_w + A_{st}\right),\ A_g = \frac{c_g\left(k_1 + k_2\right)\left(T - T_g\right)}{\left(Q_{o1}k_1 + Q_{o2}k_2\right)C_{O_2\infty}},$$

$$A_w = \frac{\varepsilon\sigma\left(T^4 - T_w^4\right)}{\left(Q_{o1}k_1 + Q_{o2}k_2\right)C_{O_2\infty}\rho_{g\,s}},\ A_{st} = \frac{c_g T_*\left(k_1 + k_2\right)}{\left(Q_{o1}k_1 + Q_{o2}k_2\right)},\ B = \frac{Q_{o2}k_2 h_{b1}}{Q_{o1}D_v}.$$

Здесь d_{e1} – нижний предел по диаметру области зажигания.

В большей степени благодаря экспоненте, критическое значение начальной температуры увеличивается с уменьшением диаметра, что связано с относительным увеличением теплопотерь с газом (рис. 2).

Для больших частиц, лежащих в интервале $d_{\min} < d < d_{e2}$, основную роль в препятствии зажигания играют теплопотери излучением, для которых зависимость критического значения диаметра частицы при вынужденном зажигании от ее начальной температуры имеет вид

$$d_i = \frac{Nu}{2} \cdot \frac{D\rho_g Q_{o1}(1+B)C_{O_2\infty}}{(1+k_2/k_1)(1-C_{O_2\infty})} \cdot \left(\frac{A + \sqrt{A^2 - A_g A_w (1-C_{O_2\infty})}}{\varepsilon\sigma\left(T_b^4 - T_w^4\right)} \right). \qquad (8)$$

Для таких частиц увеличение диаметра способствует относительному росту теплопотерь на излучение по сравнению с теплопотерями с газом молекулярно-конвективным путем. В тоже время к единице поверхности частицы приноситься меньше кислорода. Это приводит к уменьшению химического тепловыделения. Поэтому для зажигания частицы большого диаметра ($d_{\min} < d < d_{e2}$) необходимо поднять начальную температуру частицы (рис. 3). Именно учет теплопотерь на излучение приводит к появлению верхнего предела области зажигания по диаметру (рис. 3).

Анализ роли массопереноса в точках, соответствующих критическим значениям начальной температуры, показал, что величина числа Семенова *Se* для частиц размерами 10-1000 мкм с начальной толщиной 0.1 мкм, находится в пределах 0.26-0.36, а для частиц с толщиной окисла 1 мкм – 0.43 – 0.73. Такое увеличение числа Семенова в критических точках с ростом толщины связано с увеличением температуры зажигания частицы. Влиянием стефановского течения на критическое значение начальной температуры в широком диапазоне размеров мелких частиц железа можно пренебречь (рис. 3).

В области больших размеров частиц ($d_{\min} < d < d_{e2}$) влияние стефановского течения на критическое значение начальной температуры значительно. Для этой области размеров диффузионно-кинетическое отношение в критических точках *Se* > 1, что говорит о важной роли массопереноса кислорода к поверхности. Стефановское течение способствует дополнительному притоку кислорода к единице поверхности частицы и уменьшению теплоотдачи от частицы. Это приводит к понижению для данного диаметра критического значения начальной температуры, а также к увеличению до 1.5 раз критического диаметра d_{e2}, определяющего верхний предел по диаметру области вынужденного зажигания металлической частицы в воздухе комнатной температуры.

Анализ временных зависимостей. Начальная температура частицы определяет не только условие зажигания частицы данного размера (рис.1), но и влияет на время «жизни» фрикционной частицы и максимальную температуру горения.

На первой стадии (высокотемпературной стадии) толщины оксидных слоев практически линейно растут со временем (рис. 1 b, кривые 1-3). Средняя скорость нарастания окислов существенна и имеет порядок 10-100 мкм/с. С нарастанием оксидной пленки растет диффузионное сопротивление движению ионов через оксидный слой. Температура частицы достигает максимального значения (т. М) и начинает уменьшаться. Длительность этой стадии (время высокотемпературного окисления) рассчитывается до точки е. Точка е характеризует минимум на зависимости временной производной температуры от времени:

$$\left.\frac{dT}{dt}\right|_{t=t_e} < 0, \quad \left.\frac{d^2T}{dt^2}\right|_{t=t_e} = 0, \quad \left.\frac{d^3T}{dt^3}\right|_{t=t_e} > 0.$$

Скорость роста окислов после точки **е** резко уменьшается на несколько порядков, что является признаком самопроизвольного погасания. Окисление металла продолжает протекать в кинетической области (*Se* <<1) и толщины окислов практически изотермически медленно растут.

Увеличение начальной температуры частицы при $T_b > T_{b,cr}$ приводит к росту максимальной температуры высокотемпературного окисления, толщин плотного и пористого оксидов и диаметра всей частицы, которое наблюдается в эксперименте [5]. Высокая начальная температура частицы инициирует значительную скорость химической реакции, тепловыделение от которой дольше поддерживает окисление. С ростом начального диаметра частицы химическое тепловыделение уменьшается, что отражается на снижении температуры горения и скорости окисления, а, следовательно, к росту времени горения и снижению толщины окисла после погасания. Анализ проводился для характерных диаметров накаленных стальных частиц 50-200 мкм.

Таблица 1 – Влияние начальных температуры и диаметра частицы железа на характеристики ее высокотемпературного окисления и самопроизвольного погасания с учетом теплопотерь на излучением и стефановского течения при $T_g=T_w=293K$, $h_{b1} = h_{b2} = 0.1$ мкм

T_b, K	d_b, мкм	стефан. течение	точка m			точка e			
			T_m, K	t_m, мс	Se_m	h_{e1}, мкм	h_{e2}, мкм	t_e, мс	Se_e
1500	50	с учетом	2695	19	1.72	12.8	1.5	44	0.12
		без учета	2060	13	0.81	5.7	0.4	26	0.09
	100	с учетом	2140	47	1.05	11.6	1.4	99	0.10
		без учета	1840	27	0.74	6.2	0.5	64	0.08
	200	с учетом	1760	73	0.80	8.9	1.0	188	0.08
		без учета	16	52	0.77	6.9	0.6	154	0.08
1300	50	с учетом	1340	2	0.28	0.6	0.1	7	0.03
		без учета	1330	1	0.33	0.6	0.1	7	0.03
	100	с учетом	1365	7	0.34	1.3	0.1	28	0.03
		без учета	1350	6	0.35	1.2	0.1	26	0.04
	200	с учетом	1365	23	0.39	2.3	0.2	94	0.04
		без учета	1350	19	0.42	2.1	0.2	86	0.04

За счет образования второго окисла Fe_3O_4 химическое тепловыделение на порядок меньше, чем при образовании вюстита (FeO). Это и объясняет изменение характеристик высокотемпературного тепломассообмена при учете образования двух оксидов. При сравнительно высоких начальных температурах частицы ее температура горения с учетом теплопотерь на излучение может возрасти на 50К и выше, а время горения на 15%. Толщина более толстого слоя FeO, на порядок превышающая толщину слоя Fe_3O_4, при погасании частицы возрастает до 20 %. С понижением начальной температуры частицы (уже ниже 1300 К) влияние образования второго оксида на характеристики высокотемпературного окисления и самопроизвольного погасания становиться незначительным.

Стефановское течение способствует подходу кислорода с газа до поверхности частицы и уменьшает ее теплообмен с газом. Таким образом, стефановское течение приводит к существенному увеличению максимальной температуры горения, скорости химической реакции, времени высокотемпературного окисления, критических значений толщин окислов после самопроизвольного погасания. Влияние стефановского течения тем больше, чем больше начальная температура и меньше диаметр частицы (см. табл. 1).

Экспериментально наблюдаемые времена высокотемпературной стадии окисления частиц [5] согласуется с расчетными значениями. Так для частицы 50 мкм расчетные времена горения при изменении начальной температуры от 1300 К до 1500 К изменялись от 7 до 50 мс. Частицы получаются черного цвета, именно поэтому в качестве их коэффициента черноты выбран коэффициент излучательной способности оксида Fe_2O_3 равный 0.89. Меньшее значение коэффициента черноты дало бы завышенные значения максимальной температуры и времени высокотемпературного окисления металлической частицы, что рассогласуется с экспериментальными данными.

В тоже время небольшие изменения кинетических параметров, например энергии

активации (до 5%), что характерно для частиц различных сталей, приводит к существенным изменениям температур и времен горения металлических (стальных) частиц.

Выводы. Показаны два предела области зажигания по диаметру частицы, верхний предел которой определяется учетом теплопотерями на излучение. Стефановское течение расширяет область зажигания. Впервые получено выражение для массовой скорости стефановского потока вследствие последовательного образования на поверхности частицы плотного и пористого окислов. Установлено, что увеличение начальной температуры частицы, большей за температуру зажигания, приводит к возрастанию времени и максимальной температуры высокотемпературного окисления, а также толщин окислов после ее самопроизвольного погасания. Обоснован выбор условия самопроизвольного погасания частицы с практически резким уменьшением скорости нарастания оксидного слоя.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калинчак В. В. Высокотемпературный тепломассообмен и стефановское течение на поверхности предварительно нагретой металлической частицы в холодном воздухе / В. В. Калинчак, А. С. Черненко // Теплофизика высоких температур. – 2009. – Т. 47, № 3. – С. 1-10.

2. Буркина Р. С. Высокотемпературное зажигание реакционноспособного вещества горячей инертной частицей с конечным запасом тепла / Р. С. Буркина, Е. А. Микова // Физика горения и взрыва. – 2009. – Т. 45, № 2. – С. 40-47.

3. Хауффе К. Реакции в твердых телах и на их поверхности / К. Хауффе – М. : Изд-во иностр. лит., 1963. – Ч. 2. – 276 с.

4. Кофстад П. Высокотемпературное окисление металлов / П. Кофстад. – М. : Мир, 1969. – 392 с.

5. Леонова Л. Ю. Определение температуры и кинетических характеристик частиц стали, диспергированной фрикционным способом / Л. Ю. Леонова, В. В. Курятников, Я. Н. Спиридонов // Физика аэродисперсных систем. – 1981. – Т. 21. – С. 80-84.

Калінчак В.В., Черненко О.С., Шанюк С.О., Селіванов С.Є., Калінчак А.І. ВПЛИВ ПОЧАТКОВОЇ ТЕМПЕРАТУРИ НА КРИТИЧНІ УМОВИ ЗАПАЛЮВАННЯ, ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОРІННЯ, САМОВІЛЬНОГО ПОГАСАННЯ ЧАСТИНКИ ЗАЛІЗА В ПОВІТРІ КІМНАТНОЇ ТЕМПЕРАТУРИ

У роботі проведений аналіз впливу початкової температури на критичні умови запалення, характеристики горіння і самовільного згасання розпеченої металевої частинки в повітрі кімнатної температури. Вперше отриманий вираз для масової швидкості стефанівського потоку внаслідок послідовного утворення на поверхні частинки щільного і пористого оксидів. Виявлена роль стефанівського потоку, тепловтрат на випромінювання, дифузійного опору в процесах запалення, горіння і самовільного згасання металевих частинок.

Ключові слова: запалювання, горіння, загасання, металева частка, стефанівський потік.

Kalinchak V.V., Chernenco A.S., Shanyuk S.A., Selivanov S.E., Kalinchak A.I. INFLUENCE OF REFERENCE TEMPERATURE ON THE CRITICAL CONDITIONS OF IGNITION, THE CHARACTERISTIC OF BURNING AND SPONTANEOUS CLEARING OF A PARTICLE OF IRON IN AIR TO ROOM TEMPERATURE

In work the analysis of influence of reference temperature on critical conditions of ignition, the characteristic of burning and spontaneous clearing of the heated metal particle in room temperature air is carried out. For the first time expression for mass speed stephan's stream owing to consecutive formation on a surface of a particle of dense and porous oxides is received. The role of the stephan's stream, thermal losses on radiation, diffusion resistance in processes of ignition, burning and spontaneous clearing metal particles is revealed.

Keywords: ignition, burning, clearing, a metal particle, stephan's stream.

УДК 355.588:614.8:629.95

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АЭРОМОБИЛЬНОГО КОМПЛЕКСА АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНЫХ РАБОТ В СИСТЕМЕ ГРАЖДАНСКОЙ ЗАЩИТЫ УКРАИНЫ В УСЛОВИЯХ ВОЗНИКНОВЕНИЯ МАССОВЫХ ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ СИТУАЦИЙ

Кулиш Ю.А.
Харьковский национальный университет гражданской защиты Украины
Селиванов С.Е.
Херсонская государственная морская академия

В статье проведена оценка эффективности функционирования аэромобильного комплекса аварийно-спасательных работ в системе гражданской защиты Украины в условиях возникновения массовых чрезвычайных ситуаций. Показаны дислокации РКЦ, т.е. разнесенные авиационные группировки в Украине. В случае массовых ЧС обслуживание всех поступающих заявок на ликвидацию ЧС проводит АМК. Проведена возможность оценки эффективности функционирования (работы) АМК, как отдельного канала обслуживания, используя теорию массового обслуживания.
Ключевые слова: аэромобильный комплекс, массовые чрезвычайные ситуации, ликвидация чрезвычайных ситуаций, теория массового обслуживания.

Введение. В законах Украины, подзаконных актах и государственных стандартах Украины, с разной мерой детализации, определяют чрезвычайные ситуации (ЧС) как: «нарушение нормальных условий жизни и деятельности людей на объекте или территории, вызванное аварией, катастрофой, стихийным бедствием или другим опасным событием, которые привели (могут привести) к гибели людей, животных и растений, значительных материальных ущербов и (или)» нанести ущерб окружающей среде [1]. Там же в госстандарте Украины сделано примечание, что ЧС в зависимости от источника опасности может быть: природная, техногенная, социально-политическая, военная.

К особенностям ЧС относятся массовые ЧС – как совокупность исключительных обстоятельств, сложившихся в соответствующей зоне в результате чрезвычайного события или под влиянием возникших чрезвычайных условий. Массовые ЧС характеризуются по масштабу их распространения, широте охвата ими объектов и территории. Показателями масштаба распространения ЧС являются размеры территории, непосредственно подвергшейся воздействию поражающих факторов; возможные косвенные последствия, которые могут представлять собой тяжелые нарушения организационных, экономических, социальных и других важных связей, действовавших на значительных расстояниях. Массовые ЧС можно подразделить на ЧС мирного и военного времени.

В сложной обстановке массовых ЧС мирного времени и в ситуациях наиболее характерных для обстановки ведения боевых действий задачи по ликвидации ЧС решает перспективная аэромобильная система, созданная согласно постановления Кабинета Министров Украины [2], которую организационно будем рассматривать как аэромобильный комплекс (АМК), в состав которого входят силы и средства проведения АСДНР.

Высокая мобильность, оперативность и дальность действия авиационных средств в сочетании с широкими возможностями специального спасательного оборудования и техники позволяет в кратчайшие сроки прибыть в зону возникновения ЧС и своевременно начать проведение АСДНР.

Аэромобильный комплекс объединяет весь район ответственности Украины за поиск и спасение, который в свою очередь распределен на зоны ответственности региональных координационных центров (РКЦ) по поиску и спасению МЧС Украины.

Зоны ответственности региональных координационных центров (РКЦ) совпадают с границами ответственности регионального центра управления воздушного движения (РЦ УВД) или регионального центра обслуживания воздушного движения (РЦ ОВД).

Организованы следующие пять региональных центров управления воздушным движением: Харьковский, Львовский, Бориспольский, Симферопольский и Одесский.

Дислокация, т.е. разнесенные авиационные группировки в Украине показаны на рисунке.

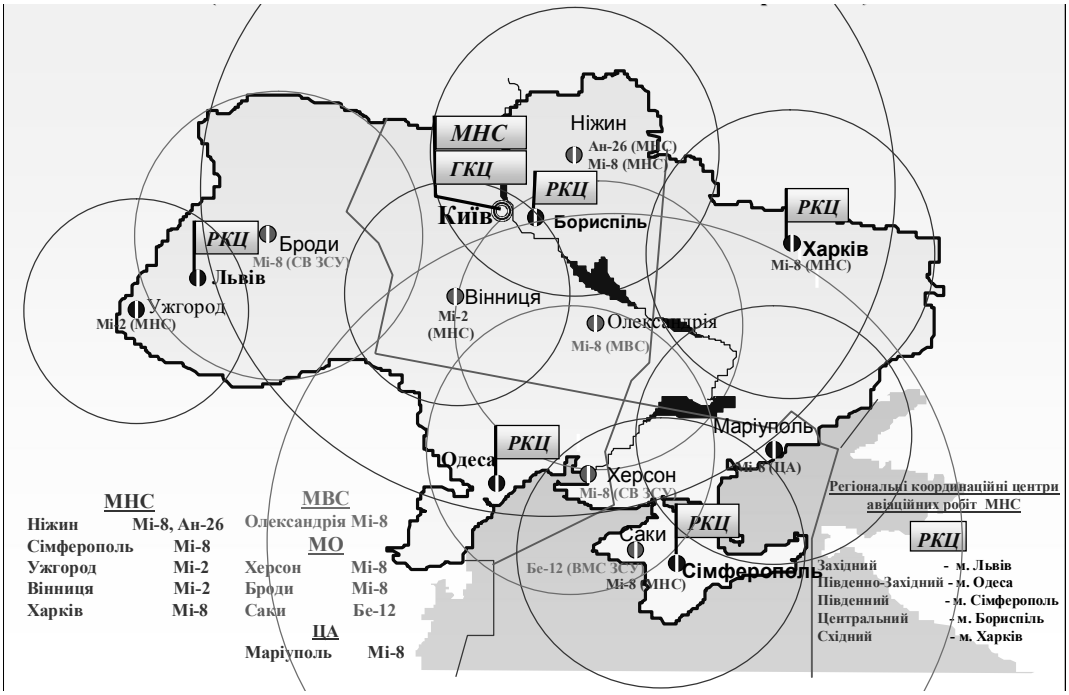


Рисунок 1 – Дислокация, авиационные группировки в Украине показаны на рисунке

Задача управления созданной единой государственной системой проведения авиационных поисково-спасательные работы положены на правительственный орган государственного управления – Государственную авиационную поисково-спасательную службу, или Украваипоиск [2].

В случае массовых ЧС происходящих в широком масштабе страны в Украваипоиск, а затем в РКЦ поступают заявки о ликвидации ЧС в тех или иных районах страны. Заявкой (или требованием) называется спрос на удовлетворение какой-либо потребности (далее потребности предполагаются однотипными). Выполнение заявки называется обслуживанием заявки.

Обслуживание всех поступающих заявок проводит АМК. Процесс обслуживания заявок в АМК можно представить на нескольких системных уровнях: на региональном уровне, на уровне отдельного аэродрома базирования, на уровне отдельного авиационного средства. В этом случае каждый из указанных уровней следует рассматривать как отдельный канал обслуживания.

В сложных условиях массовых ЧС необходимость решения задач ликвидации последствий будет определяться целой совокупностью факторов, характерных для сложившейся обстановки, которые заранее точно определить не представляется возможным.

В данной работе поставлена **цель** провести оценку эффективности функционирования (работы) АМК, как отдельного канала обслуживания, используя теорию массового обслуживания.

Изложение основного материала исследования. Для эффективности функционирования АМК АСДНР в условиях возникновение массовых ЧС необходимо

применение адекватного математического аппарата исследований, который позволил бы найти основные характеристики АМК как системы и оценить эффективность ее работы.

Процессы обслуживания потока заявок изучает раздел математики, находящейся на стыке теории вероятностей и исследования операций, называемый теорией массового обслуживания (ТМО). Интересно, что в англоязычной терминологии название этого раздела математики звучит как «Queueing theory», т.е. «теория очередей». Это показывает, что ее основная цель (подобно нашей) – борьба с очередями.

Системой массового обслуживания (СМО) называется любая система для выполнения заявок поступающих в СМО.

Поступление заявки в СМО называется событием. Последовательность событий, заключающихся в поступлении заявок в СМО, называется входящим потоком заявок. Последовательность событий, заключающихся в выполнении заявок в СМО, называется выходящим потоком заявок.

Говоря о заявках, то чаще всего они будут поступать в случайные моменты времени, поэтому в теории массового обслуживания принято говорить о случайном потоке требований (заявок) на обслуживание [3]. Длительность обслуживания каждой заявки так же является случайной величиной. В связи с этим работа системы протекает нерегулярно. В какие-то моменты каналы обслуживания простаивают, в другие моменты происходит накапливание заявок. Это приводит либо к отказу обслуживания каких-то заявок, либо к образованию из них очередей.

Для уменьшения степени влияния подобных негативных факторов разрабатываются рекомендации по рациональной организации системы в соответствии с требуемой пропускной способностью и другими характеристиками эффективности ее работы. Разработка подобных рекомендаций и методов расчета характеристик эффективности систем и есть предмет теории массового обслуживания.

Математический аппарат теории массового обслуживания позволяет оценить эффективность обслуживания системой заданного потока заявок в зависимости от характеристики потока заявок, числа каналов обслуживания, производительности каналов и дисциплины обслуживания заявок [4].

В качестве критериев эффективности обслуживания в теории массового обслуживания используются следующие критерии: вероятность обслуживания каждой поступающей заявки, средняя доля обслуженных заявок, среднее время обслуживания заявки, закон распределения длины очереди на обслуживание, пропускная способность системы и другие. Из указанного следует, что используемые в теории массового обслуживания критерии позволяют оценивать эффективность системы по усредненным характеристикам именно массовых событий. Получаемые при этом оценки характеризуют поведение системы «в среднем» [5]. Поэтому при исследовании функционирования АМК методами теории массового обслуживания мы вынуждены будем сделать ряд допущений и упрощений в описании случайных процессов поступления требований на сложных задач с использованием авиационных средств.

В первую очередь это будет касаться входящего потока заявок.

Математический аппарат теории массового обслуживания наиболее разработан применительно к простейшему потоку событий. Дело в том, что простейшие потоки наиболее часто встречаются на практике в самых широких областях [6].

Поток заявок называется простейшим, если он удовлетворяет следующим условиям:

– отсутствие последствия, т.е. заявки поступают независимо независимо друг от друга;

– стационарность, т.е. вероятность поступления данного числа заявок на любом временном отрезке t_1, t_2 зависит лишь от величины этого отрезка и не зависит от

значения t_1, что позволяет говорить о среднем числе заявок за единицу времени, λ, называемом интенсивностью потока заявок;

– ординарность, т.е. любой момент времени в СМО поступает лишь одна заявка, а поступление одновременно двух и более заявок пренебрежимо мало.

В работе [7] показано, что во многих случаях можно получить достаточно приемлемые оценки эффективности систем, заменяя входящий поток любой сложной структуры простейшим с той же плотностью. Этому способствует тот факт, что при суммировании большого числа ординарных, стационарных потоков с практически любым последействием получается поток, сколь близкий к простейшему. Условия, которые должны при этом соблюдаться, аналогичны условиям центральной предельной теоремы: складываемые потоки должны оказывать на сумму равномерное малое влияние. В работе Хинчина А. Я. [8] показано, что на практике достаточно сложить 4-5 таких потоков, чтобы получить результирующий поток, с которым можно оперировать как с простейшим.

Применительно к потоку требований на решение сложных задач данное условие будет определяться наличием широкого круга различных сложных задач, поступление которых в систему происходит с постоянной интенсивностью во времени (условие стационарности) по крайней мере, на ограниченном во времени отрезке.

В действительности, условие стационарности является лишь определенным методическим приемом, применяемым в целях упрощения анализа, так как строго стационарных процессов в природе не существует. Все реальные процессы стационарны только на ограниченном отрезке времени. Распространение условия стационарности до бесконечности позволяет проводить исследования систем методами теории массового обслуживания применительно к постоянным условиям функционирования.

Данное обстоятельство имеет важное значение для исследования системных свойств АМК в условиях боевого применения. В этих условиях функционирование АМК осуществляется при экстремальной нагрузке на систему, когда интенсивность поступления заявок на решение военно-прикладных задач имеет максимальное значение.

Таким образом, на основании принятых допущений о структуре потока требований на решение сложных задач ликвидации ЧС, мы можем оценивать состояние АМК в различные моменты времени. Принято допущение о свойствах потока требований, как простейшего, основано на суммировании нескольких потоков требований на решение различных сложных задач. Условие стационарности позволяет распространить постоянство характеристик потока во времени, что, в свою очередь, дает возможность проводить исследование свойств АМК в наиболее сложных режимах применения.

В наиболее общем случае поток требований на решение сложных задач ликвидации задач является нестационарным. Свойство нестационарности потока требований на решение таких задач наиболее отчетливо может проявиться в самом начале развития массовых ЧС, когда интенсивность потока требований на решение этих задач резко возрастает.

Исходя из рассмотренных условий для простейшего потока, рассмотрим пример.

Пример. Предположим, что на телефонную станцию АМК в случайном порядке поступает в среднем 2 заявки за 10 минут. Определить поток вероятности $p_i(t)$ поступления в АМК в среднем 4 заявки за 30 минут.

Решение. Поток вероятности поступления заявок в промежуток времени t вычисляется по формуле

$$p_i(t) = \frac{(\lambda t)^i}{i!} e^{-\lambda t},$$

т.е. вероятности распределены по закону Пуассона с параметром λt. По этой причине простейший поток называется также пуассоновским потоком.

В этой формуле:

λ – интенсивность поступленияпо заявок: $\lambda = \frac{2}{10}$ мин = $0,2$ мин$^{-1}$,

t – время поступления заявки: $t = 30$ мин,

i – число заявок (требований): $i = 4$,

Тогда

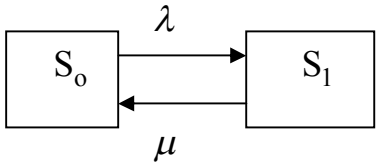
$$p_4(T) = \frac{(0,2 \cdot 30)^4}{4!} e^{-0,2 \cdot 30} = \frac{6^4}{24} e^{-6} \approx 0,134 .$$

Решение рассмотренного примера показало, поток вероятности поступления заявок в АМК составляет $p_4(T) \approx 0,134$.

Далее отметим, что функция распределения $F(t)$ случайного интервала времени T между двумя последовательными заявками по определению равна $F(t) = P(T < t)$. Но $P(T < t) = 1 - P(T \geq t)$, где $P(T \geq t)$ – вероятность того, т.е. за время t в СМО не поступит ни одна заявка. Но вероятность этого события находится из $p_i(t) = \frac{(\lambda t)^i}{i!} e^{-\lambda t}$ при $i = 0$. Таким образом, $P(T \geq t) = p_o(t) = e^{-\lambda t}$ и $F(t) = 1 - e^{-\lambda t}$.

Рассмотрим один из конкретных типов СМО, при этом будем предполагать, что плотность распределения промежутка времени между двумя последовательными событиями в СМО имеет показательное распределение, а все потоки являются простейшими.

Размеченный граф состояний одноканальной СМО с отказом может быть представлен в виде



Здесь λ и μ – интенсивность потока заявок и выполнения заявок соответственно. Состояние системы S_o означает, что канал свободен, а S_1 – что канал занят обслуживанием заявки.

Система дифференциальных уравнений Колмлгорова для такой СМО имеет вид

$$\begin{cases} \frac{dp_o(t)}{dt} = -\lambda p_o(t) + \mu p_1(t), \\ \frac{dp_1(t)}{dt} = -\lambda p_o(t) + \mu p_1(t), \\ p_o(t) + p_1(t) = 1, \end{cases}$$

где $p_o(t)$ и $p_1(t)$ – вероятности нахождения СМО в состояниях S_o и S_1 соответственно.

Уравнения для финальных вероятностей p_o и p_1 получим, приравнивая нулю производные в первых двух уравнениях системы. В резкльтате получим:

$$p_o = \frac{\mu}{\mu + \lambda} = \frac{1}{1 + \rho}, \qquad (1)$$

$$p_1 = \frac{\lambda}{\mu + \lambda} = \frac{\rho}{1 + \rho}. \qquad (2)$$

Вероятность p_o по своему смыслу есть вероятность обслуживания заявки $p_{îáñ}$, т.к. канал является свободным, а вероятность p_1 по своему смыслу являктся вероятностью отказа в обслуживании поступающей в СМО заявки $p_{îòê}$, т.к. канал занят обслуживанием предыдущей заявки. Остальные характеристики СМО найдем, рассмотрев конкретный пример.

Пример. Телефонистке АМК поступает в среднем 1,2 телефонных вызовов в минуту. Средняя продолжительность разговора составляет 2 минуты. Найти основные характеристики АМК (как системы) и оценить эффективность ее работы.

Решение. По условию:

входной поток заявок – простейший с интенсивностью λ.

$$f(t) = \lambda \cdot e^{-\lambda t}, \quad t > 0, \quad \overline{t} = \mathrm{M}[T] = \frac{1}{\lambda} = 1{,}2.$$

Поток обслуживания заявок имеет интенсивность μ,

$$g(t) = \mu \cdot e^{-\mu t}, \ t > 0, \ \overline{t}_{îáñ} = M[T_{îáñ}] = \frac{1}{\mu}.$$

По условию $\lambda = 1{,}2$ мин $^{-1}$, $\mu = 2$ мин $^{-1}$, откуда $\rho = \frac{\lambda}{\mu} = 6$. По формулам (1) и (2) находим $p_{обс}$ и $p_{отк}$:

$$p_{обс} = p_o = \frac{1}{1 + \rho} = 0{,}625; \quad p_{отк} = p_1 = \frac{\rho}{1 + \rho} = 0{,}375.$$

Таким образом, АМК обслуживает лишь 62,5 % звонков, что нельзя считать удовлетворительным.

Абсолютная пропускная способность АМК

$$A = \lambda Q = \lambda p_{îáñ} = 1{,}2 \cdot 0{,}625 = 0{,}75 \text{ мин}^{-1},$$

т.е. в среднем обслуживается 0,75 звонка в минуту.

Выводы и предложения. Для оценки эффективности функционирования (работы) аэромобильного комплекса (АМК), как системы, по ликвидации массовых ЧС в том или ином районе Украины, как отдельного канала обслуживания, используется теория массового обслуживания.

Эффективность функционирования АМК АСДНР в условиях возникновение массовых ЧС зависит от своевременности полученных заявок на ликвидацию ЧС. Применение теории массового обслуживания к работе АМК дает возможность определить основные характеристики АМК, как системы, при решении задач ликвидации массовых ЧС и оценить эффективность ее работы с точки зрения ее эксплуатации.

Данные показатели эффективности позволяют сформулировать требования к системе с двух противоположных точек зрений. Для того чтобы оценить систему с точки зрения потребителя система используют такие показатели, как максимальная пропускная способность системы и т.д. Для анализа системы с точки зрения эффективности ее эксплуатации используются: максимальный коэффициент загрузки системы, минимальные затраты на содержание службы. Необходимо проводить сравнение показателей, что позволит определить оптимальные параметры системы; и рекомендовать наилучший вариант структуры системы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ДСТУ 3891-99. Державний стандарт України. Безпека у надзвичайних ситуаціях. Терміни та визначення основних понять.

2. Постановление Кабинета Министров Украины от 8.09.2004 г. № 1172 «О создании Государственной авиационной поисково-спасательной службы».

3. Гнеденко Б. В. Введение в теорию массового обслуживания / Б. В. Гнеденко, И. Н. Коваленко. – М. : Машиностроение, 1966. – 432 с.

5. Овчаров Л. А. Прикладные задачи теории массового обслуживания. – М. : Машиностроение, 1969. – 324 с.

6. Новиков О. А. Прикладные вопросы теории массового обслуживания / О. А. Новиков, С. И. Петухов. – М. : Сов. Радио, 1969. – 400 с.

7. Морозов В. В. Исследование операций в задачах и упражнениях / В. В. Морозов, А. Г. Сухарев, В. В. Федоров. – М. : Высшая школа, 1986. – 290 с.

8. Гнеденко Б.В. Лекции по теории массового обслуживания / Б. В. Гнеденко. – К. : КВИРТУ, 1960. – 67 с.

9. Хинчин А. Я. Математические методы теории массового обслуживания // Труды математического института им. В. А. Стеклова. – М., 1955. – Т. 49. – С. 38-40.

Куліш Ю.О., Селіванов С.Є. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ АЕРОМОБІЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНИХ РОБІТ У СИСТЕМІ ЦИВІЛЬНОГО ЗАХИСТУ УКРАЇНИ В УМОВАХ ВИНИКНЕННЯ МАСОВИХ НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ

У статті проведена оцінка ефективності функціонування аеромобільного комплексу аварійно-рятувальних робіт у системі цивільного захисту України в умовах виникнення масових надзвичайних ситуацій. Показані дислокації РКЦ, тобто рознесені авіаційні угруповання в Україні. У випадку масових ЧС обслуговування всіх вступних заявок на ліквідацію ЧС проводить АМК. Проведена можливість оцінки ефективності функціонування (роботи) АМК, як окремого каналу обслуговування, використовуючи теорію масового обслуговування.

Ключові слова: аеромобільний комплекс, масові надзвичайні ситуації, ліквідація надзвичайних ситуацій, теорія масового обслуговування.

Kylish U.A., Selivanov S.E. EVALUATION OF COMPLEX OPERATION AIRBORNE RESCUE OPERATIONS IN THE CIVIL PROTECTION SYSTEM UKRAINE IN TERMS OF MASS EMERGENCIES

The article considers efficient and functional assessment of aeromobile complex of rescue works in civil protection system of Ukraine under the circumstances of mass extreme situations. Dispositions of regional coordination centers (RCC) or dispersed aviation groups are studied. In case of mass extreme situations service of all declarants for disposal of extreme situations are held by AMC. The possibility of efficient and functional assessment (of work) as a separate service way is carried using the theory of mass service.

Keywords: an aeromobile complex, mass extreme situations, disposal of extreme situations, the theory of mass service.

УДК 539.23; 538.971

АНАЛИЗ ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИХ И ЛЮМИНЕСЦЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭПИТАКСИАЛЬНЫХ СЛОЕВ GaAs:Ge ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИЗОВАЛЕНТНОГО МЕТАЛЛА-РАСТВОРИТЕЛЯ

Лебедь О.Н.

Херсонская государственная морская академия

В данной работе исследовались электрофизические и люминесцентные параметры эпитаксиальных слоев GaAs, полученные из раствора-расплва состава Bi – Ga – As с добавлением примеси германия. Рассмотрен механизм формирования и распределения легирующей примеси и создание дефектов в эпитаксиальном слое при вариации доли висмута в растворе-расплаве. Показаны возможности управления параметрами p-n структур GaAs: Ge, выращенные на основе галлий-висмутовых расплавов.

Ключевые слова: арсенид галлия, германий, жидкофазная эпитаксия, висмут, электрофизические параметры, люминесцентные параметры.

Введение. P-n переходы методом ЖФЭ могут быть получены одновременным добавлением в расплав донорной и акцепторной примеси или легированием расплава амфотерной примесью. Основным параметром при этом является температура инверсии (1). Температура, при которой происходит смена типа проводимости, называется температура инверсии. Изменить температуру инверсии, а следовательно и параметры структур можно с помощью изменения состава жидкой фазы.

Для GaAs, при выращивании ЭС из галлиевого расплава, такой амфотерной примесью является кремний. Однако такие структуры не до конца удовлетворяют требованиям к излучательным характеристикам светодиодов – недостаточная удельная мощность излучения, узкий диапазон излучения, деградация приборов, особенно в условиях жесткого космического излучения.

Амфотерными свойствами в GaAs также обладает германий, однако при особых условиях. При стехиометрическом соотношении компонентов в расплаве германий обладает донорными свойствами. При небольшом уменьшении концентрации мышьяка в расплаве (менее 40 ат. %) и кристаллизации GaAs из избытка галлия – германий обладает акцепторными свойствами. Это приводит к тому, что при выращивании ЭС GaAs, легированных германием, из расплава галлия они всегда имеют дырочный тип проводимости. Изменить соотношения галлия и мышьяка в растворе-расплаве можно с помощью добавки висмута в расплав. При этом возможно получать слои как n-типа проводимости, так и p-n переходы [2, 3].

Целью настоящей работы является изучение динамики изменения люминесцентных и электрофизических параметров ЭС GaAs:Ge в зависимости от состава жидкой фазы при использовании изовалентного металла-растворителя висмута в контексте использования их для приборов оптоэлектроники.

Методика эксперимента и результаты. Выращивание слоев производили из ограниченного объема раствора GaAs и Ge в расплаве Bi с добавлением Ga на подложках n-GaAs(Sn) с $n=(1\div5)\cdot см^{-3}$ и полуизолирующего GaAs, ориентированных в направлении <100>. Варьирование содержания Ga в жидкой фазе изменяло точку инверсии типа проводимости, что позволяло получать n-, p-слои, а также p-n-структуры GaAs(Ge).

Усредненные по толщине концентрации основных носителей при 300 К, измеренные методом Ван-дер-Пау в слоях n- и p-типа, полученных на подложках полуизолирующего GaAs, в зависимости от содержания Ge в жидкой фазе C^{l}_{Ge} составляли $5\cdot10^{17}$–$3\cdot10^{18}$ $см^{-3}$. Полная концентрация атомов электрически активного Ge в слоях с

различным типом проводимости в зависимости от C^{l}_{Ge} изменялась в пределах $5\cdot10^{17}$–$3\cdot10^{19}$ см$^{-3}$. Выращивали также слои нелегированного n-GaAs ($n \le 2\cdot10^{16}$ см$^{-3}$).

На полученных структурах производили измерения спектров стационарной электролюминесценции (ЭЛ) и фотолюминесценции (ФЛ), зависимостей спектрального состава излучения от температуры и уровня возбуждения, кинетики ЭЛ, согласно методткам описанным в [4, 5].

Спектры ФЛ эпитаксиальных слоев нелегированного GaAs, выращенных из расплава Bi, содержали полосу краевого излучения с $h\nu_m \sim E_g$, обусловленную при высоких температурах межзонными переходами, а при низких – переходами через мелкий донорный уровень.

Спектры ЭЛ p – n-структуры и ФЛ n - и p-слоев GaAs(Ge) содержали полосу излучения с полушириной 0.070÷0.190 эВ, энергия максимума $h\nu_m$ которой была меньше ширины запрещенной зоны E_g нелегированного GaAs.

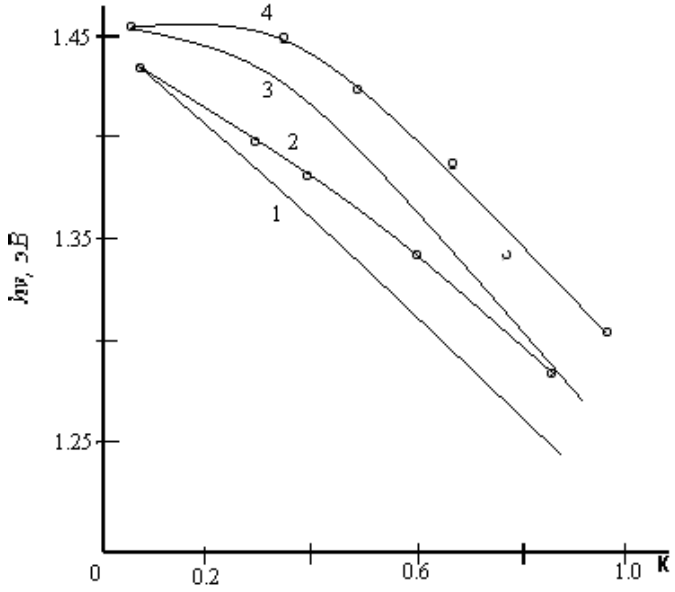


Рисунок 1 – Зависимость $h\nu_m$ от степени компенсации K при различных уровнях компенсации, измеренных при 77K (C^{l}_{Ge}=9,5ат%). 1,2 – спектр n-типа, 3,4 – спектр p-типа

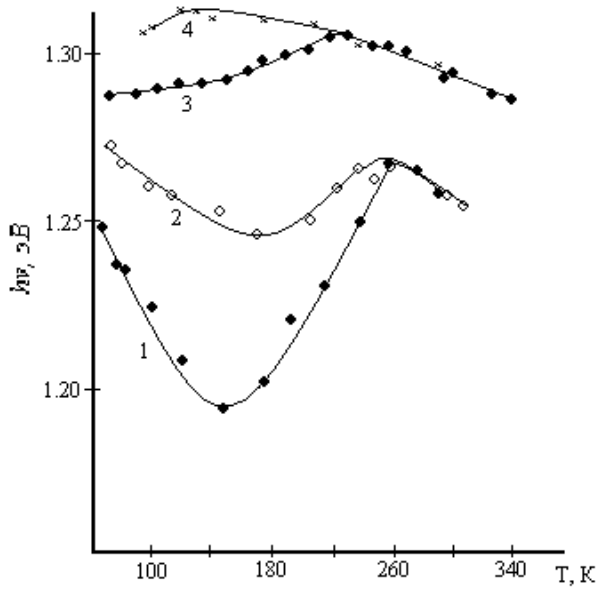


Рисунок 2 – Температурные зависимости энергии максимума спектра ФЛ n-слоя (1, 2) и спектра ЭЛ p-n-структуры (3, 4). 1 – $L_0 = 10^{-19}$ см$^{-2}$с$^{-1}$; 2 – $10L_0$; 3 – $1{,}5L_0$; 4 – $5L_0$.

С ростом C^{l}_{Ge} увеличивалась степень компенсации К и смещение $h\nu_m$ в область меньших энергий. На рис. 1 (2, 4) приведены зависимости энергии максимума спектров ФЛ n- и p-слоев GaAs (Ge) от степени компенсации К.

При увеличении уровня фотовозбуждения n- и p-слоев, а также прямого тока через p-n переход, $h\nu_m$ смещалось в область больших энергий рис. 1 (1, 3)

Из рисунка видно, что для слоев p-типа зависимость $h\nu_m$ (К) находится выше, чем для слоев n-типа при сопоставимых значениях коэффициента компенсации, а также различен характер зависимости $h\nu_m$ (К) при малых значениях К.

Зависимость $h\nu_m$ от температуры имеют сложный не постоянный характер и для ФЛ и ЭЛ имеют различный вид. На рис. 2 показаны зависимость $h\nu_m^{ФЛ}$ для n-слоя, а также $h\nu_m^{ЭЛ}$ для одного из p-n структур (кривые 3,4).

Интенсивность ЭЛ после прекращения возбуждения спадала экспоненциально и с течением времени изменялась медленнее.

Обсуждение результатов. Полученные зависимости можно объяснить на основании зависимостей сильно легированных компенсированных полупроводников, излучательная рекомбинации которых обусловлена переходами через состояния «хвостов».

Доминирующими в спектрах ФЛ n-GaAs Ge (Bi) являются переходы на глубокие уровни, обусловленные, по-видимому, образованием комплексов германия и С.Т.Д. решетки. В частности авторы [6] утверждают, что p-GaAs: Ge (Ga) при содержании 10 ат. % Ge в жидкой фазе длинноволновая полоса $h\nu_m$ = 1,35 эВ проявлялась только в виде плеча, а в n-GaAs: Ge (Bi) при 1 ат. % в жидкой фазе длинноволновая полоса с $h\nu_m$ =1,26-1,3 эВ становится определяющей. Смещение энергетического положения максимума этой полосы по мере роста концентрации германия в твердой фазе с 1,30 эВ при n= $3\cdot10^{18}$ $см^{-3}$ к 1,26 эВ при n=10^{19} $см^{-3}$ объясняется, возможно, увеличением плотности состояний в хвостах, простирающихся в запрещенную зону, что характерно для сильно легированых, компенсированных полупроводниках, как происходит в ЭС GaAs сильно легированых Si [7-10].

Неравновесный характер распределения неравновесных носителей заряда приводит к смещению $h\nu_m$ в коротковолновую область с ростом уровня возбуждения при низких температурах, а также к экспоненциальному спаду интенсивности [9-10].

Зависимости $h\nu_m$ (Т), также можно объяснить различной локализацией носителей заряда по состоянию хвостов. При низких температурах (до 150-160 К) более глубокие состояния хвостов зоны неосновных носителей оказываются термически опустошенными, что приводит к уменьшению $h\nu_m$. Дальнейшее увеличение $h\nu_m$ с повышением Т до 270 К, связано с более равновесным распределением неравновесных носителей по состояниям хвостов. В результате меньшие уровни начинают играть определяющую роль в излучательной рекомбинации. Уменьшение $h\nu_m$ при дальнейшем увеличении Т связано с температурными уменьшениями ширины запрещенной зоны [10].

Более низкая концентрация основных носителей в области ЭЛ, чем в области ФЛ отображает характер различия $h\nu_m^{ЭЛ}$ (Т) от хода кривых $h\nu_m^{ФЛ}$ (Т) (рис. 2). Согласно [10], уменьшение основных носителей в области излучения ведет к понижению температуры максимум на кривых $h\nu_m$ (Т), в результате чего кривые 3 и 4 при Т≥77 К имеют лишь возрастающий участок.

Выводы. Таким образом, можно заключить, что арсенид галлия, легированный германием, выращенный из галлий-висмутовых расплавов, является сильнолегированным компенсированным полупроводником, у краев разрешенных зон которого образуются хвосты плотности состояний из-за флуктуаций концентраций легирующей примеси. Добавка висмута в раствор-расплав Ga-GaAs, с легирующей примесью германия, изменяет

соотношение С.Т.Д на фронте кристаллизации и позволяет управлять параметрами ЭС GaAs:Ge .

В виду того, что включения растворителя в таких эпитаксиальнх слоях содержит в основном висмут, а атомный радиус германия больше, чем у кремния, то при использовании для светодиодов в ЭС GaAs:Ge следует значительно меньший уровень деградации параметров, чем в ЭС GaAs:Si. Следовательно они могут быть более перспективны для применения в оптоэлектронике.

Также нужно отметить, что наличие температуры инверсии дает возможность не только выращивать p-n-переходы для светодиодов, но и дает возможность также выращивать высокоомные сильно компенсированные ЭС вблизи температуры инверсии, которые могут использоваться для детекторов рентгеновского и α-диапазона излучения в медицине и технике.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алферов Ж. И. Излучательная рекомбинация в эпитаксиальном компенсированном арсениде галлия / Ж. И. Алферов, В. М. Андреев, Д. З. Гарбузов, М. К. Трукан // ФТП – 1972. – Т. 6, № 10. – С. 2015-2026.

2. Якушева Н. А. Инверсия типа проводимости в слоях арсенида галлия, легированных германием в процессе жидкофазной эпитаксии / Н. А. Якушева, Г. В. Сикорская // Электронная техника. – 1985. – В. 1 (200). – С. 47-49.

3. Якушева Н. А. Электрические свойства легированных германием слоев GaAs, полученных из висмутового раствора-расплава / Н. А. Якушева, Г. В. Сикорская, В. Н. Созинов // Неорганические материалы. – 1985. – Т. 21, № 4. – С. 534-536.

4. Пека Г. П. Люминесцентные методы контроля параметров полупроводниковых материалов и приборов / Г. П. Пека, В. Ф. Коваленко, В. Н. Куценко – К. : Техніка, 1986. – 152 с.

5. Павлов Л. П. Методы измерения параметров полупроводниковых материалов / Л. П. Павлов – М. : Высшая школа, 1987. – 239 с.

6. Бирюлин Ю. Ф. Фотолюминесценции легированного германием и висмутом / [Ю. Ф. Бирюлин, В. В. Воробьева, Л. В. Голубев и др.] // Письма ЖТФ. – 1986. – Т. 13, В. 20. – С. 1264-1267.

7. Алферов Ж. И. Энергетический спектр GaAs, легированного Si / [Ж. И. Алферов, Д. З. Гарбузов, Е. П. Морозов, И. И. Протасов, Д. Н. Третьяков] // ФТТ. – 1968. – Т. 10, В. 9. – С. 2861-2865.

8. Дубровская В. С. Квантовый выход излучения GaAs p-n-структур, легированых кремнием / [В. С. Дубровская, Р. И. Кривошеева, С. С. Мескин, Н. Ф. Недельский, В. Н. Равич, В. И. Соболев, Б. В. Царенков, Л. А. Чичерин] // ФТП. – 1969. – Т. 3, в. 12. – С. 1815 – 1820.

9. Алферов Ж. И. Излучательная рекомбинация в эпитаксиальном компенсированном арсениде галлия. / [Алферов Ж. И., Андреев В. М., Гарбузов Д. З., Трукан М. К.] // ФТП. – 1972. т. 6, в. 10. – С.2015 – 2026.

10. Леванюк А. П. Краевая люминесценция прямозонных полупроводников. / Леванюк А. П., Осипов В. В. // УФН. – 1981. т. 133, в. 3. – С. 427 – 477.

Лебедь О.М. АНАЛІЗ ЕЛЕКТРОФІЗИЧНИХ ТА ЛЮМІНЕСЦЕНТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕПІТАКСІЙНИХ ШАРІВ GaAs:Ge ПРИ ВИКОРИСТАННІ ІЗОВАЛЕНТНОГО МЕТАЛА-РОЗЧИННИКА

В даній роботі досліджувались електрофізичні та люмінісцентні параметри епітаксійних шарів GaAs отриманих із розчину-розплаву складу Bi – Ga – As з добавленням домішки германію. Розглянуто механізм формування і розподілу легуючої домішки і створення дефектів в епітаксійному шарі при варіації частки вісмуту в розчині-розплаві. Показані можливості управління параметрами p-n-структур GaAs:Ge, що вирощені на основі галій-вісмутових розплавів.
Ключові слова: арсенід галію, германій, рідкофазна епітаксія, вісмут, електрофізичні параметри, люмінесцентні параметри.

Lebed′ O.N. THE ANALYSIS OF ELECTROPHYSICAL AND LUMINESCENT CHARACTERISTICS OF EPITAXY LAYERS OF GaAs:Ge WHEN USING ISOVALENCY METAL-SOLVENT

In this work electrophysical and luminescent parameters the epitaxy layers of GaAs received from solution-melt of structure of Bi – Ga – As with impurity addition germanium were investigated. The mechanism of formation and distribution of alloying impurity and creation of defects in an epitaxy layer is considered at a variation of a share of bismuth in solution- melt. Possibilities of management in the p-n-parameters of structures GaAs: Ge which have been grown up on a basis gallium - bismuth melts are shown.
Keywords: gallium arsenide, germanium, liquid phase epitaxy, bismuth, electrophysical parameters, luminescent parameters.

ІНЖЕНЕРНІ НАУКИ

УДК 669.15-194.3

ВЛАСТИВОСТІ ТА СТРУКТУРА ПОВЕРХОНЬ БАНДАЖНИХ ПОЛИЧОК ЛОПАТОК ЗІ СПЛАВУ ВТ3-1

Зайчук Н.П., Шимчук С.П., Фещук Ю.П., Ткачук Ю.М., Шух Д.Ю.
Луцький національний технічний університет

Дана робота присвячена дослідженню структури та властивостей титанового сплаву ВТ3-1 із нанесеним зносостійким покриттям. У процесі досліджень було встановлено актуальність зміцнення титанових сплавів, встановлено, що структурний стан основного металу залишається майже без змін, а якість напаяного зміцнюючого шару із реліту залежить від дотримання технології нанесення напайки. Механічні властивості напаяного шару значно покращують міцність та твердість бандажних поверхонь лопаток, що підвищує показники зносостійкості та надійності даних виробів.
Ключові слова: титановий сплав, зносостійкість, властивості, структура.

Вступ. Сучасний газотурбінний двигун є складною конструкцією, елементи і вузли якої працюють в екстремальних умовах. Це перш за все високі температури, агресивне середовище, високий рівень механічних напружень, вібрації, багатократне силове і термічне циклування. Складність вузлів і конструктивних рішень разом з жорсткими умовами експлуатації обмежили коло матеріалів, які можуть бути використані як конструкційні. До найважливіших характеристик конструкційних матеріалів, які призначені для газових турбін, відносяться наступні: висока температура плавлення; високий рівень міцності міжатомних зв'язків; можливість створення структур з високим опором повзучості, і нарешті, технологічність. З усіх елементів періодичної системи Д. І. Мендєлєєва вказаним вимогам відповідають лише залізо, нікель і титан. Інші елементи або за своєю природою не відповідають складному комплексу вимог, або вони дефіцитні, або для них не знайдено рішень, які б поєднували високий рівень властивостей і технологічність [1].

Для виготовлення лопаток компресора застосовуються леговані сталі і титанові сплави [2]. З урахуванням умов роботи, до матеріалів, з яких виготовляються лопатки компресора, ставляться вимоги збереження міцності при температурах до 600ºС і висока корозійна стійкість. Головною перевагою титанових сплавів перед іншими конструкційними матеріалами в тому що високі механічні властивості і корозійна стійкість поєднуються з низькою густиною. Титанові сплави за питомою міцністю при температурах до 500ºС перевершують більшість жароміцних сталей, що дозволяє зменшити масу двигуна, володіють термічною стабільністю і не окричуються при тривалій роботі в умовах нагрівання до 400…500ºС. Крім того титанові сплави можуть оброблятися різанням. Найбільше поширення при виготовленні лопаток компресора отримали сплави ВТ3-1, ВТ5, ВТ8, ВТ9, ВТ18 [3].

Актуальність досліджень. В сучасних ГТД широко використовують бандажування лопатки турбін. Застосування бандажних поличок дозволяє знизити змінні напруження від вібраційних навантажень і таким чином підвищити загалом ресурс роботи і надійність ГТД. Проте в процесі експлуатації робочих і соплових лопаток в результаті значних контактних напружень в умовах тертя і вібрації в місцях контактування поличок відбувається підвищене зношування контактних поверхонь в порівнянні, наприклад, з пером і замком лопатки. При збільшенні робочих температур і ресурсу сучасних авіадвигунів різко інтенсифікуються процеси, що призводять до пошкодження і руйнування контактних поверхонь лопаток, що обмежує термін їх служби і надійність.

Загалом у процесі роботи лопаток можуть виникати наступні дефекти:

– тріщини в основному металі і поверхневе розтріскування внаслідок втомного зношування;

– пошкодження поверхневих шарів деталей внаслідок корозії;

– підвищене спрацювання контактних поверхонь в умовах тертя та вібрації.

Титанові сплави, не зважаючи на всі їх переваги, мають низькі характеристики зношування, що призводить до необхідності вирішення питань збільшення ресурсу роботи деталей, які виготовляються з даних матеріалів, а також проблеми зміцнення і ремонту зношуваних поверхонь. Це в першу чергу відноситься до контактних поверхонь бандажних полиць лопаток компресора ГТД. З науково-практичного досвіду різного роду підрозділів по ремонту авіаційної техніки відомо, що одним найбільш вигідних та ефективних способів ремонту багатьох деталей двигунів є зварювання. Проте результати досліджень механізму зношування контактних поверхонь, дозволяє зробити висновки, що оптимальним варіантом зміцнення робочих лопаток є створення на зоні зношування шару з високожаростійкого і зносостійкого матеріалу [4], відмінного від матеріалу лопатки, термодинамічно сумісного при температурі експлуатації з матеріалом лопатки.

Постановка задачі. Метою даної роботи було дослідження впливу напайки зносостійкого матеріалу на властивості та структуру поверхонь бандажних поличок лопаток компресора.

Для досягнення поставленої мети в процесі роботи були поставлені наступні завдання:

– дослідити мікроструктуру зразків, виготовлених зі сплаву ВТ3-1 та зразків з напайкою зносостійкого матеріалу (реліту);

– провести спектральний аналіз хімічного складу зразків, виготовлених із титанового сплаву ВТ3-1 та хімічного складу напайки;

– провести дослідження механічних властивостей зразків, виготовлених із титанового сплаву ВТ3-1 та зразків з напайкою реліту;

– на основі отриманих результатів провести порівняльну характеристику досліджуваних зразків та встановити вплив напайки зносостійкого матеріалу на комплекс властивостей поверхні бандажних поличок.

Порівняння даних про структуру та властивості поверхонь титанового сплаву ВТ3-1 без напайки та з напайкою зносостійкого матеріалу дає змогу визначити найкраще поєднання механічних, фізичних та технологічних властивостей необхідних для підвищення зносостійкості поверхні бандажних поличок та збільшення ресурсу роботи лопатки.

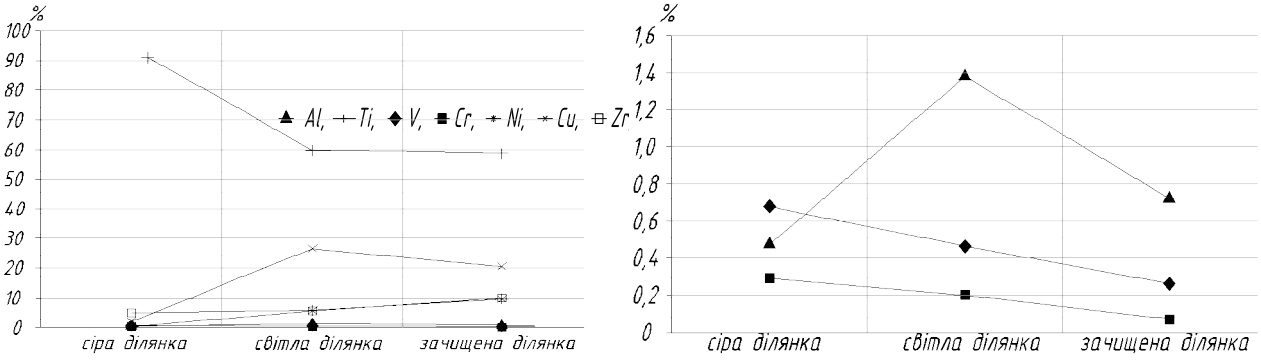
Результати досліджень. В даній роботі дослідження поверхні зразків проводилось за допомогою електронного мікроскопа РЕММА, растрового електронного мікроскопа високого роздільної здатності і рентгенівського мікроаналізатора.

Зокрема в даній роботі проводились дослідження поверхні зразків, виготовлених з титанового сплаву ВТ3-1, вирізаних з різних частин лопатки компресора. Так, об’єктом досліджень стали: зразки, які вирізались з бандажних поличок лопатки компресора (один – з якісною напайкою реліту та один – зі зношеної полички з дефектом у вигляді краплі), зразки, які вирізались з хвостовика лопатки і не піддавались інтенсивному зношуванню.

У результаті досліджень поверхні зрізу титанового сплаву ВТ3-1 виявлено, що сплав в основному має однорідну структуру. Також є ділянки у вигляді невеликих за формою включень. Структура поверхні вказує, що матеріал є в’язким і пластичним, погано піддається різанню і схильний до залипання. Результати локального аналізу вказують на однорідність хімічного складу зразка і його відповідність хімічному складу ВТ3-1 вказаному в ГОСТ 19807-91. Спектральний аналіз зроблений на напайці (рис. 1 а, б) вказує на однорідний розподіл хімічних елементів на поверхні зразка.

Поверхня дефектного покриття характеризується дещо нижчою шорсткістю ніж якісна напайка, а також є подекуди невеликі тріщини (які не проходять на товщину покриття). Локальний аналіз ділянок показує, що вони сильно відрізняються за елементним складом. На рисунку 1 а показаний графік зміни вмісту хімічних елементів залежно від ділянки, на якій проводились дослідження, на рисунку 1 б показано Al, Cr і V.

Неоднорідність хімічного складу могла виникнути в результаті порушення технологічного процесу напайки. В результаті чого поличка є непридатною до експлуатації через наявність на деяких ділянках дуже високого вмісту Ti, який має низьку теплопровідність, схильність до налипання та задирання.



а б

Рисунок 1 – Порівняння хімічного складу різних ділянок дефектного зразка

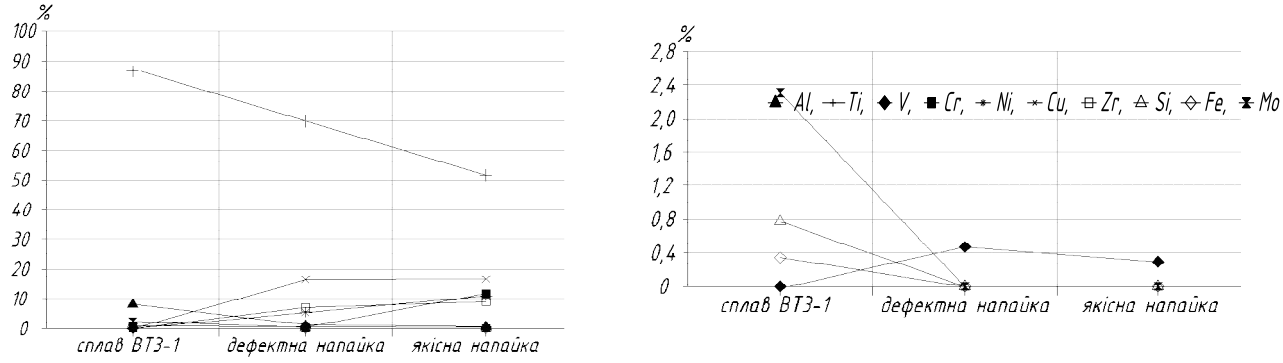
Порівняння середніх значень кількісного складу якісної напайки, дефектної ділянки та матеріалу основи наведене в таблиці 1, графічне зображення вмісту елементів представлене на рисунку 2 (рисунок 2 б – нижня частина рисунка 2 а – елементи Mo, Fe, Si, V, вміст яких не перевищує 2,4 %.

Таблиця 1 – Порівняння кількісного аналізу елементів основи та напайки (прискорююче напруження 20 кВ)

Ділянка	***Середній вміст елементів, %***										
	Al	***Si***	***Ti***	***V***	***Cr***	***Fe***	***Mo***	***Ni***	***Cu***	***Zr***	***Сума***
Якісна напайка	0,52	–	51,7	0,29	11,72	–	–	10,85	16,47	8,97	100,00
Дефектна напайка	0,47	–	90,94	0,68	0,29	–	–	0,42	2,09	5,11	100,00
Основа (ВТ3-1)	8,09	0,77	86,71	-	0,75	0,34	2,34	–	–	–	100,00

Можна відмітити, що в порівнянні з основою якісна напайка містить знижену кількість Ti, Al і підвищений вміст Cu, Ni, Zr. Дефектна ділянка характеризується проміжним вмістом Ti між якісною напайкою та основою, вміст Al, Cu, Zr і V близький до його вмісту в якісній напайці.

Всі легуючі елементи підвищують міцність та знижують пластичність титану. Cu підвищує стабільність в процесі експлуатації, підвищує ароміцність сплаву. Ni підвищує міцність та корозійну стійкість покриття. Zr підвищує міцність, жароміцність й опір повзучості покриття при підвищених температурах.



а б

Рисунок 2 – Порівняння хімічного складу різних зразків

Спектральний аналіз хімічного складу напайок виявив елементи, які присутні в складі припою ВПр16 (Cr, Ni, Cu, Zr), проте він не виявив присутності на поверхні зміцнюючої фази – реліту (W і C). Це може пояснюватись тим, що частки реліту мають густину в 2,5 разу вищу густини припою, і в процесі напайки відбувається їх осідання і, як наслідок, збагачення нижніх шарів покриття і збіднення верхніх.

Структура досліджуваних зразків в основному однорідна, хоча на окремих ділянках помітно деяку неоднорідність: локальні скупчення легуючих елементів або невеликого розміру пори. Вони виникають під час виготовлення лопатки методом лиття під тиском, коли швидкості охолодження значні, а переріз лопатки має невеликі розміри, бульбашки газу або повітря не встигають вийти на поверхню. Вищеописані дефекти структури є незначними і не впливають на експлуатаційні характеристики виробу.

Структура вихідного сплаву ВТ3-1 бандажних поличок лопатки у місці напайки реліту значно відрізняється від структури пера та хвостовика, які не піддавались нагріванню. На протравленому шліфі помітні риски, які залишились після полірування. Це може пояснюватись тим, що титановий сплав є досить м’яким матеріалом. Також вони могли виникнути внаслідок потрапляння часток реліту в зону шліфування. В таких випадках рекомендується застосовувати електролітичне полірування, яке запобігає виникненню дефектів такого типу.

Із мікроструктури напайки також видно дуже крупні зерна з чіткими границями. Такі зерна утворюються без сумніву під час СВЧ нагрівання та витримки у процесі напайки реліту, оскільки відома схильність титану до швидкого росту зерна при високих температурах. Наявність чітких, широких границь зерен сплаву ВТ3-1 під дефектною напайкою пояснюється скупченням пор та інших дефектів саме на границях, такі скупчення дефектів травляться сильніше, ніж основний метал. Сплав має голчасту схожу на мартенситну загартовану структуру, яка утворюється внаслідок швидкого охолодження на повітрі після напайки.

Порівнюючи перехідні зони між якісною напайкою та основним металом і між дефектною напайкою та основним сплавом варто відмітити, що якісна напайка має рівний поступовий бездефектний перехід. В той час як границя між дефектною напайкою та основним металом нерівна, характеризується наявністю дефектів (пори, тріщини).

Мікроструктура релітової напайки двофазна: світлі крупні кристали WC и протравлені темні ділянки припою ВПр16. Світлі зерна дуже тверді, дрібнозерниста рівновісна структура припою – менш тверда, але більш в’язка, служить в’яжучим.

В процесі напайки не відбувається фазових реакцій, що кардинально змінюють склад і структуру армуючих частин. Тому в структурі напаяного шару частки реліту, які забезпечують високу стійкість проти зношування покриття, повинні бути розподілені рівномірно і з’єднані між собою і основним матеріалом припоєм.

Проте дефектна напайка має неоднорідну структуру: великі нерівномірно розподілені зерна реліту, оточені підвищеною кількістю припою. Він має дрібнозернисту структуру, яка складається з β-фази. Зерна реліту, на відміну від припою не протравились, оскільки травлення проводилось реактивом Кролля призначеним для визначення структури титанових сплавів. На зернах реліту лише спостерігаються сліди корозії.

На окремих ділянках дефектної напайки покриття є нещільним – можна помітити присутність ділянки з структурою основного сплаву лопатки ВТ3-1. Також на даній ділянці присутні газові пори, які мають значні розміри (до 1 мм), гладкі, рівні стінки і краї.

Якісна напайка на досліджуваному зразку характеризується рівномірним розподілом реліту та достатньою кількістю припою. Вона покриває всю поверхню досліджуваного зразка, утворює щільне якісне бездефектне покриття, яке забезпечує високу твердість та міцність в процесі роботи лопатки.

Важливою особливістю формування покриття є розподілення армуючих частин реліту по висоті. Карбід вольфраму має густину в 2,5 разу вищу густини припою, і в

процесі напайки відбувається його осідання і, як наслідок, збагачення нижніх шарів покриття і збідніння верхніх. Верхній збіднілий шар найбільш чітко проявляється при збільшенні вмісту припою в складі пасти і при збільшенні товщини напаяного шару. Частки реліту можуть осідати також при дії на них сил, які виникають при електромагнітному перемішуванні рідкої ванни припою при індукційному нагріванні струмами високої частоти. Практично на товщині напаяного шару 0,2...0,3 мм від зміцнюваної поверхні розподілення армуючих часточок носить майже рівномірний характер.

Дослідження і контроль фізико-механічних властивостей матеріалів в приповерхневих та поверхневих шарах обумовлені тим, що з контактною дією і контактною деформацією пов'язані не тільки майже усі сучасні методи обробки, зміцнення і з'єднання матеріалів (обробка металів тиском і різанням, шліфування, полірування і т.д.), але і службові властивості матеріалів в умовах тертя, втоми, схоплювання, зношування.

У даній роботі подані результати як відновленої, так і невідновленої мікротвердості [5, 6]. Для визначення відновленої твердості використовувався спосіб за Мартенсом, а для невідновленої – спосіб за Мейєром. При цьому слід зазначити, що мікротвердість за Мейєром рівна середньому тиску у відбитку і кількісно точно виражає фізичну суть твердості. Стандартна мікротвердість (в даному випадку за Мартенсом) менше твердості за Мейєром в стільки разів, у скільки площа поверхні відбитку, розрахована для індентора прийнятої геометрії, більше площі проекції відбитку.

Після проведення досліджень комп'ютерна програма за допомогою пристрою «Мікрон-гама» вивела на монітор значення показників міцності у вигляді таблиць для кожного зі здійснених уколів. Можна сказати, що відхилення при вимірюванні мікротвердості зразків є незначними.

Аналізуючи дані для цих уколів, можна сказати, що найвищим значенням невідновленої мікротвердості володіють зерна реліту (21,02 ГПа), очевидно, що саме вони забезпечили загальне підвищення мікротвердості поверхні з якісною напайкою реліту (в середньому 5,51 ГПа). При тих же умовах навантаження, невідновлена твердість для інших зразків набувала дещо менших значень: для зразка з дефектною напайкою 4,76 ГПа, а для зразка зі сплаву ВТ3-1 наближалась до 4 ГПа (табл. 2).

На рисунку 3 наведені гістограми порівняння отриманих середніх значень мікротвердості зразків.

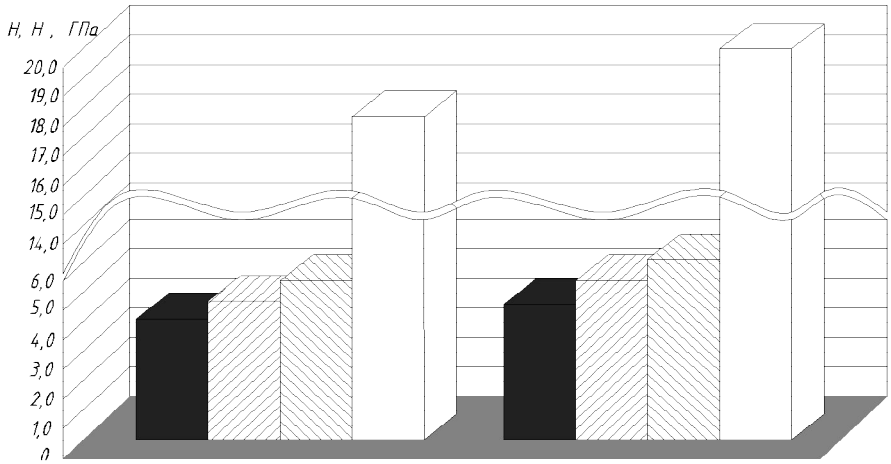
Характерною особливістю титанових сплавів є низький модуль пружності, який при підвищенні температури знижується. Напайка реліту дозволила підвищити дану характеристику (табл. 3), що збільшить жорсткість та працездатність деталі.

Міцність належить до числа найбільш важливих властивостей матеріалу. Межа міцності ($\sigma_в$), тобто максимальне напруження, що витримує матеріал при випробуванні в титанових сплавів є досить високою (табл. 3), проте в умовах зношування вона є недостатньою. Напайка реліту забезпечує підвищення значення міцності.

Таблиця 2 – Середні значення мікротвердості для досліджуваних поверхонь

Досліджувана поверхня	***Відновлена мікротвердість Н, ГПа***	***Невідновлена мікротвердість Нμ, ГПа***
Поверхня зразка зі сплаву ВТ3-1	3,53	3,99
Поверхня зразка з дефектною напайкою реліту	4,16	4,76
Поверхня зразка з якісною напайкою реліту	4,83	5,51
Зерна реліту	17,14	19,36

Як видно з рисунку 4, а найвищий модуль пружності має зразок з якісною напайкою, що досягається безперечно завдяки утворенню якісного покриття та рівномірному розподілу зерен реліту, який має значно вищий модуль Юнга.



а б

Рисунок 3 – Гістограма порівняння середніх значень відновленої (а) та невідновленої (б) мікротвердості досліджуваних зразків:

– зразок зі сплаву ВТ3-1;
– зразок з дефектною напайкою реліту;
– зразок з якісною напайкою реліту;
– релітові зерна

Найнижчий модуль пружності має зразок з дефектною напайкою, що могло виникнути в результаті недотримання технології пайки.

Таблиця 3 – Середні значення механічних властивостей досліджуваних зразків

Досліджувана поверхня	***Модуль Юнга Е, Гпа***	***Показник пластичності К***	***Межа міцності σ, ГПа***
Поверхня зразка зі сплаву ВТ3-1	133,46	0,78	0,879
Поверхня зразка з дефектною напайкою реліту	132,88	0,76	1,022
Поверхня зразка з якісною напайкою реліту	136,22	0,75	1,151
Зерна реліту	178,67	–	1,532

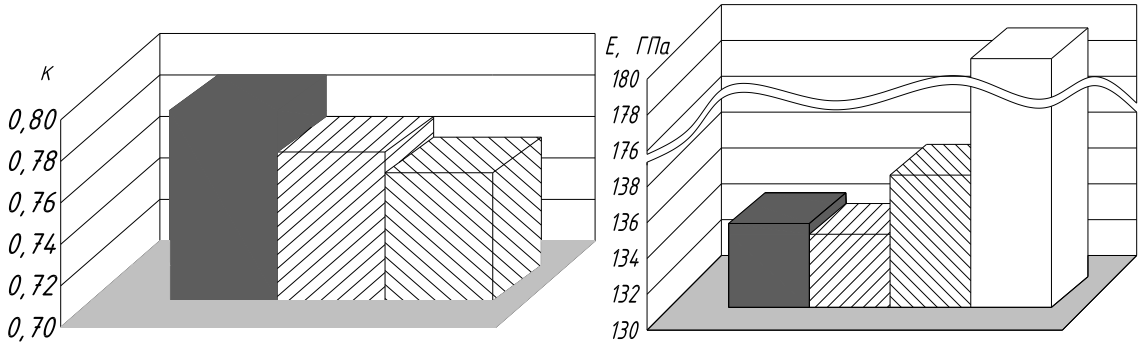


Рисунок 4 – Гістограма порівняння середніх значень модуля Юнга (а) усереднених значень та показників пластичності досліджуваних зразків (б):

– зразок зі сплаву ВТ3-1;
– зразок з дефектною напайкою реліту;
– зразок з якісною напайкою реліту;
– релітові зерна

Аналізуючи гістограми порівняння показників пластичності (рисунок 4 б) можна стверджувати, що однією з причин невисокої зносостійкості титанових сплавів є висока пластичність. Напайка реліту знижує показник пластичності, забезпечуючи підвищення твердості, міцності та зносостійкості.

Порівняння середніх значень модуля пружності, показника пластичності та межі міцності подані на рисунках 4, 5, 6.

Релітові зерна мають високі значення міцності (рисунок), вони значно підвищують межу міцності досліджуваних зразків (на 30,9 % у порівнянні зі зразком із сплаву ВТ3-1).

Висновки. Зразок з якісною напайкою реліту володіє найкращими механічними властивостями. Дослідження лише трьома уколами виявило присутність зерен реліту, хоча суттєве підвищення механічних властивостей забезпечується завдяки порошку реліту, який рівномірно розподілений в припої. Крім того частки реліту мають густину в 2,5 разу вищу густини припою, і в процесі напайки відбувається їх осідання і, як наслідок, збагачення нижніх шарів покриття і збідніння верхніх. Верхній збіднілий шар найбільш чітко проявляється при збільшенні вмісту припою в складі пасти і при збільшенні товщини напаяного шару. Проте зниження вмісту реліту у верхніх шарах покриття має позитивне значення, так як полегшує механічну обробку напаяної поверхні за рахунок зниження твердості верхнього шару.

Встановлено, що оптимальним варіантом зміцнення робочих лопаток є створення на зоні зношування шару з високожаростійкого і зносостійкого матеріалу ВТН-1, який складається з твердих частин карбіду вольфраму (реліту) і припою на титановій основі ВПр16 в якості в'яжучого.

За допомогою електронного растрового мікроскопа РЕММА-102 було вміст елементів у досліджуваних зразках. Результати аналізу дали змогу стверджувати, що сплав ВТ3-1 є в'язким і пластичним матеріалом, що є причиною того що він швидко зношується. Поверхні напайок характеризуються високою шорсткістю. Спектральний аналіз зразка зі сплаву ВТ3-1 та поверхні якісної напайки показує, що їх хімічний склад в основному однорідний. На поверхні дефектної напайки помітні ділянки різного забарвлення, локальний аналіз яких вказує на те, що вони сильно відрізняються хімічним складом. Така неоднорідність хімічного складу призводить до зниження фізико-механічних показників і відповідно – експлуатаційних властивостей.

Мікроструктурні дослідження, які проводились на зразках показали, що значних змін в структурі основного сплаву по всьому об'єму лопатки не спостерігалось, хоча у сплаві на бандажних поличках, у місці напайки реліту відбувся ріст зерна та утворення голчастої мартенситної структури.

Фізико-механічні показники зразків зі сплаву ВТ3-1 та зразків з дефектною та якісною напайками реліту визначались, за допомогою багатофункціонального приладу «Мікрон-гама». Результати таких досліджень показали помітне підвищення механічних властивостей зразка з якісною напайкою у порівнянні зі зразком зі сплаву ВТ3-1: модуля пружності Е на 2,1 %, межі міцності σ_B на 30,9 %, невідновленої мікротвердості на 38,1 %. Таких властивостей зразок набуває завдяки високим механічним властивостям зерен реліту (H_μ=19,36 ГПа, Е=178,67 ГПа, σ_B=1,532 ГПа) та припою, який забезпечує міцне з'єднання зерен реліту між собою та з основним сплавом.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Технология создания неразъемных соединений при производстве газотурбинных двигателей / [Елисеев Ю. С., Масленников С. Б., Гейкин В. А., Поклад В. А.]. – М. : Наука и технологии, 2001. – 544 с.

2. Александров В. Г. Справочник по авиационным материалам и технологии их применения / В. Г. Александров, Б. И. Базанов – М. : Транспорт, 1979. – 326 с.

3. Мурза И. С. Титановые сплавы: справочник авиационного техника / И. С. Мурза – М. : Военное издательство министерства обороны СССР, 1984. – 510 с.

4. Современные технологии в производстве газотурбинных двигателей / Под ред. А. Г. Братухина, Г. К. Язова, Б. Е. Карасева. – М. : Машиностроение, 1997. – 410 с.

5. Испытание материалов непрерывным вдавливанием индентора / С. И. Булычев, В. П. Алехин. – М. : Машиностроение, 1990 – 224 с.

6. Золотаревский В. С. Механические испытания и свойства металлов / В. С. Золотаревский – М. : Металлургия, 1974. – 302 с.

Зайчук Н.П., Шимчук С.П., Фещук Ю.П., Ткачук Ю.Н., Шух Д.Ю. СВОЙСТВА И СТРУКТУРА ПОВЕРХНОСТЕЙ БАНДАЖНЫХ ПОЛОЧЕК ЛОПАТОК ИЗ СПЛАВА ВТ3-1

Работа посвящена исследованию структуры и свойств титанового сплава ВТ3-1 с нанесенным износостойким покрытием. В процессе исследований было определено актуальность повышения прочности титановых сплавов, обнаружено, что структурное состояние основного металла остается почти без изменений, а качество напаянного слоя с релитом зависит от соблюдения технологии нанесения напайки. Механические свойства напаянного слоя значительно улучшают прочность и твердость бандажных поверхностей лопаток, что повышает износостойкость и надежность данных изделий.

Ключевые слова: титановый сплав, износостойкость, свойства, структура.

Zaichuk N.P., Shymchuk S.P., Feschuk Y.P., Tkachuk Y.N., Schuch D.Y. PROPERTIES AND STRUCTURE OF SURFACES BANDAGE SHELVES BLADE WITH ALLOY VTZ-1

This work is devoted to investigation of the structure and properties of titanium alloy with a coated wear-resistan. In the process studies was established the relevance of titanium alloys, established that structural state of the base metal still nearly unchanged, but the quality respirative layer of the relit depends on the compliance technology of embossing soldering. Mechanical quality of soldered layer greatly improves the strength and hardnessbandage surfaces of blades which increases the durability and performance reliability of these products.

Keywords: titanium alloy, wear resistance, properties, structure.

УДК 621.91

МЕТОДИ ВИМІРЮВАННЯ ГОЛОВНОГО ЗАДНЬОГО КУТА СПІРАЛЬНОГО СВЕРДЛА

Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Продан В.І.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
Яковлєв В.Г.
Волочиський машинобудівний завод ПАТ «Мотор Січ»

Створено нові методи вимірювання головного заднього кута спіральних свердл, в яких їх головні задні поверхні сформовані за різними видами загострення. Запропоновані методи забезпечують підвищення точності і продуктивності вимірювання. Отримано залежності для визначення величини головного заднього кута при використанні запропонованих методів. Подані діаграми для визначення головного заднього кута на периферії свердла за величиною падіння сліду головної задньої поверхні в залежності від діаметру і кута при вершині свердла.
Ключові слова: свердло, методи вимірювання, задня кромка.

Постановка проблеми. Одними із найважливіших параметрів спірального свердла є головний задній кут (ГЗК) α, головний передній кут (ГПК) γ і кут загострення (КЗ) β. У випадку, коли значення α менше за величину кінематичного ГЗК, тобто $\alpha_к < acrtgS/\pi D$ (тут S – подача на оборот, D – діаметр свердла), процес різання неможливий.

Так як головна передня поверхня (ГПП) спірального свердла є гвинтовою, то існує об'єктивна залежність, яка проявляється у збільшенні γ вздовж головної різальної кромки (ГРК) при переміщені точки на ГРК, в якій вимірюється α, у напрямі від центра свердла до його периферії. Кут β в головній січній площині (ГСП) знаходиться між дотичними, поставленими в заданій точці ГРК до слідів у цій площині головної задньої поверхні (ГЗП), і ГПП спірального свердла. У випадку коли, ГЗП заточена плоско або за методом Вашбурна [1], кут β зменшується вздовж ГРК і на периферії свердла стає мінімальним. Так як кут β в значній мірі визначає в ГСП площу перерізу зуба свердла, проведеного через задану точку ГРК перпендикулярно до його повздовжньої осі, і тим самим W_p – полярний момент опору перерізу [2], а значить і його механічну міцність та теплостійкість, то для його оптимізації шляхом забезпечення встановлених [3], робочими кресленнями чи технічними умовами значень α виникає необхідність в нових методах вимірювання його величини не тільки на периферії свердла, але і вздовж ГРК як при здійснені наукових досліджень, так і у виробництві спіральних свердл.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Створенню методів контролю і вимірюванню ГЗК спірального свердла присвячено ряд наукових праць [4-7]. Аналіз відомих методів виявив певні недоліки, які впливають як на точність, так і на продуктивність вимірювання. Деякі методи вимагають дорогого вимірювального обладнання і є проблематичними при їх застосуванні безпосередньо у цехах інструментального виробництва.

Так при методі вимірювання ГЗК, поданому в [4], використовують спеціальний електроконтактний прилад. Значення α визначають шляхом повороту вручну рухомої частини приладу відносно заданої точки на ГРК по колу до тих пір, поки контрольна губка приладу, яка знаходиться під напругою, не сконтактує з металевим інструментом. При цьому замкнеться електричне коло, спалахне лампочка, і в цей момент здійснюють відлік кута по нерухомій шкалі, яка нанесена на основі вимірювальної головки. Недоліком цього методу є похибка вимірювання, яка викликана неможливістю чіткого забезпечення руху рухомої частини приладу по колу, а також неможливістю здійснити вимірювання α саме в заданій точці ГРК.

Вимірювання α спірального свердла з використанням інструментального мікроскопа [4] вимагає значного часу, що при масовому виробництві свердл є певним

недоліком і не виключає похибки вимірювання, яка може бути викликана явищем паралаксу.

Відомий метод вимірювання α спірального свердла з використанням спеціального пристрою [5, 6], який дає можливість отримати на папері, намотаному і закріпленому на барабані, зображення сліду головної задньої поверхні у вигляді кривої лінії. Для визначення ГЗК в ГСП – α_{N-N}, наприклад, в заданій точці M за цим методом до отриманої кривої 1 (рис. 1), що являє собою слід ГЗП в ГСП, проводять дотичну 2 в системі координат XOY і на цій дотичній вибирають довільну точку N_1, визначають її координати x_{N_1} і y_{N_1} й, використавши відому формулу $\alpha_{N-N} = arctg\left(7{,}5 \cdot y_{N_1} \cdot \sin\varphi / D_x \cdot x_{N_1}\right)$ [5, 6], де 7,5 – постійне значення, яке характеризує передаточне число механізму приладу; D_x – заданий діаметр кола свердла, на якому розміщена точка ГРК, в якій вимірюють α свердла; φ – головний кут свердла в плані, визначають α_{N-N}.

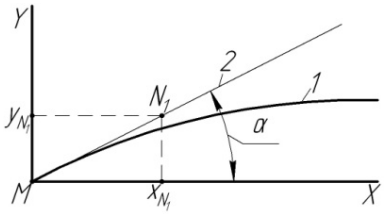
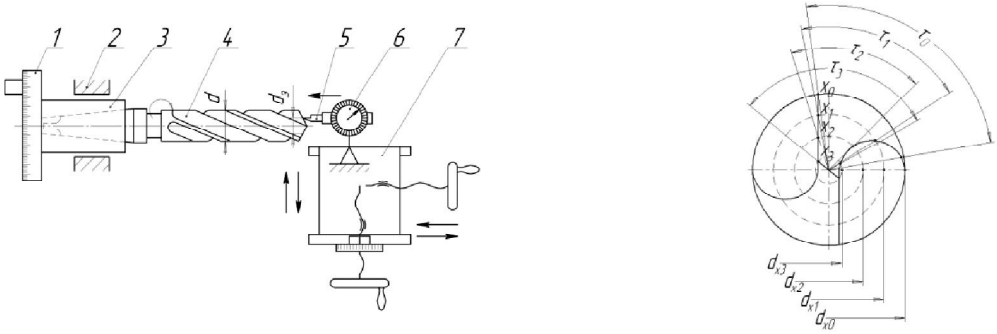


Рисунок 1 – Графік вимірювання параметрів x_{N_1} і y_{N_1} за [5, 6]

Розглянутий метод має ряд суттєвих недоліків. По-перше, неможливо графічно чітко провести дотичні до кривих, які відображують сліди ГЗП в перерізах, проведених через задані точки ГРК, а по-друге, це невідповідність розмірностей у поданій формулі.

Найпоширенішим є метод вимірювання α спіральних свердл, висвітлений в [6-8]. Суть методу проілюстровано рис. 2 і полягає вона у наступному. Спіральне свердло 4 діаметром d встановлюють в патроні 3, на якому є кутова шкала 1, поділена на 360°. Патрон 3 закріплений в опорі кочення 2. Індикаторну головку годинникового типу 6 закріплюють в механізмі 7, який дозволяє забезпечити її переміщення у двох взаємно перпендикулярних напрямках. Щуп 5 індикаторної головки 6 встановлюють на заданий діаметр $d_з$ в точці ГРК, здійснюють натяг, виставляють шкалу 1 на «нуль» і повертають свердло 4 на кут τ_x (рис. 2 б), величина якого обмежена ГРК і кривою перетину сліду ГЗП з поверхнею канавки. На індикаторній головці реєструють величину k_x падіння сліду ГЗП при певному значенні τ_x і за формулою $tg\alpha_x = k \cdot 360 / \pi d_x \tau_x$ визначають значення ГЗК.



а) б)

Рисунок 2 – Конструктивна схема пристрою: а) для визначення величини падіння гвинтової лінії на заданому діаметрі $d_з$ ГЗП; б) схема вимірювання кутів повороту свердла τ_x в залежності від заданого діаметру d_{xi}.

Недоліком даного методу є похибка вимірювання, яка викликана неточним значенням величини кута повороту τ_x, так як крива, що являє собою слід ГЗП свердла,

може бути немонотонною [10]. Розглянутий метод може використовуватись тільки для свердл, в яких ГЗП є гвинтовою, а для свердл, в яких ГЗП загострена за конічною, циліндричною, конічно-циліндричною тощо поверхнями, він непридатний.

Мета роботи: створення методів вимірювання ГЗК спіральних свердл з розширеними можливостями, які забезпечують вимірювання ГЗК безпосередньо у виробничих підрозділах у випадках, коли ГЗП свердла може бути такими поверхнями: гвинтовою, конічною, циліндричною, конічно-циліндричною тощо і при цьому забезпечують високу точність.

Постановка задачі: створити методи вимірювання величин ГЗК спірального свердла, які забезпечували б високу точність і достовірність та можливість вимірювання ГЗК у випадках, коли ГЗП сформована різними методами загострення.

Результати дослідження. Запропоновано два нові методи вимірювання α спірального свердла для випадків, коли його ГЗП утворена будь-яким способом загострення і може бути: гвинтовою, конічною, циліндричною, конічно-циліндричною, еліптичною тощо [9]. Спільною особливістю запропонованих методів і суттєвою відмінністю від існуючих є те, що вимірювання величини α здійснюється в січній площині, яка перпендикулярна до осі свердла.

Перший метод проілюстрований на рис. 3. Суть методу полягає в наступному. Свердло 4 встановлюють і закріплюють в патроні 2, на якому є градусна шкала 1. Вершину щупа 8 з можливістю переміщення його строго перпендикулярно до поздовжньої осі свердла, індикатора 5, закріпленого у тримачі 9, жорстко зв'язаного з рухомою у двох взаємно перпендикулярних напрямках кареткою 10, встановлюють у заданій точці ГРК, яка розміщена на заданому діаметрі, наприклад d_{x0}. Забезпечують відповідний натяг індикатора 5 за допомогою гвинта 12 поперечних переміщень. Шкалу 6 індикатора 5 виставляють на «нуль». Здійснюють поворот свердла на кут τ_{x0} (2-5^o) і фіксують за показами стрілки 7, індикатора 5, падіння k_{x0} сліду ГЗП в січній площині, що проходить перпендикулярно до осі свердла через точку x_0 на ГРК.

Здійснюють n_i поворотів свердла 4 і кожний раз на кут, який дорівнює $\tau_{xi} = \tau_{x0} \cdot i$, де i=1, 2, …, 10. В кожному із i поворотів свердла 4 реєструють покази індикатора 5 і визначають падіння k_{xi}.

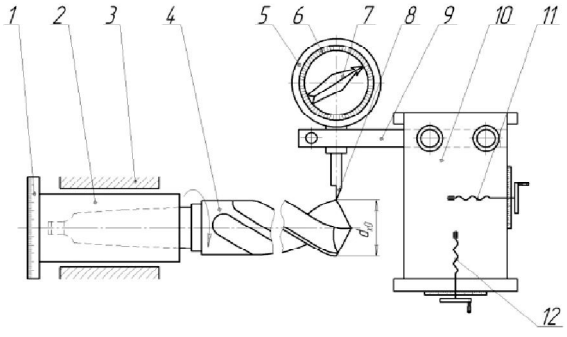


Рисунок 3 – Схема встановлення спірального свердла та індикаторної головки годинникового типу для вимірювання падіння k_x сліду кривої ГЗП в січній площині, що проходить перпендикулярно до осі свердла через точку x

Отримані експериментальні дані апроксимують рівнянням n-го порядку $y=f(x)$. Знаходять першу похідну $\frac{dy}{dx}$ і, підставивши x=0, отримають значення тангенса кута $tg\theta_{x_0} = y'_{(x=0)}$ нахилу дотичної, проставленої в точці x_0 до кривої, що утворилась при перетині ГЗП і січної площини, яка проходить перпендикулярно до осі свердла через точку x_0 та напрямом осі OX (абсцис) (рис. 4). Знаючи, що $tg\theta_{x_0}$ завжди буде мати від'ємне

значення, тобто $y'_{(x=0)} < 0$, тому що кут θ_{x_0} – тупий $\left(\theta_{x_0} > \frac{\pi}{2}\right)$, визначають $tg\alpha_{x_0}$, (рис. 4) за формулою:

$$tg\alpha_{x_0} = tg(\pi - \theta_{x_0}) = -tg\theta_{x_0} = \left|y'_{(x=0)}\right| \quad (1)$$

Визначають значення α_{x_0} в січній площині, перпендикулярній до осі свердла, яка проходить через точку x_0 за формулою:

$$\alpha_{x0} = arctg\left(\left|y'_{(x=0)}\right|\right) \quad (2)$$

Тоді значення кута α_{N-Nx0} в ГСП буде:

$$\alpha_{N-Nx0} = arctg\left(\left|y'_{(x=0)}\right| \cdot \cos\varphi\right) \quad (3)$$

де φ – половина кута при вершин свердла.

Потім встановлюють щуп індикатора в точці x_1 ГРК свердла на діаметрі d_{x_1} (рис. 5а), який визначають із залежності $d_{x_1} = d_{x_0} - 2 \cdot l_1 \cdot tg\varphi$, тут l_1 – величина горизонтального (зліва направо) переміщення індикатора, і переміщують індикатор перпендикулярно до осі свердла доти, поки його щуп не сконтактує з точкою x_1 на ГРК свердла, й створюють попередній натяг в індикаторній головці. Знову повертають свердло 4 на певний кут τ_x, який дорівнює (2-5°), і заміряють за показами індикатора 5 падіння k_{x1}. В подальшому повторюють вищеописані прийоми і знаходять значення α_{x1} в площині, яка перпендикулярна до осі свердла в точці x_1 на діаметрі d_{x1}.

Поетапно встановивши щуп індикатора в точках x_2, x_3, …, x_n на відповідних діаметрах d_{x2}, d_{x3}, …, d_{xn} (рис. 5, б) і повторивши вищеописані прийоми, знаходять відповідні значення α_{x2}, α_{x3}, …, α_{xn} в площинах, перпендикулярних до осі свердла, та відповідно $\alpha_{N\text{-}Nx2}$, $\alpha_{N\text{-}Nx3}$, …, $\alpha_{N\text{-}Nxn}$ в ГСП.

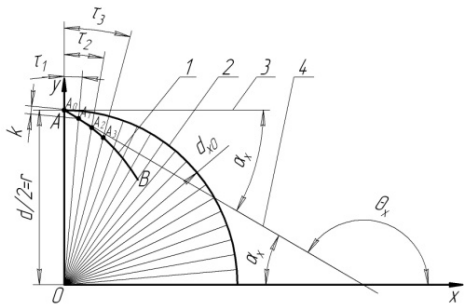


Рисунок 4 – Схема розміщення сліду – 1 ГЗП утвореного в результаті її перетину січною площиною, проведеною перпендикулярно до поздовжньої осі свердла (ПОС), та кола 2, утвореного обертанням точки *A,* розміщеної на заданому діаметрі ГРК; 3 – дотична до кола 2, поставлена в т. *A;* 4 – дотична до сліду ГЗП в січній площині, що проходить перпендикулярно до осі свердла, поставленої в точці *A*

За отриманими значеннями $\alpha_{N\text{-}Nx0}$, $\alpha_{N\text{-}Nx1}$, …, $\alpha_{N\text{-}Nxn}$ будують залежність $\alpha_{N-N} = f(d_x)$ і оцінюють зміну $\alpha_{N\text{-}N}$ по довжині ГРК.

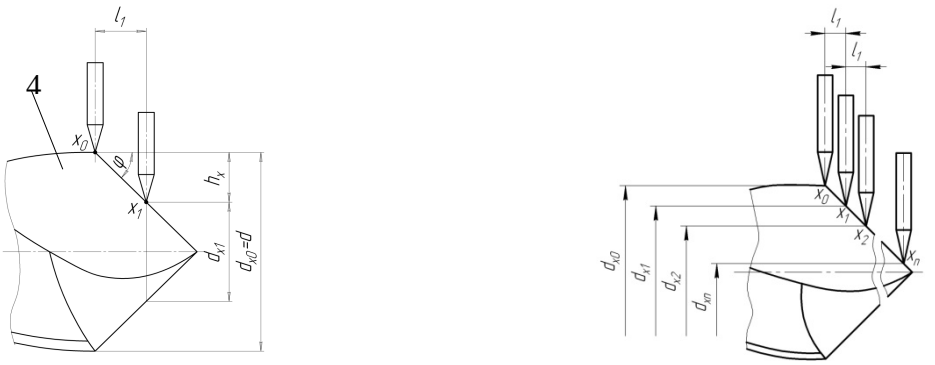
В даній роботі як часткові випадки розглянуті визначення α, коли слід ГЗП в поперечному перерізі описується Архімедовою спіраллю та колом.

Суть запропонованого методу визначення α у випадку, коли слід ГЗП в поперечному перерізі описується Архімедовою спіраллю, ілюструється рис. 6. Нехай в результаті експериментальних досліджень отримано дані про падіння кривої сліду ГЗП на певному куті повороту в поперечному перерізі різальної частини, проведеному через точку *A*, яка розміщена на колі 4 з радіусом *r*. Слід 3 ГЗП свердла представлений

Архімедовою спіраллю. Введемо декартову систему координат XOY з початком в центрі кола радіусом *r*. Рівняння Архімедової спіралі в цій системі координат описується залежністю [11]:

$$\sqrt{x^2 + y^2} - a \cdot arctg \frac{y}{x} = 0 \qquad (4)$$

де *x*, *y* – відповідні координати по осях абсцис і ординат; *a* – параметр спіралі (коефіцієнт пропорційності).



а) б)

Рисунок 5 – Схеми встановлення та розміщення щупа індикаторної головки: а) на заданий діаметр; б) для проведення замірів на різних діаметрах

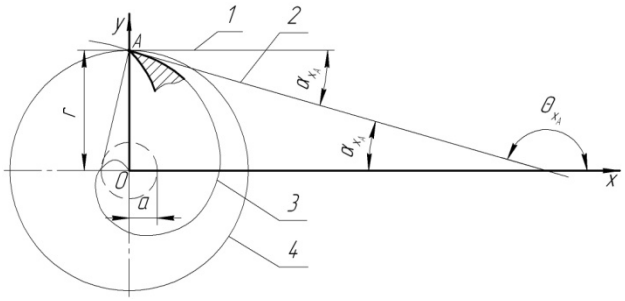


Рисунок 6 – Розрахункова схема для визначення ГЗК свердла для випадку, коли слід ГЗП в поперечному перерізі описується Архімедовою спіраллю

Встановлено, що для апроксимації сліду ГЗП в поперечному перерізі спіралі Архімеда необхідно, щоб виконувалась умова $k_{1^\circ} = r/360°$, де k_{1° – величина падіння кривої, яка представляє слід ГЗП на куті повороту 1°.

Кут α в поперечному перерізі, проведеному через т. *A* (рис. 6) – це кут між дотичною 2, поставленою до сліду 3 ГЗП в заданій точці *A*, яка розміщена на заданому радіусі *r* з координатами x_A=0, y_A=*r*, і дотичною 1 до кола 4, що утворилось від обертання точки *A* навколо центра *O*.

Використавши рівняння (4) для визначення значення α, знайдемо першу похідну $y' = dy/dx$:

$$y' = \frac{x\left(x^2 + y^2\right) + ay\sqrt{x^2 + y^2}}{ax\sqrt{x^2 + y^2} - y\left(x^2 + y^2\right)} \qquad (5)$$

Підставивши в рівняння (5) координату точці *A* x_A=0, отримаємо значення тангенса кута, який визначає положення в декартовій системі координат XOY дотичної до сліду ГЗП, поставленої в точці *A*:

$$tg\theta_{x_A} = -\frac{a}{y_A} \tag{6}$$

Так як $\theta_{x_A} = \pi - \alpha_{x_A}$ то $tg\left(\pi - \alpha_{x_A}\right) = -tg\alpha_{x_A} = -\frac{a}{y_A}$, і $\alpha_{x_A} = arctg\left(\frac{a}{y_A}\right)$.

В площині паралельній, до осі свердла *O-O,* і головній січній площині *N-N* значення α визначаться за відповідними формулами:

$$\alpha_{O-O} = arctg\left(\frac{a}{y_A}\cdot ctg\varphi\right), \tag{7}$$

$$\alpha_{N-N} = arctg\left(\frac{a}{y_A}\cdot \cos\varphi\right). \tag{8}$$

Вибравши іншу точку на ГРК свердла, розміщену на іншому радіусі R_1, аналогічно повторивши вищеописані прийоми, отримаємо значення α_{R_1N-N}. Визначивши значення α_{R_i} в декількох $i > 3$ точках і апроксимувавши відповідною кривою лінією, можемо знайти зміну кута α_{N-N} вздовж ГРК свердла.

Суть іншого запропонованого методу визначення α у випадку, коли ГЗП є циліндричною, тобто коли її слід в поперечному перерізі описується колом, проілюстровано рис. 7. Нехай в результаті експериментальних досліджень отримано дані про падіння кривої сліду ГЗП на певному куті повороту в поперечному перерізі різальної частини, проведеному через точку *A*, що розміщена на колі 2 з радіусом *r*. Припустимо, що слід 1 ГЗП свердла представлений колом. Введемо декартову систему координат XOY з початком в центрі кола радіусом *r*.

Встановлено, що для випадку, коли слід ГЗП в площині, яка перпендикулярна до осі свердла, коло, необхідно, щоб виконувались дві умови: 1) існування точки (центр кола) перетину висот, проведених із середини сторін вписаного трикутника, який утворився в результаті вимірювання падіння сліду на ГЗП в трьох точках, наприклад в т. *A*, *C*, *D* (рис. 7); 2) довжини відрізків (радіуси), проведених із утвореної точки (центр кола) до трьох точок вимірювання (т. *A*, *C*, *D*), повинні бути однаковими.

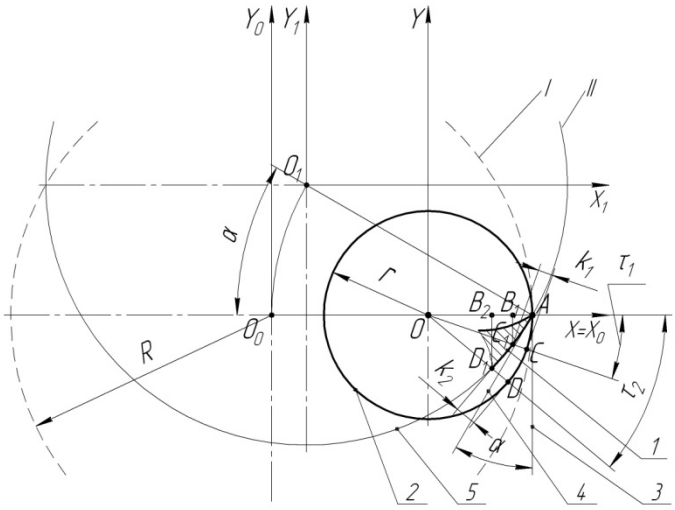


Рисунок 7 – Розрахункова схема для визначення ГЗК для випадку, коли слід ГЗП в поперечному перерізі являє собою коло

Кут α в поперечному перерізі, проведеному через т. *A* (рис. 7) – це кут між дотичною 4, поставленою до сліду 1 ГЗП в заданій точці *A*, яка розміщена на заданому

радіусі r з координатами $x_A=r$, $y_A=0$, і дотичною 3 до кола 2, отриманого від обертання точки A навколо центра O.

Кут α на ГЗП свердла формується при загострюванні внаслідок здійснення повороту шліфувального круга 5 з радіусом R свердла з положення I в положення II на кут α (рис. 7).

Координати т. C_1 визначаються із ΔB_1C_1O, де $OC_1 = r - k_1$, а $\angle B_1OC_1 = \tau_1$ – задаються виразами:

$$x_{C_1} = (r-k_1)\cdot\cos\tau_1;\ y_{C_1} = -(r-k_1)\cdot\sin\tau_1. \qquad (9)$$

Координати т. D_1 визначається з ΔB_2D_1O, де $OD_1 = r - k_2$, а $\angle B_2OD_1 = \tau_2$ – задається:

$$x_{D_1} = (r-k_2)\cdot\cos\tau_2;\ y_{D_1} = -(r-k_2)\cdot\sin\tau_2. \qquad (10)$$

Використавши умову вписаного в коло трикутника, тобто прийнявши, що вершини A, C, D лежать на колі, на основі [12] знайдемо координати центра цього кола, розв'язавши матрицю:

$$\begin{vmatrix} x_{O_1}^2 + y_{O_1}^2 & x_{O_1} & y_{O_1} & 1 \\ x_A^2 + y_A^2 & x_A & y_A & 1 \\ x_{C_1}^2 + y_{C_1}^2 & x_{C_1} & y_{C_1} & 1 \\ x_{D_1}^2 + y_{D_1}^2 & x_{D_1} & y_{D_1} & 1 \end{vmatrix} = 0 \qquad (11)$$

де x_{O_1}, y_{O_1} – координати центра шліфувального круга.

Визначаємо довжини відрізків O_1A, O_1C_1 та O_1D_1: $\sqrt{(x_{O_1}-x_A)^2+(y_{O1}-y_A)^2} = l_{O_1A}$; $\sqrt{(x_{O_1}-x_{C_1})^2+(y_{O1}-y_{C_1})^2} = l_{O_1C_1}$; $\sqrt{(x_{O_1}-x_{D_1})^2+(y_{O1}-y_{D_1})^2} = l_{O_1D_1}$.

Якщо виконується умова, що $O_1A=O_1C_1=O_1D_1$, то т. A, C_1 і D_1 рівновіддалені від т. O_1, а значить вони лежать на колі.

Для визначення α запишемо рівняння в XOY прямої O_1A, що проходить через дві точки:

$$\frac{y-y_A}{y_{O_1}-y_A} = \frac{x-x_A}{-x_{O_1}-x_A};\ -y(x_{O_1}+r) - xy_{O_1} + ry_{O_1} = 0. \qquad (12)$$

Знайдемо кутовий коефіцієнт прямої O_1A із залежності $K = -A/B$, де A в одному випадку – вільний член при змінній x, а в іншому – точка на колі; B – вільний член при змінній y: $K_{O_1A} = \dfrac{y_{O_1}}{-(x_{O_1}+r)}$.

Використавши умову перпендикулярності, проведемо через т. A промінь, перпендикулярний до відрізка O_1A, та запишемо його рівняння:

$$(y-y_A) = K_A(x-x_{A_1}), \qquad (13)$$

де K_A – кутовий коефіцієнт, який визначає напрям променя, що проходить через т. A; з умови перпендикулярності $K_A = -\dfrac{1}{K_{O_1A}}$.

Значення кута α визначимо з формули:

$$\alpha = 90° - arctg(K_A). \qquad (14)$$

Суть другого методу вимірювання α спірального свердла проілюстровано на рис. 8. Щуп 1 індикатора встановлюють в точку B (рис. 8, а), яка лежить на циліндричній поверхні свердла 2 діаметром d і на поперечній осі, що проходить через вершину свердла паралельно до головних його різальних кромок. Здійснюють поворот свердла на кут $\mu = \arcsin(d_c / d)$, де d_c – діаметр серцевини свердла. Після цього повороту щуп 1 індикатора буде контактувати з ГЗП свердла в точці A ГРК, яка розміщена на периферії свердла, тобто на радіусі $r=d/2$. Створюють попередній натяг індикатора і встановлюють його шкалу на «нуль» (рис. 8, б). Здійснюють поворот свердла (рис. 8, в) на кут $\varphi_0=180°/\pi r$, при якому довжина дуги AL по сліду ГЗП в площині, яка перпендикулярна до осі свердла, дорівнює 1 мм, і фіксують за показами стрілки індикатора падіння k сліду ГЗП в січній площині, що проходить перпендикулярно до осі свердла.

При цьому прийнято припущення, що при довжині дуги $L_{\breve{AB}}$=1мм частина сліду головної задньої поверхні в площині, перпендикулярній до повздовжньої осі свердла, буде прямолінійною і точка D (рис. 8, д) одночасно лежить на кривій AL і прямій AE (рис. 8, г), яка є дотичною до сліду ГЗП. Тоді кут α буде знаходитися між дотичною AB до кола діаметром d з центром O в точці A ($AC \perp OA$) і дотичною AE (рис. 8, г) до сліду ГЗП в площині, перпендикулярній до поздовжньої осі свердла, тобто $\alpha = \angle CAD$.

З ΔACO (рис. 8, г) $\angle OAC$=90º, $\angle AOC=\varphi_0$, $\angle ACO$=90º-φ_0. Кут $\angle ABF$ – вписаний в коло з центром O і радіусом r, тоді $\angle ABO$=90º-φ_0. З ΔACB (рис. 8, д) будемо мати $\angle ABC$=90º+φ_0/2; $\angle CAB=\varphi_0/2$. Використавши теорему синусів для ΔACB, отримали:

$$AC = AB \cdot \sin(90° + \varphi_0 / 2) / \sin(90 - \varphi_0). \qquad (15)$$

Врахувавши формули приведення і те, що AB – хорда, яка стягує дугу довжиною $L_{\breve{AB}}$=1мм і дорівнює $AB = 2r \cdot \sin(\varphi_0 / 2)$, рівняння (15) набуде вигляду: $AC = 2r \cdot \sin(\varphi_0 / 2) \cdot \cos(\varphi_0 / 2) / \cos\varphi_0$.

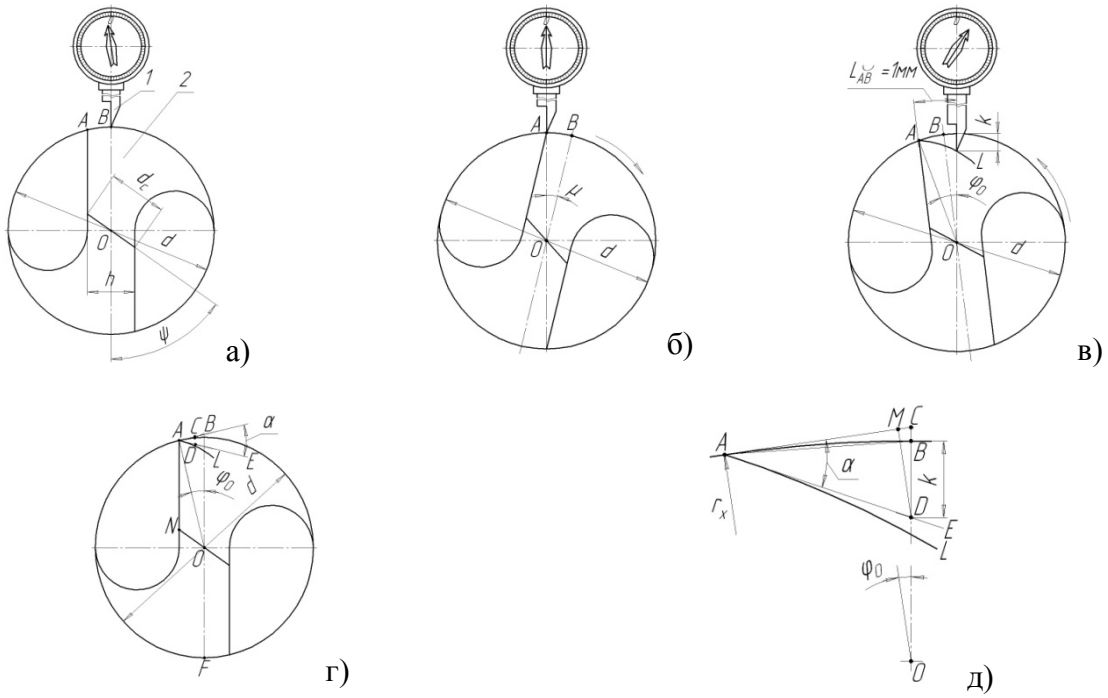


Рисунок 8 – Метод вимірювання ГЗК в січній площині, перпендикулярній до осі свердла: а) схема встановлення щупа у вихідному положенні; б) схема встановлення щупа при повороті свердла на кут μ; в) схема положення щупа при вимірюванні падіння кривої k після повороту на заданий кут φ_0, який відповідає довжині дуги, яка дорівнює 1 мм; г) розрахункова схема для визначення головного заднього кута α; д) фрагмент схеми, поданої на рис. 8, г

Аналогічно використавши теореми синусів для ΔACB, отримаємо, що $BC = 2r \cdot \sin^2(\varphi_0/2)/\cos\varphi_0$.

Опустивши з точки D на пряму AC перпендикуляр в точку M (рис. 8, д), створимо два прямокутні трикутники ΔADM і ΔCDM. З ΔCDM будемо мати $CM = \left[2r \cdot \sin^2(\varphi_0/2)/\sin\varphi_0 + k\right] \cdot \sin\varphi_0$.

Тоді $AM = AC - CM = r \cdot tg\varphi_0\left[1 - 2\sin^2(\varphi_0/2)\right] - k \cdot \sin\varphi_0$, $k=DB$ – визначається за показом індикаторної головки.

Розглянувши ΔADM і врахувавши, що $\angle DAM=\alpha$, $tg\alpha = DM/AM$, отримаємо:

$$\alpha = arctg\frac{2r \cdot \sin^2(\varphi_0/2) + k \cdot \cos\varphi_0}{r \cdot tg\varphi_0\left[1 - \sin^2(\varphi_0/2)\right] - k \cdot \sin\varphi_0}. \qquad (16)$$

Помноживши отримане значення α на cosφ, визначимо значення статичного головного заднього кута α_{cN}, в заданій точці головної різальної кромки розміщеної на циліндричній поверхні свердла діаметром d, в головній січній площині із залежності:

$$\alpha_{cN} = arctg\frac{\left[2r \cdot \sin^2(\varphi_0/2) + k \cdot \cos\varphi_0\right] \cdot \cos\varphi}{k \cdot tg\varphi_0\left[1 - \sin^2(\varphi_0/2)\right] - k \cdot \sin\varphi_0}. \qquad (17)$$

Для визначення кута α_{cNx1} в точці ГРК, що знаходиться на діаметрі $2r_{x1}<2r=d_{x1}$ (рис. 5, а), свердло повертають за годинниковою стрілкою на кут φ_{0x} у початкове положення, встановлюють щуп індикатора в точку на ГРК , що розміщена на діаметрі d_x, потім довертають свердло на кут $\mu_x = \arcsin(\sin d_c/d_{x1})$ у вихідне положення, створюють попередній натяг індикатора, виставляють його шкалу на нуль, повертають свердло проти годинникової стрілки на кут $\varphi_{0x} = 180°/\pi r_{x1}$, реєструють значення падіння кривої k_{x1}, визначають аналогічно за вищеописаною методикою за формулою (17) відповідне значення статичного головного заднього кута α_{cNx1} в ГСП.

Повторивши вищезгадані прийоми для точок ГРК, розташованих на різних діаметрах, наприклад, d_{x2} і d_{x3} (рис. 5, б), визначимо значення α_{x2} і α_{x3}.

За отриманими даними будують графік і оцінюють зміну статичного головного заднього кута α_{cNx} вздовж ГРК.

На рис. 9 подано графіки зміни кута α в площині перпендикулярній до осі свердла в залежності від діаметра на колі якого розміщена точка на ГРК. Для здійснення вимірювання α у виробничих умовах запропоновано номограму (рис. 10), яка дає можливість визначити значення ГЗК за діаметром свердла d та падінням k сліду ГЗП в січній площині, що проходить перпендикулярно до осі свердла.

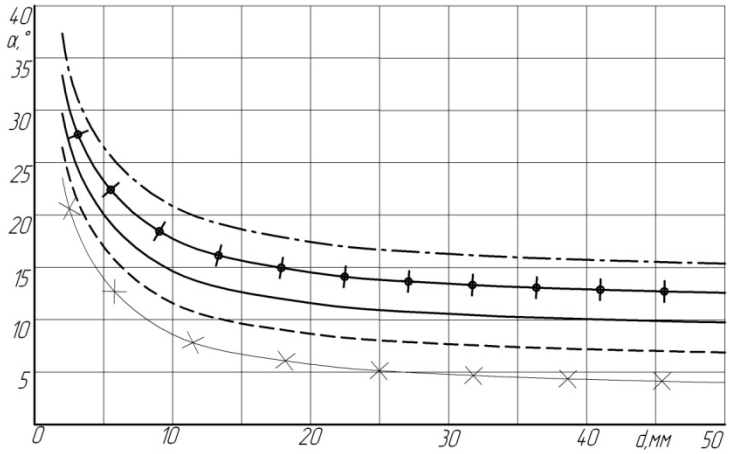


Рисунок 9 – Графіки зміни кута α в площині перпендикулярній до осі свердла в залежності від діаметра на колі якого розміщена точка на ГРК

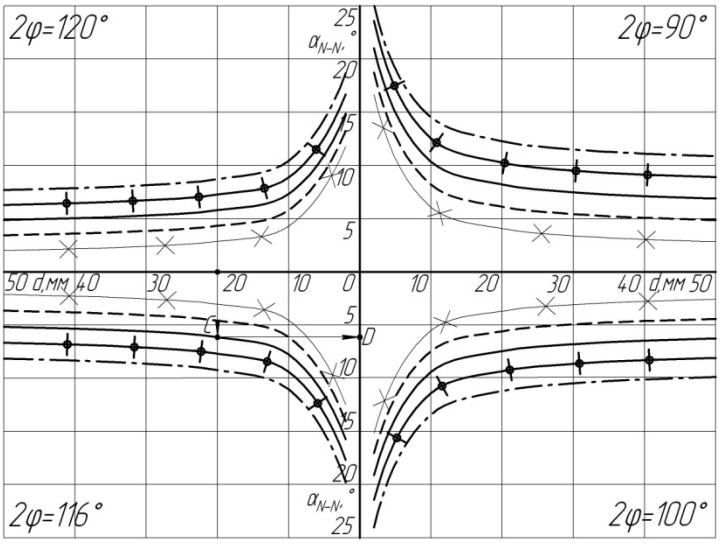


Рисунок 10 – Номограми зміни ГЗК α_{N-N} на периферії свердл в залежності від їх діаметрів d та величин падіння k_i й кута при вершині 2φ:
1 – при k_1=0,05; 2 – при k_2=0,1; 3 – при k_3=0,15; 4 – при k_4=0,20; 5 – при k_5=0,25

Приклади використання номограм. Нехай задано свердло з діаметром 20 мм і кутом при вершині $2\varphi = 116^0$. При повороті на кут φ, що відповідає довжині дуги $L = 1$ мм, падіння затилка склало k = 0,15 мм. Використаємо графіки, подані у квадранті III. Опускаємо перпендикуляр з точки на осі Od, яка відповідає діаметру свердла d = 20 мм, до перетину з кривою 3 в т.C. З т.C опускаємо перпендикуляр на вісь $O\alpha$ до перетину його з цією віссю в т.D і визначаємо, що кут $\alpha_{N-N} \approx 7^0$.

Висновки.

1. В результаті аналізу існуючих способів вимірювання головного заднього кута α спірального свердла в головній січній площині виявлені недоліки, які, з одного боку, затруднюють вимірювання кута α, а з іншого – непридатні для випадків, коли головна задня поверхня свердла загострена не по гвинтовій поверхні.

2. Запропоновані два нових способи вимірювання головного заднього кута α спіральних свердл з розширеними можливостями для різних форм головної задньої поверхні, отримані залежності для визначення значення кута α у головній січній площині.

3. Запропоновані номограми, за допомогою яких при визначенні падіння затилка головної задньої поверхні на дузі довжиною 1 мм можна отримати значення головного заднього кута, що, безперечно, має практичне значення при виробництві свердл.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Вульф А. М. Резания металлов / А. М. Вульф. – Л. : Машиностроение, 1973. – 496 с.

2. Филиппов Г. В. Режущий инструмент / Г. В. Филиппов. – Л. : Машиностроение, 1981. – 321 с.

3. ГОСТ 2034–80. Спиральные сверла. Технические условия. – Утвержд. и введен в действие 25.11.1980. – М. : Издательство стандартов, 1992. – 13 с.

4. Борисов Б. Я. Лабораторный практикум по резанию металлов / Б. Я. Борисов. – М-К. : Госнаучтехиздат, 1963. – 80 с.

5. Егоров С. В. Резания констркционых матереалов и режущий интрумент. Лабораторный практикум: учебное пособие [для вузов] / С. В. Егоров, А. Г. Червяков. – М. : Высш. школа, 1975. – 188 с.

6. Лабораторные работы по курсу «Резание металлов» / [Третьяков И. П., Аршинов В. А., Киселев Н. Ф., Синопальников В. А.]. – М. : Машиностроение, 1965. – 147 с.

7. Берсегянц Р. О. Лабораторные работы по курсу «Резание металлов» / Р. О. Берсегянц, Б. Н. Межуев. – М. : ВЗПИ, 1975. – 126 с.

8. Родин П. Р. Геометрия режущей части спирального свердла / П. Р. Родин. – К. : Техніка, 1971. – 136 с.

9. Семенченко И. И. Проектирование металлорежущих инструментов / И. И. Семенченко, В. М. Матюшин, Г. Н. Сахаров. – М. : Машгиз, 1963. – 952 с.

10. Попов С. А. Заточка режущего инструмента / С. А. Попов, А. С. Дибнер, А.С. Каменкович. – М. : Высшая школа, 1970. – 320 с.

11. Гриньов Б. В. Аналітична геометрія / Б. В. Гриньов, І. К. Кириченко. – Харків : Гімназія, 2008. – 340 с.

12. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. ; Перевод с английского. Под общ.ред. И. Г.Арамановича. – М. : Изд-во «Наука», Главная редакция физико-математической литературы, 1968. – 720 с.

Кривый П.Д., Кобельнык В.Р., Продан В.И., Яковлев В.Г. МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ ГЛАВНОГО ЗАДНЕГО УГЛА СПИРАЛЬНОГО СВЕРЛА

Создано новые методы измерения главного заднего угла спиральных сверл в которых их главная задняя поверхность сформирована по разным видам заточки. Предложенные методы обеспечивают повышение точности и производительности измерения. Получено зависимости для определения величины главного заднего угла при использовании предложенных методов. Представлены диаграммы для определения главного заднего угла на периферии сверла по величине падения следа главной задней поверхности в зависимости от диаметра и угла при вершине сверла.

Ключевые слова: сверло, методы измерения, задняя кромка.

Kryvyy P.D., Kobelnyk V.R., Prodan V.I., Yakovlyev V.G. MEASURING TECHNIQUES OF TWIST DRILL PRIMARY BACK CLEARANCE ANGLE

New methods of measurement of a primary back clearance angle of the special twist drills are created. In the drills mentioned major flanks are formed by different kinds of drill grinding. The given techniques provide increasing of the accuracy and productivity of measuring. The dependence of a primary back clearance angle definition by the proposed techniques using is obtained. The diagrams of the primary back clearance angle definition at the drill periphery are given. This definition is received according to the major flank trace in dependence of the drill diameter and point angle.

Keywords: drill, measurement methods, the rear edge.

УДК 624.132.3

ГІДРАВЛІЧНИЙ ОДНОКІВШЕВИЙ ЕКСКАВАТОР ДЛЯ РОБОТИ НА ОПОРНІЙ ПОВЕРХНІ ЗІ СКЛАДНИМ РЕЛЬЄФОМ

Лисак С.І., Суслов С.І.
Миколаївський будівельний коледж Київського національного університету будівництва і архітектури

Наведені напрями розвитку конструкцій одноківшевих екскаваторів для їх максимальної ефективності в роботі. На основі аналізу ходових устаткувань та перспектив їх удосконалення запроектовано конструкцію ходового обладнання одноківшевого екскаватора, що може використовуватись на опорній поверхні зі значною зміною її рельєфу.
Ключові слова: ланцюговий траншеєкопач, геометричні параметри.

Вступ. Одноківшеві екскаватори займають провідне місце серед будівельних машин для виконання земляних робіт. Ними виконують значний комплекс робіт при розробці котлованів і траншей, будівництві автомобільних та залізничних доріг, аварійно-рятувальних операціях тощо [1]. Ефективність використання цих машин значною мірою залежить від типу приводу робочого обладнання (системи керування механічної чи гідравлічної), його функціональних можливостей, типу ходового устаткування, якості виготовлення конструктивних елементів і організаційно-технологічного рівня експлуатації техніки.

Загальними тенденціями розвитку конструкції одноківшевих екскаваторів є: створення нового типу – екскаваторів-маніпуляторів і міні-екскаваторів із набором швидкоз'ємних робочих органів для комплексної механізації робіт у будівництві; підвищення питомої потужності при порівняно невеликому збільшенні маси; застосування більш міцних матеріалів, захисних обладнань; зниження трудомісткості технічного обслуговування; поліпшення умов праці за рахунок зниження трудомісткості керування машиною, зменшення шуму, вібрацій, загазованості, запиленості; створення важких екскаваторів на базі спарених платформ; розширення номенклатури екскаваторного устаткування; використання автоматичних (дистанційних) систем керування РО; удосконалення систем керування і створення комфортних умов для машиніста; упровадження мікропроцесорної техніки, у тому числі пристроїв відображення інформації.

Ходове обладнання екскаваторів призначене для передачі на опорну поверхню ваги базової машини і зовнішніх силових впливів (сили різання ґрунту ковшем, інерційні навантаження та ін.), переміщення машини на робочих та транспортних швидкостях.

В якості ходового устаткування одноківшевих екскаваторів використовується: гусеничне, пневмоколісне, гусенично-колісне та крокуюче обладнання [2]. Найбільш поширеними є два перші типи ходового обладнання. Крокуючий ходовий механізм має обмежене застосування і використовується лише на машинах значної потужності та маси (для переміщення драглайнів). Пневмоколісне ходове обладнання забезпечує маневреність, мобільність, високі транспортні швидкості і плавність руху, але на відміну від гусеничного, вимагає застосування аутригерів, тобто пристроїв для підвищення стійкості при роботі. Гусеничне ходове устаткування характеризується добрим зчепленням із опорною поверхнею, високою тяговою здатністю, більшою опорною поверхнею, високою прохідністю, що дозволяє виконувати роботи в умовах бездоріжжя. Але йому властиві суттєві недоліки, зокрема, складність конструкції, велика кількість рухомих з`єднань деталей, які не захищені від абразивного середовища, значна металомісткість конструкції.

Постановка проблеми. При виконанні різних видів земляних робіт іноді існує необхідність функціонування на складній та не рівній опорній поверхні. Крім того,

землерийне обладнання доцільно застосовувати на всіх стадіях рятувальних та відновлювальних робіт при ліквідації наслідків землетрусів, обвалів, при яких відбувається руйнування промислових та цивільних споруд, транспортних та інженерних комунікацій [3]. До того ж, ходове та робоче обладнання повинне забезпечити роботу у стиснених умовах завалів зруйнованих споруд, зменшувати небезпеку знаходження рятувальників в цих умовах. При цьому важливими критеріями є забезпечення стійкості машини в процесі роботи та можливість швидкого та безпечного пересування по складному ландшафту. Задовольнити в повній мірі вказані вимоги не може пневмоколісне та гусеничне ходове обладнання.

Мета роботи полягає у розробці конструкції ходового обладнання одноківшевого екскаватора для можливості роботи у складних виробничих умовах на опорній поверхні зі значною зміною її профілю. Задачею є надання конструктивним елементам обладнання необхідної кінематики руху для їх швидкої адаптації під профіль опорної поверхні і забезпечення стійкого положення машини в робочому та транспортному режимах роботи.

Виклад основного матеріалу. Сучасний ринок будівельної техніки, зокрема одноківшевих екскаваторів, представлений багатьма фірмами-виробниками: Caterpillar, Liebherr, Kobelco, Samsung, Komatsu та ін. Фахівці цих фірм постійно працюють над удосконаленням конструкції ходових устаткувань та робочого обладнання, і, окрім цього, значний обсяг робіт виконується по впровадженню інформаційних технологій та засобів, які забезпечують автоматизацію керування машиною і автоматизацію виконання технологічних операцій. Також закордонні фірми-виробники велику увагу приділяють поліпшенню дизайну, особливо кабін і капотів [4].

Одноківшеві гідравлічні екскаватори зі спеціальним ходовим обладнанням зокрема пропонуються італійською компанією Euromach SpA (модель екскаватора R105, рис. 1) та німецькою компанією Kaiser (моделі екскаватора S1 таS2, рис. 2) [5, 6].

Рисунок 1 – Екскаватор Spider R105

Рисунок 2 – Екскаватор Kaiser S1

Вказані фірми рекламують ці машини як землерийних акробатів для механізації земляних і навантажувально-розвантажувальних робіт у важкодоступних місцях, а також для лісорозробок.

Розроблений авторами роботи одноківшевий екскаватор для роботи на опорній поверхні зі складним рельєфом показаний на рис. 3.

Одноківшевий екскаватор складається із поворотної платформи 9 на якій в передній частині розміщено робоче обладнання, кабіна оператора 7 та силова установка 8. Робоче обладнання екскаватора, яке шарнірно приєднане до поворотної платформи, складається із стріли 4, до якої рухомо приєднано рукоять 3. На кінці рукояті монтується ківш 1. Рукоять 3 складається із основної та розміщеної в ній вставної секції, яка керується гідроциліндром (на рис. не показаний). За допомогою механізму телескопування рукояті є можливість змінювати радіус копання. Стріла, рукоять та ківш

керуються відповідними гідроциліндрами 6, 5, 2. Вказане устаткування встановлюється на спеціальному ходовому обладнанні оригінальної конструкції. Ходове обладнання екскаватора виконане у вигляді основної рами 11, до якої шарнірно приєднані опорні лапи 14 із змонтованими на них пневматичними колесами (приводними 10 та не приводними 12). Опорні лапи 14 мають можливість повороту у вертикальній та горизонтальній площині за допомогою гідроциліндрів 15 та 16 відповідно. Індивідуальний гідропривід опорних лап та кінематика їх руху дозволяє здійснювати адаптацію ходового обладнання до відповідних умов опорної поверхні, займаючи при цьому стійке положення.

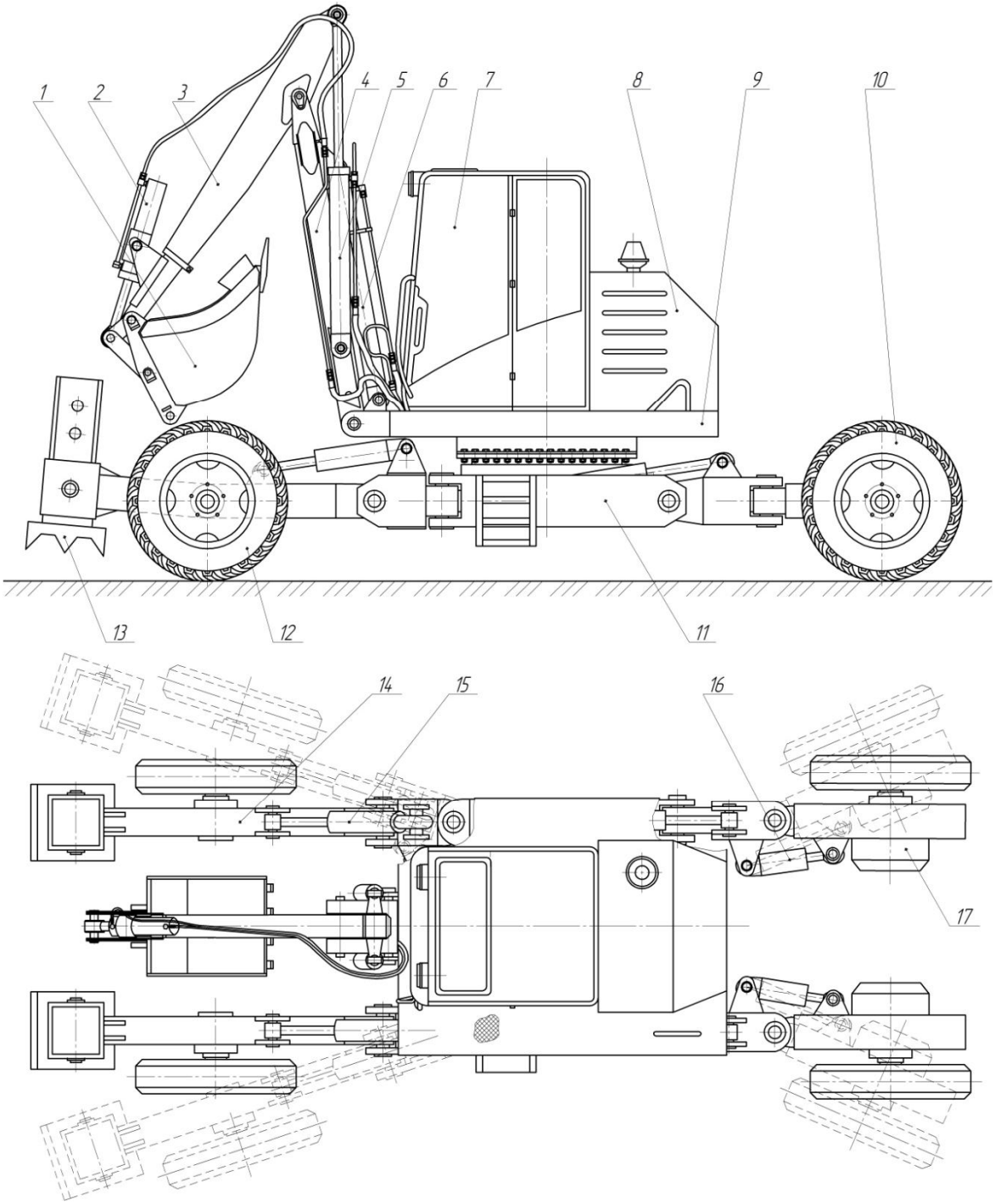


Рисунок 3 – Проектований спайдер-екскаватор, загальний вид

Для покращення зчеплення ходового обладнання екскаватора із опорною поверхнею використовуються спеціальні аутригери 13, що фіксуються у необхідному положенні. При роботі в екстримально важких умовах для забезпечення стійкості машини

є можливість зняти колеса. Також є можливість оперативно змінювати ківш на різноманітні робочі органи за допомогою спеціального механізму, розширюючи при цьому технологічні можливості машини.

Переміщення екскаватора у важкопрохідних місцях та на значних схилах здійснюється за допомогою телескопічної рукояті 3, для чого ківш опирають на грунт і відштовхуються на нове місце шляхом висування вставної рукояті (рис. 1). Транспортне переміщення здійснюється від гідромоторів 17 із гідростатичним багатодисковим гальмом. Швидкість переміщення екскаватора складає до 10 км/год, зміна швидкості – безступінчаста.

У випадку необхідності перебазування екскаватора на значні відстані, його оригінальна конструкція, невеликі габарити і мобільність дозволяють самостійно завантажуватись в кузов вантажного автомобіля та розвантажуватись без додаткових підіймальних механізмів.

Забезпечення стійкості екскаватора є важливою умовою безпеки виконання робіт на будівельному об’єкті. Метою розрахунку екскаватора на стійкість є перевірка його здатності протидіяти опрокидуванню при виконанні повороту платформи із завантаженим ковшем і одночасному маніпулюванні робочим обладнанням. Небезпека втрати стійкості виникає у випадку, коли сумарний опрокидувальний момент $M_{опр}$ від дії зовнішніх сил буде перевищувати сумарний утримуючий момент $M_{утр.}$. В цьому випадку починається поворот екскаватора відносно ребра опрокидування, якому протидіє утримуючий момент і момент інерції опору опрокидуванню. Якщо тривалість дії і величина динамічних навантажень значні, то відбувається опрокидування екскаватора.

Для оцінки надійності положення проектованого екскаватора під час роботи, виконаємо розрахунок коефіцієнту стійкості. Розрахункова схема наведена на рис. 4. Відповідні параметри конструктивних елементів розраховані методом геометричної подібності існуючого та проектованого екскаватора (в якості екскаватора-аналога було прийнято екскаватор ЭО-3322).

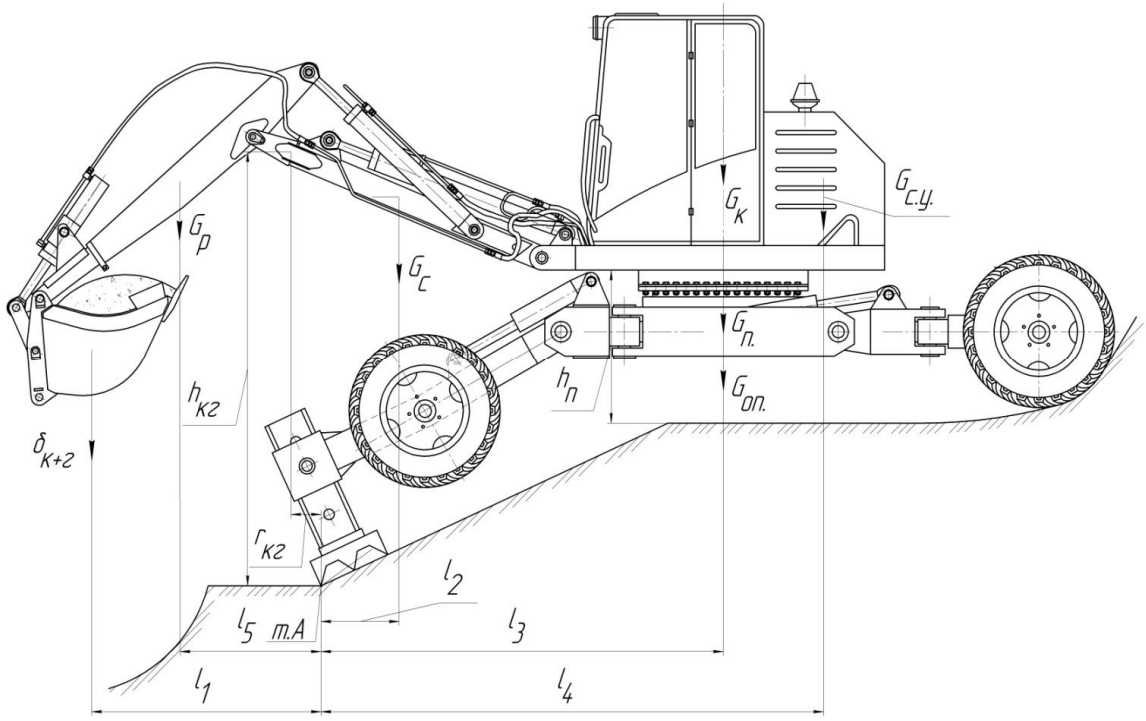


Рисунок 4 – Розрахункова схема до визначення стійкості екскаватора

Коефіцієнт стійкості розраховується за формулою:

$$K_{\text{ст.}} = \frac{M_{\text{утр.}}}{M_{\text{опр.}}} \geq [K_{\text{ст.}}], \quad (1)$$

де $M_{\text{утр.}}$ – сумарний момент утримуючих сил відносно точки опрокидування А; $M_{\text{опр.}}$ – сумарний опрокидувальний момент від діючих сил відносно точки опрокидування А; $[K_{\text{ст.}}]$ – допустимий коефіцієнт стійкості екскаватора, $[K_{\text{ст.}}] = 1{,}15$.

Момент утримуючих сил відносно точки А

$$M_{\text{утр.}} = (G_{\text{к}} + G_{\text{оп.}} + G_{\text{п}})l_3 + G_{\text{с.у}}l_4 + + G_{\text{с}}l_2 + M_{\text{дин.}}, \quad (2)$$

де $G_{\text{к}} = 3624$ Н – вага кабіни; $G_{\text{оп}} = 47089$ Н – вага опорно-поворотного круга; $G_{\text{п}} = 17658$ – вага поворотної платформи; $G_{\text{су}} = 13979$ Н – вага силової установки; $G_{\text{с}} = 23912$ Н – вага стріли; $l_2 = 0{,}58 м$, $l_3 = 2{,}9 м$, $l_4 = 3{,}7 м$ – плечі діючих сил відносно точки опрокидування екскаватора; $M_{\text{дин.}}$ – динамічний утримуючий момент від відцентрових сил інерції поворотної платформи:

$$M_{\text{дин.}} = G_{\text{п}}\omega^2 r_{\text{п}} h_{\text{п}} = 17658 \cdot 0{,}62^2 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}0 = 4073 \; Нм, \quad (3)$$

де $\omega = 0{,}62$ рад/с – кутова швидкість обертання поворотної платформи; $r_{\text{п}} = = 0{,}5$ м – радіус круга поворотної платформи; $h_{\text{п}} = 1{,}2$ м – висота від поворотної платформи до опорної поверхні;

$$M_{\text{утр.}} = (3924 + 4709 + 17658)2{,}9 + +13979 \cdot 3{,}7 + 23912 \cdot 0{,}58 + 4073 = 145908 \text{ Нм}.$$

Момент опрокидування відносно точки А

$$M_{\text{опр.}} = G_{\text{р}}l_5 + \delta_{\text{к.+г.}}l_1 + M_{\text{ін.ро}}, \quad (4)$$

де $G_{\text{р}} = 6798$ Н – вага рукояті; $\delta_{\text{к.+г.}} = 54161$ Н – вага ковша із ґрунтом; $l_5 = 1{,}0$ м, $l_1 = 1{,}7$ м – плечі діючих сил; $M_{\text{ін.ро}}$ – перекидаючий динамічний момент відцентрових силінерції робочого обладнання визначається за формулою:

$$M_{\text{ін.ро.}} = G_{\text{ро}}\omega^2 r_{\text{кг}} h_{\text{кг}} = 84871 \cdot 0{,}62^2 \cdot 0{,}2 \cdot 3{,}1 = 20227 \text{ Нм}, \quad (5)$$

де $G_{\text{ро}} = G_{\text{р}} + \delta_{\text{к.+г.}} + G_{\text{с}} = 6798 + 54161 + 23912 = 84871$Н вага робочого обладнання; $r_{\text{кг}} = 0{,}2$ м – відстань від середини робочого обладнання до т. А; $h_{\text{кг}} = 3{,}1$ м – висота від середини робочого обладнання до опорної поверхні;

$$M_{\text{опр.}} = 6798 \cdot 1{,}0 + 54161 \cdot 1{,}7 + 20227 = 119098\text{Нм}.$$

Коефіцієнт стійкості

$$K_{\text{ст.}} = \frac{145908}{119098} = 1{,}22 \geq [1{,}15].$$

Умова виконується, отже стійкість екскаватора забезпечена.

Більш поглиблений розрахунок на стійкість проектованого екскаватора (що виконується з метою встановлення, найгірших для стійкості кутових положень елементів його конструкції) повинен базуватись на теоретичному аналізі динаміки процесу опрокидування екскаватора в умовах можливого суміщення робочих рухів у режимі розгону (гальмування) конструктивних елементів екскаватора.

Висновки. Аналіз ходового обладнання, що використовується для транспортних та робочих переміщень машин для земляних робіт, зокрема, одноківшевих екскаваторів, показав, що для роботи на опорній поверхні зі складним рельєфом, пневмоколісне та гусеничне устаткування не відповідає необхідним критеріям. Тому, опираючись на досвід створення землерийної техніки закордонними фахівцями, було розроблено ходове устаткування, що здатне адаптуватись під складні умови опорної поверхні, забезпечуючи цим стійке положення та маневреність. В реальних умовах, екскаватор повинен обов'язково проходити випробування на стійкість та інші вимоги безпеки згідно нормативного документу ISO 3164-99 та ISO898-1-78.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Домбровський Н. Г. Строительные машины / Н. Г. Домбровський, Ю. Л. Картвелтшвили, М. Н. Гальперин. – М. : Машиностроение, 1976. – 391 с.

2. Добронравов С. С. Строительные машины и основы автоматизации / С. С. Добронравов, В. Г. Дронов – М. : Высшая школа, 2001. – 575 с.

3. Хмара Л. А. Технология ведения спасательных работ землеройно-манипуляторным оборудованием многоцелевого назначения / Л. А. Хмара, С. В. Шатов // Гірн., будів., дор. та меліор. Машини : Всеукр. між. зб.наук. праць. – К. : КНУБА, 2008. – Вип. 71. – С. 24-29.

4. Волянюк В. О. Напрями розвитку закордонної будівельної техніки для земляних робіт / В. О. Волянюк // Гірн., будів., дор. та меліор. Машини : Всеукр. між. зб.наук. праць. – К. : КНУБА, 2006. – Вип. 67. – С. 54-58.

5. Електронний ресурс. – Режим доступу: http://exkavator.ru/main/news/inf_news/~id=8155.

6. Електронний ресурс. – Режим доступу: http://www.stroyteh.ru/publication/Ehkskavatory_pauki.

Лисак С.И., Суслов С.И. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ОДНОКОВШОВОЙ ЭКСКАВАТОР ДЛЯ РАБОТЫ НА ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ СО СЛОЖНЫМ РЕЛЬЕФОМ

Рассмотрены направления развития конструкций одноковшовых экскаваторов для их максимальной эффективности в работе. На основе анализа ходовых установок и перспектив их усовершенствования запроектировано конструкцию ходового оборудования одноковшового экскаватора, которое может использоваться на опорной поверхности со значительным изменением ее рельефа.

Ключевые слова: цепной траншеекопатель, геометрические параметры.

Lysak S.I., Suslov S.I. HYDRAULIC ODNOKIVSHEVYY EXCAVATOR TO WORK ON THE BEARING SURFACE WITH COMPLEX RELIEF

These areas of construction shovels for maximum efficiency in operation. Based on the analysis of navigation systems and lane-spec construction is projected to improve their navigation equipment shovels, which can be used on the bearing surface with a significant change in it topography.

Keywords: chain trencher, geometrical parameters.

УДК 625.87

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РУХУ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРОПРИВОДОМ

Ловейкін В.С.
Національний університет біоресурсів та природокористування, м. Київ,
Горбатюк Є.В., Міщук Д.О.
Київський національний університет будівництва і архітектури

Розглянута експериментальна установка крана-маніпулятора з гідроприводом для проведення досліджень з визначенням динамічних навантажень на її робочому обладнанні. Представлено результати експериментальних досліджень.
Ключові слова: маніпулятор, експеримент, динаміка маніпулятора.

Вступ. Гідрофіковані крани-маніпулятори на транспортних засобах широко застосовуються в народному господарстві при виконанні вантажних та монтажних робіт. Використання кранів-маніпуляторів підвищує продуктивність підйомно-транспортних операцій та скорочує кількість автотранспортних засобів. Значний вплив на ефективність виробничого процесу будівництва відіграє надійність кранів-маніпуляторів з гідроприводом, які використовують на транспортних засобах.

При переміщенні вантажів краном-маніпулятором, виникають динамічні навантаження, які призводять до утворення коливань вантажу, що передаються на гідропривід та металоконструкцію крана. Все це знижує продуктивність та ресурс такої машини.

Актуальність дослідження. Серед напрямків, що сприяють підвищенню надійності крана-маніпулятора слід відмітити зниження динамічних навантажень [1]. Однією з причин виникнення динамічних навантажень в кранах-маніпуляторах є несталий характер режимів роботи, обумовлений їх частим вмиканням. Несталий характер роботи крана-маніпулятора характеризується високими амплітудами коливань тиску в гідроприводі та прискореннями привідних механізмів. Це викликає нерівномірний рух вантажу, виникають додаткові навантаження на силові елементи та систему приводу, створюються незручності при експлуатації.

Існують способи зменшення динамічних навантажень в робочому обладнанні кранів-маніпуляторів та усунення коливань вантажу при їх переміщенні [2]. Одним з розповсюджених серед них є застосування слідкуючих систем [3], проте вони є складними динамічними ланками, а тому їх використання пов’язано зі значними витратами на виготовлення. Як пристрої, що дозволяють знижувати динамічні навантаження в ланках та приводі крана-маніпулятора, також застосовують автоматично регульовані гальмівні пристрої [4], які встановлюють в гідромагістралі системи гідроприводу. Проте без чітко визначеного режиму керування такими пристроями можливі розриви потоку робочої рідини в магістралях гідроприводу [5].

В наш час актуальними є задачі зниження динаміки роботи крана-маніпулятора, пов’язані з оптимальним керуванням [6]. На основі оптимазіційних задач визначаються режими руху стрілової системи крана-маніпулятора з мінімальними динамічними навантаженнями та коливаннями вантажу, на підставі яких виконують програмне керування. В роботах [7, 8] розглянуто та визначено оптимальні режими руху стрілової системи, а в дослідженні [8] приведено теоретичне визначення привідних сил за оптимальних режимів руху.

Постає задача експериментального дослідження роботи крана-маніпулятора та визначення ефективності оптимальних режимів руху його стрілової системи.

Постановка задачі. На розробленій експериментальній установці крана-маніпулятора з гідроприводом визначити динамічні навантаження в елементах шарнірно-зчленованої стрілової системи при неоптимальному та оптимальному керування та дослідити ефективність застосування оптимальних режимів руху.

Результати досліджень. Для проведення експериментальних досліджень розроблено фізичну модель крана-маніпулятора та визначені коефіцієнти її пропорційності до натурної установки [9]. На основі фізичної моделі виготовлена експериментальна установка, що складається з бази, на якій встановлена шарнірно-зчленована стріла з привідними гідроциліндрами, гідростанція та механізми системи керування (рис. 1).

При проведенні експериментальних досліджень зі встановлення закономірностей руху крана-маніпулятора на оптимальних та неоптимальних режимах руху, на робочих механізмах стрілової системи відтворено керуючу дію.

Рисунок 1 – Експериментальна установка крана-маніпулятора з гідроприводом

Для створення оптимальних режимів пуску і гальмування експериментальної установки крана-маніпулятора у процесі зміни вильоту вантажу, конструктивно змінено систему гідроприводу. В гідророзподільнику бортової гідросистеми було змінено конструкцію одного із золотників, а саме, на торцях робочих поверхонь циліндричного золотника нарізано дросельні проточки, згідно розрахунку оптимального режиму руху [8] (рис. 2).

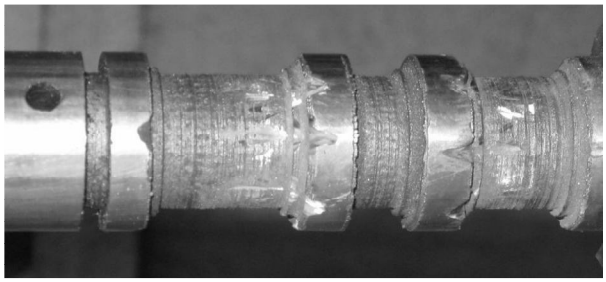
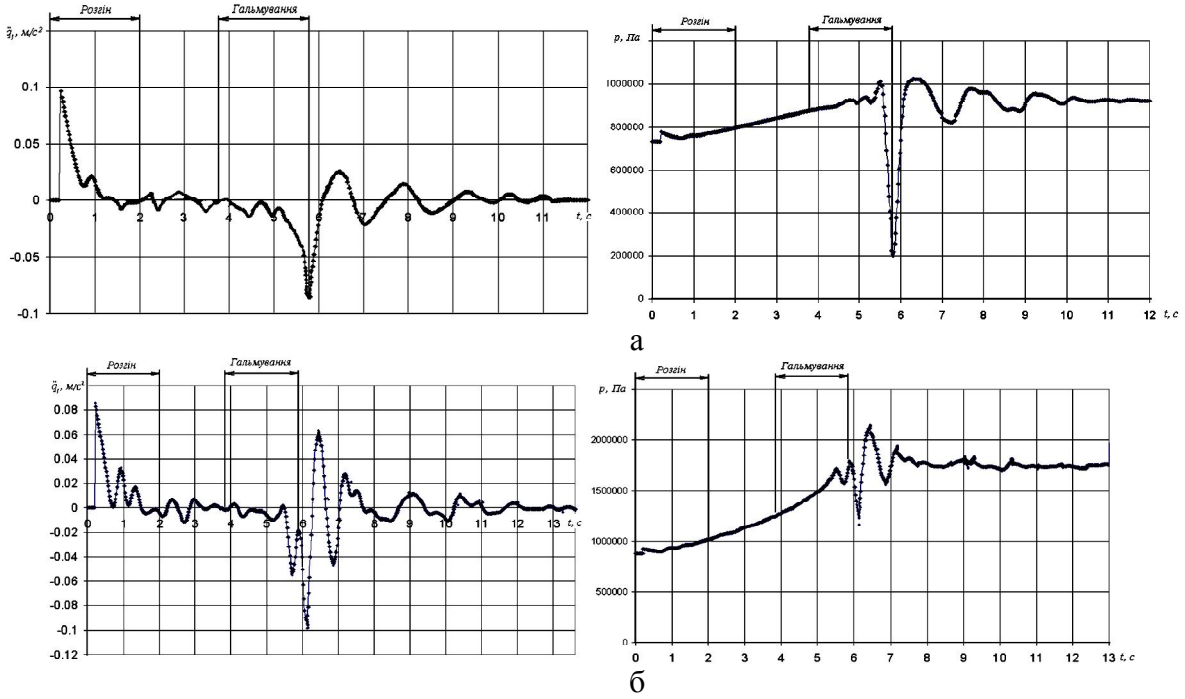


Рисунок 2 – Дросельні щілини на робочих поверхнях золотника

Характеристики руху стрілової системи визначалися з використанням електронного обладнання [9]. Виконувалось вимірювання прискорення штока привідного гідроциліндра підйому стріли та тиску в його напірній порожнині. Вимірювання при експериментальних дослідженнях проводилися за роботи експериментальної установки крана-маніпулятора без навантаження та з навантаженням робочого обладнання на неоптимальних і оптимальних режимах руху.

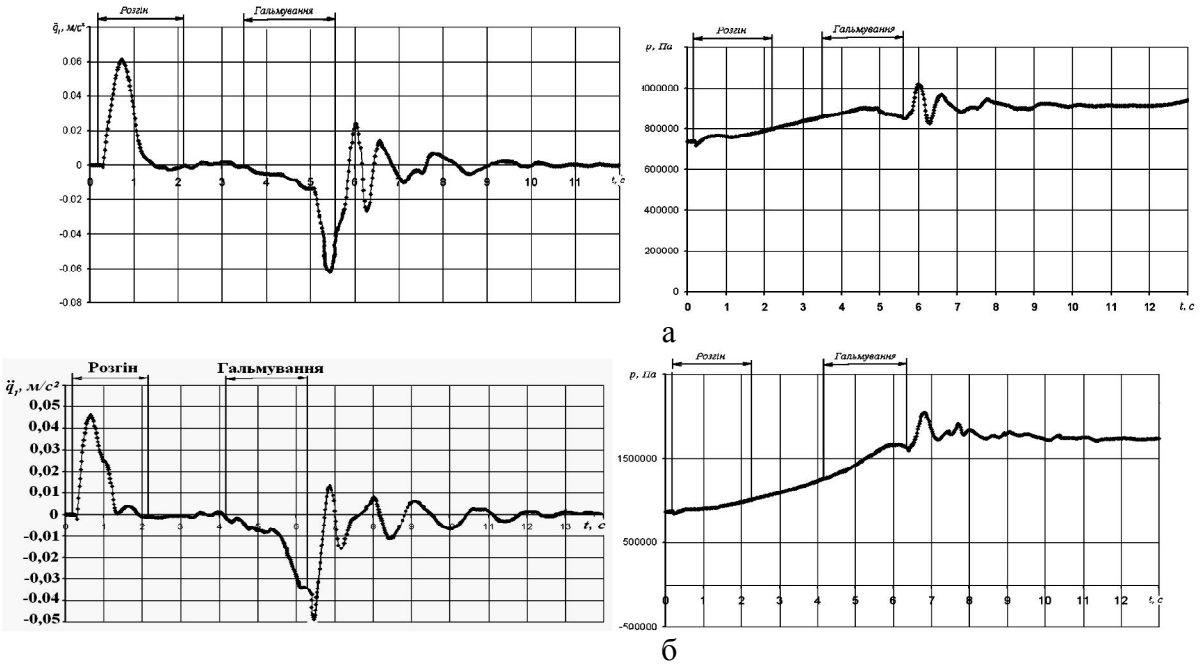
Експериментальні дослідження зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора були проведені в два етапи. На першому етапі досліджувались параметри руху за зміни вильоту стрілової системи при русі підйомного гідроциліндра зі швидкістю, яка пропорційна швидкості натурного крана-маніпулятора. На другому етапі досліджувався рух підйомного гідроциліндра на підвищених швидкостях. Розгін стріли фізичної моделі крана-маніпулятора здійснювався з кута підйому 20 градусів, що відповідає положенню підйомного гідроциліндра 534 мм. На кожному з етапів експериментального дослідження проводились досліди по 5 серій кожний.



а

б

Рисунок 3 – Результати експериментальних досліджень експериментальної установки крана-маніпулятора за неоптимального режиму руху гідроциліндра підйому стріли: а – без вантажу; б – з вантажем 9,2 кг



а

б

Рисунок 4 – Результати експериментальних досліджень експериментальної установки крана-маніпулятора за оптимального режиму руху гідроциліндра підйому стріли: а – без вантажу; б – з вантажем 9,2кг

На першому етапі досліджень підйом стріли здійснювався з кута 20° до 41° протягом 2,2 с (час пуску), тобто із середньою швидкістю повороту 9,54 град/с. Другий етап експериментальних досліджень полягає в перевірці ефективності роботи золотника з дросельними щілинами на підвищених швидкостях руху стрілової системи. На цьому етапі дослідження періоди пуску та гальмування приймались однаковими з тривалістю 1с. Щоб збільшити вибіг, рух виконувався з крайніх положень, а середня швидкість повороту при цьому дорівнювала 26,2 град/с.

Зібраний масив експериментальних даних оброблено за допомогою комп'ютерних програм MathCAD та Excel [10]. Для регресійного аналізу використано систему MathCAD, зокрема використано функції regress та loess, якими виконано поліноміальну регресію за даними прискорення, котра в подальшому інтегрується за часом для отримання функцій швидкості та переміщення і порівняння їх з теоретичними кривими.

На рис. 3 та 4 зображено графічні залежності отриманих даних вимірювання для першого етапу експериментальних досліджень.

За отриманими експериментальними даними прискорення, визначені характеристики зміни швидкості та переміщення привідної ланки стрілової системи (рис. 5 та 6).

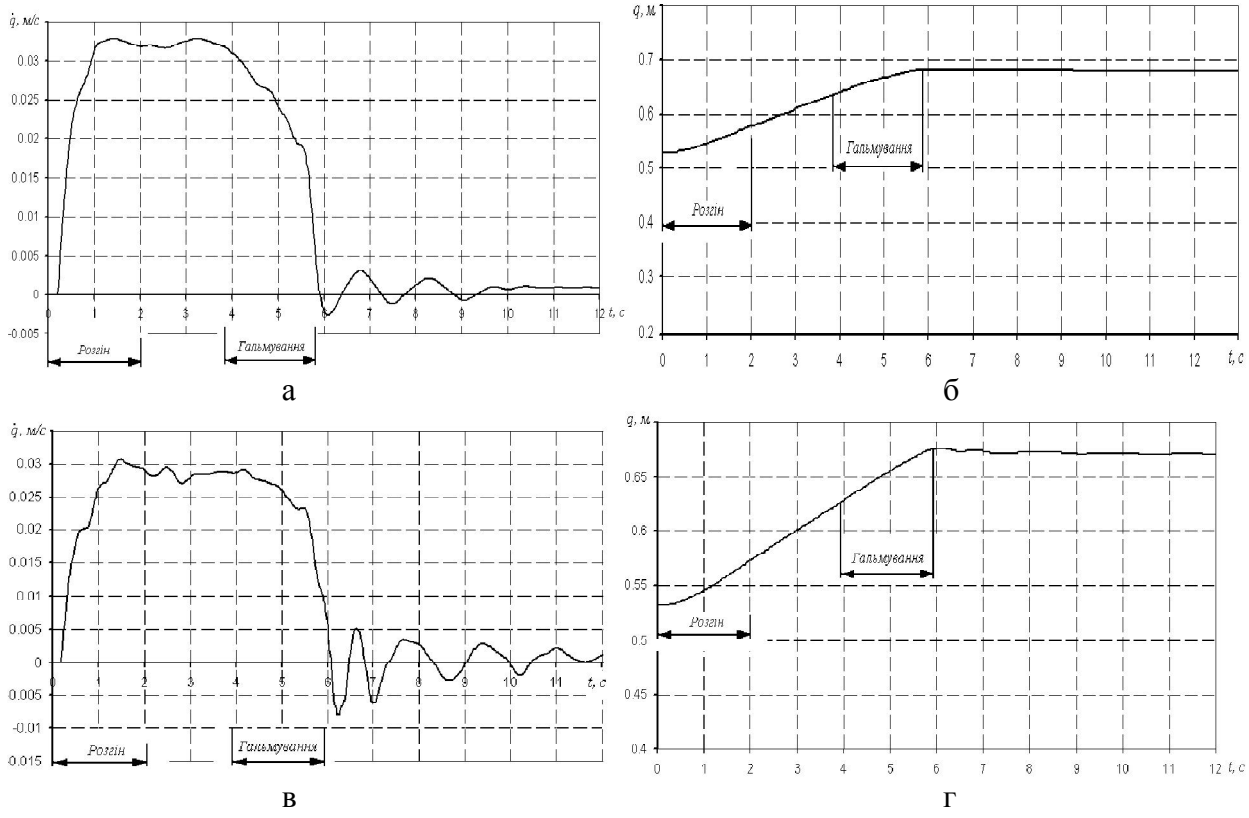


Рисунок 5 – Графіки швидкості штока привідного гідроциліндра (а, в) та його переміщення (б, г) при неоптимальному керуванні для експериментів без вантажу (а, б) та з вантажем (в, г)

Проаналізуємо отримані графіки. Аналізуючи графіки швидкості штока привідного гідроциліндра при неоптимальному режимі руху (рис. 5) відмітимо, що протягом періоду пуску виникає стрімке збільшення швидкості, яке змінюється нерівномірно та призводить до її відхилення від номінального значення в період усталеного руху. Це викликано, насамперед, коливаннями металоконструкції стріли та вантажу, що створює додатковий опір пересуванню поршня привідного гідроциліндра. Аналіз графіків прискорення та тиску в напірній порожнині привідного гідроциліндра за неоптимального режиму руху (рис. 3) показує, що механізм приводу стріли протягом своєї роботи працює у важкому режимі, оскільки привідна ланка має великі пускові та гальмівні прискорення (відповідно 0,08…0.11 м/с^2 – при пуску та 0.11…0.15 м/с^2 – при гальмуванні). Відмітимо також те, що

гальмівні прискорення перевищують значення пускових на 50…80%, при цьому відбувається 30% перевантаження тиску

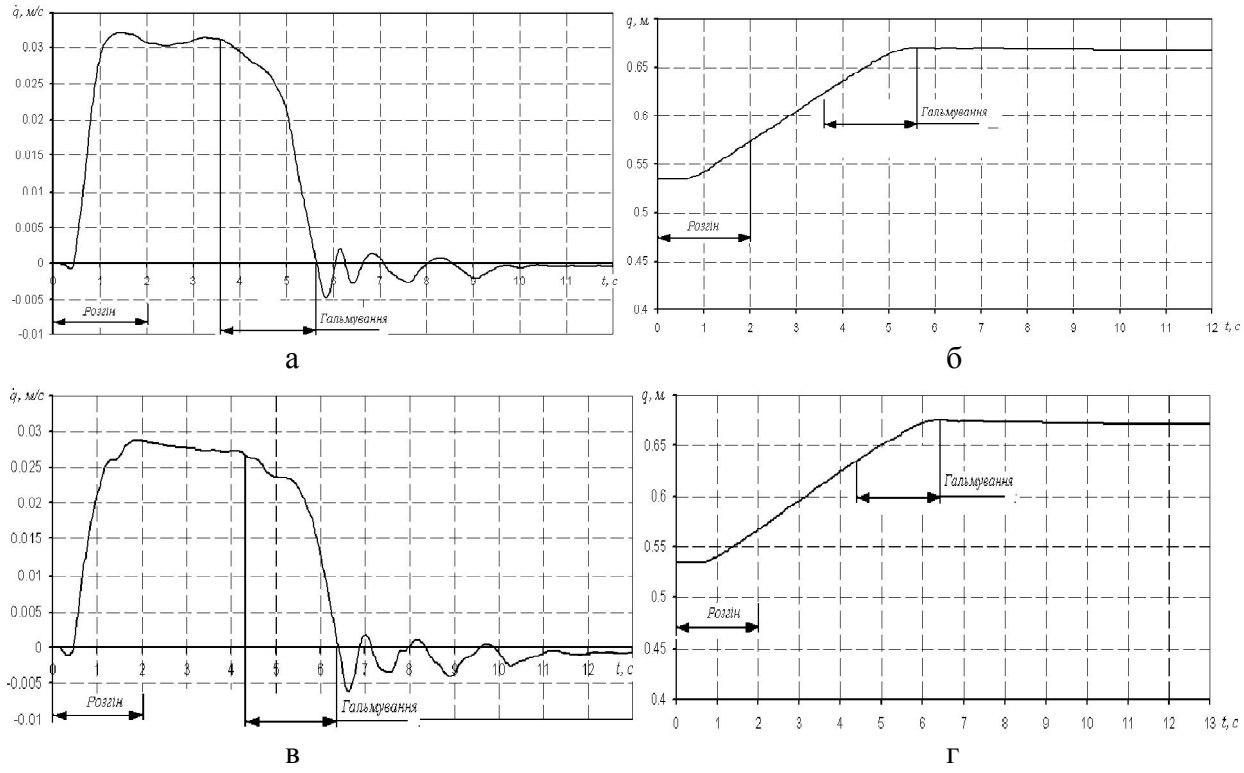
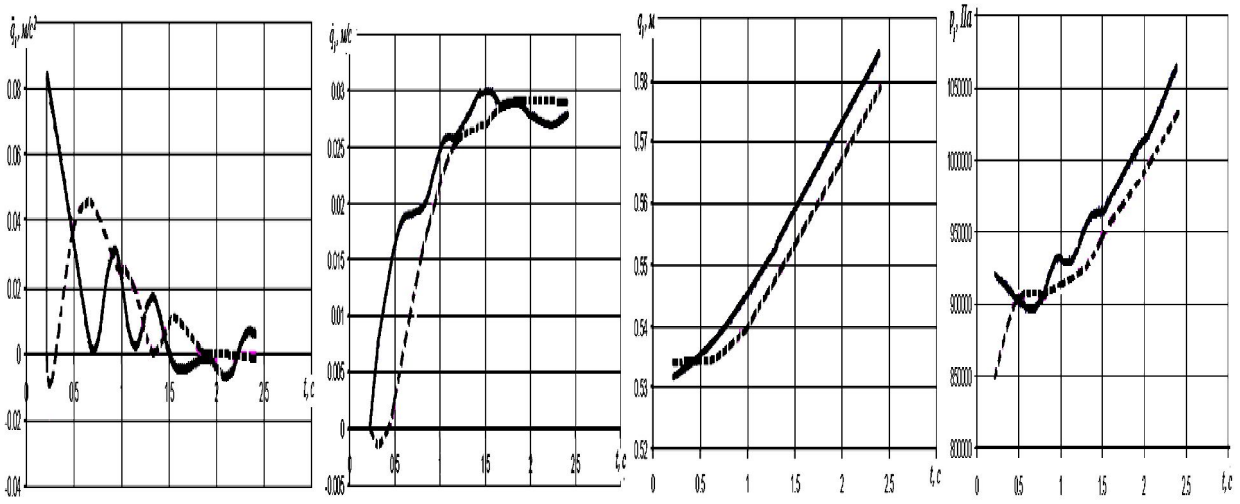


Рисунок 6 – Графіки швидкості штока привідного гідроциліндра (а, в) та його переміщення (б, г) при оптимальному керуванні для експериментів без вантажу (а, б) та з вантажем (в, г)

З отриманих даних характеристик руху штока підйомного привідного гідроциліндра стріли крана-маніпулятора при його русі за оптимальним режимом, відмітимо, що спостерігається більш плавна його робота. В момент пуску за оптимального режиму руху відбувається поступова плавна зміна прискорення штока привідного гідроциліндра.

Дослідження роботи експериментальної установки крана-маніпулятора за оптимальним режимом руху гідроциліндра підйому стріли, показали, що в періоди його пуску та гальмування також виникають динамічні навантаження, проте вони значно менші, так як прискорення привідної ланки змінюється плавно від нульового значення до свого максимуму і від максимуму до мінімуму. З графіків прискорення (рис. 4) видно, що за роботи експериментальної установки крана-маніпулятора на оптимальних режимах руху, мінімізуються та зникають коливання її металоконструкції під час руху та по його завершенню. Модулі максимальних прискорень штока підйомного гідроциліндра за оптимального режиму його руху в період пуску складають 0,045…0,08 м/с^2, а в період гальмування – 0,05…0,053 м/с^2. Отже, окрім того, що прискорення привідної координати стрілової системи крана-маніпулятора за оптимальним режимом руху змінюється плавно, воно ще має менші максимальні значення за модулем. Порівнянням тривалостей перехідних процесів стріли крана-маніпулятора при оптимальному режимі руху та неоптимальному, встановлена можливість скоротити робочий час стрілової системи на 40…49% за один цикл переміщення. Крім цього, дослідженні оптимальні режими руху дали можливість на 20…25% знизити динамічні навантажень в системі гідроприводу.

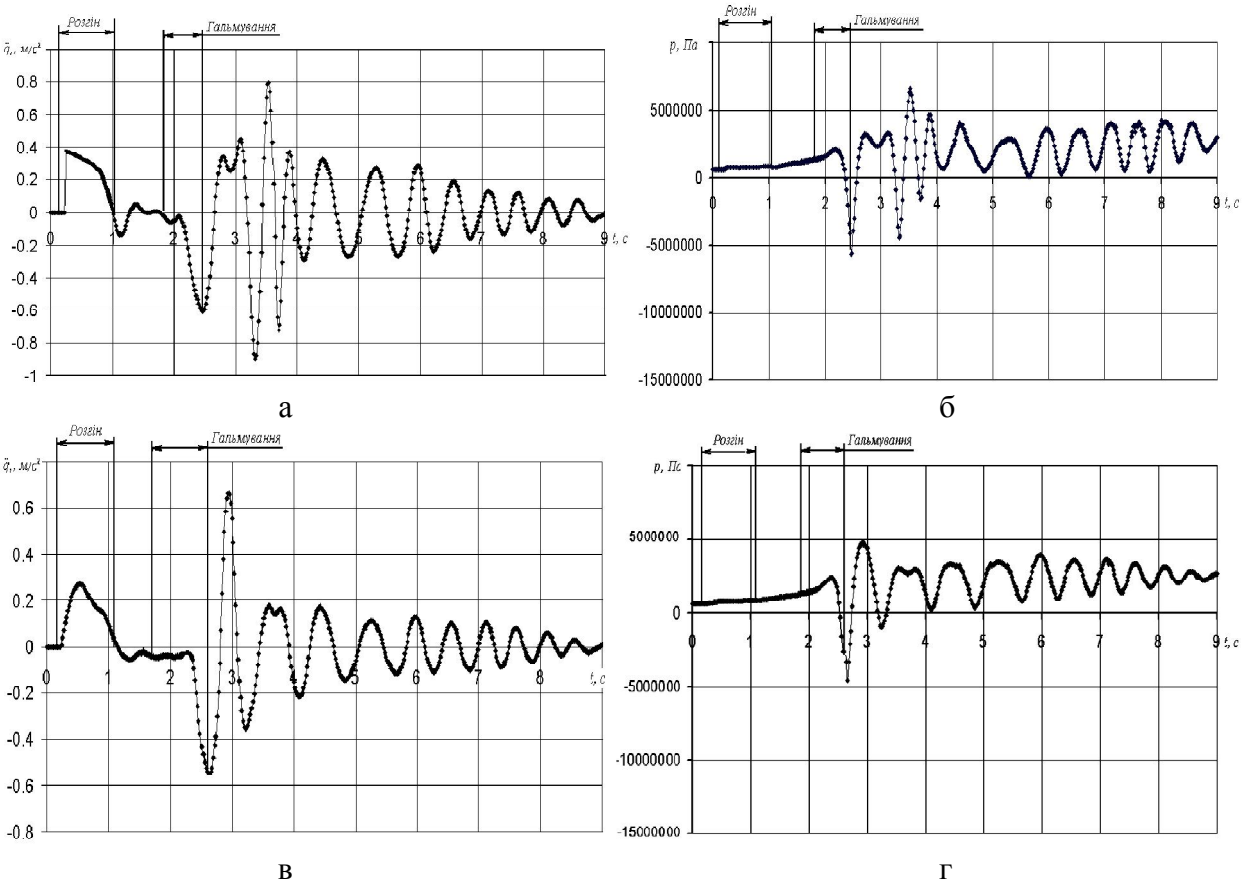
Проведено порівняння динамічних характеристик руху стрілової системи крана-маніпулятора при неоптимальному та оптимальному режимах руху, які представлено у виді графічних залежностей на рис. 7.



а б в г

– неоптимальний режим руху; – оптимальний режим руху

Рисунок 7 – Графіки експериментальних даних зміни прискорення (а), швидкості (б), переміщення (в) привідної ланки та тиску робочої рідини в напірній порожнині привідного гідроциліндра стріли (г)



а б

в г

Рисунок 8 – Графіки зміни прискорення (а, в) штока привідного гідроциліндра та тиску (б, г) в його напірній магістралі за неоптимального (а, б) та оптимального (в, г) керування (рух відбувається з крайнього положення підйомного гідроциліндра з наступною конфігурацією приводних координат $q_{1n} = 0{,}445$м, $q_2 = 0{,}461$м, $q_3 = 0$м)

За приведеними графіками встановлено, що коефіцієнт динамічності неоптимального режиму пуску під час зміни вильоту стріли знаходиться в межах

7,73…8,07, а оптимального – 4,95…5,58 (крайні значення відповідають руху з вантажем і без вантажу відповідно).

За оптимального режиму руху стрілової системи по завершенню одного циклу переміщення зменшується на 23…46% час затухання залишкових коливань, за рахунок чого на одному циклу переміщення економиться близько 2…3 с часу, що компенсує збільшення циклу переміщення на 0,7 с при оптимальному режимі руху. Усе це в цілому підвищує продуктивність крана-маніпулятора.

Для порівняння ефективності роботи золотників із дросельними проточками, досліджено роботу шарнірно-зчленованої стрілової системи крана-маніпулятора на підвищених швидкостях руху. На рис. 8 зображені графіки зміни прискорення штока привідного гідроциліндра підйому стріли та тиску в його напірній магістралі при зміні вильоту вантажу масою 9,2 кг за роботи лише даного гідроциліндра на підвищеній швидкості руху.

Приведені графіки показують, що за оптимального керування на підвищених швидкостях руху, при пуску системи відбувається плавна зміна прискорення від нульового значення до максимального (0,28 м/с^2), на відміну від неоптимального режиму – де така зміна відсутня і прискорення набуває миттєво максимальне пускове значення (0,398 м/с^2). Відмітимо також те, що за оптимального режиму пуску максимальне пускове прискорення на 29% менше від прискорення при неоптимальному режимі пуску. При гальмуванні стрілової системи мають місце коливання металоконструкції та вантажу, які гасяться гідросистемою крана-маніпулятора протягом тривалого періоду. Такі коливання присутні як при неоптимальному, так і при оптимальному режимах руху, проте за оптимального режиму гальмування величина амплітуди зміни прискорення в середньому на 30…33% нижча (амплітуди залишкових коливань прискорення становлять 0,19…0,2 м/с^2 при оптимальному режимі руху та 0,28…0,3 м/с^2 при неоптимальному). З отриманого аналізу можна зробити висновок, що на підвищених швидкостях роботи стрілової системи крана-маніпулятора є позитивний ефект від впровадження золотникового розподільника, що дозволяє виконувати керування привідними гідроциліндрами за оптимальними режимами руху.

Висновки. Представлені результати експериментальних досліджень оптимізації режимів руху крана-маніпулятора, показали виникнення під час його роботи значних прискорень та сил на привідній ланці. За неоптимальних режимів роботи стрілової системи експериментальної установки крана-маніпулятора такі динамічні характеристики руху набувають значних величин та створюють коливання в робочому обладнанні. Виконуючи керування потоком робочої рідини за допомогою золотникового розподільника, створюються оптимальні режими руху стрілової системи крана-маніпулятора. За оптимальних режимів руху крана-маніпулятора зменшуються динамічні навантаження та коливання в його стріловій системі й гідроприводі.

Проведені дослідження показали, що використовуючи дросельні проточки на робочих поверхнях золотника розподільника керування крана-маніпулятора за його роботи, можна зменшити величини динамічних прискорень на 20….51% та скоротити час залишкових коливань металоконструкції стріли та вантажу на 50%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Волков Д. П. Надежность строительных машин и оборудования / Д. П. Волков, С. Н. Николаев. – М. : Высшая школа, 1979. – 400 с.

2. Алексеева Т. В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин / Т. В. Алексеева. – М. : Машиностроение, 1966. – 148 с.

3. Попов Д. А. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. А. Попов. – М. : Машиностроение, 1977. – 423 с.

4. Блюмин С. В. Гидропривод в механизмах подъема-опускания строительных и дорожных машин / С. В. Блюмин // Строительные и дорожные машины. – 1974. – № 1. – С. 15-16.

5. Смирнов О. А. Определение времени полного перемещения золотников распределителей с сервоуправлением / О. А. Смирнов, В. П. Савельев // Строительные и дорожные машины. – 1984. – № 7. – С. 20-21.

6. Григоров О. В. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин / О. В. Григоров, В. С. Ловейкін. – К., 1997. – 262 с.

7. Ловейкін В. С. Визначення оптимальних режимів руху маніпулятора за процес пуску (гальмування) під час роботи за однієї з узагальнених координат / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2009. – № 73. – С. 35-42.

8. Ловейкін В. С.Оптимізація режиму пуску висувної рукояті крана-маніпулятора під час горизонтального переміщення вантажу з урахуванням його коливань / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2010. – № 73. – С. 3-8.

9. Ловейкін В. С. Синтез фізичної моделі крана-маніпулятора з гідроприводом на транспортному засобі / В. С. Ловейкін, Є. В. Горбатюк, Д. О. Міщук // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції (м. Херсон, 23-25 травня 2011 р.). – Херсон: Видавництво ХДМІ, 2011. – С. 147-154.

10. Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в MathCad / Е. Г. Макаров. – СПб. : Питер, 2005. – 445 с.

Ловейкин В.С., Горбатюк Е.В., Мищук Д.О. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА С ГИДРОПРИВОДОМ

Рассмотрена экспериментальная установка крана-манипулятора с гидроприводом для исследований с определением динамических нагрузок на ее рабочем оборудовании. Приведены результаты экспериментальных исследований.

Ключевые слова: манипулятор, эксперимент, динамика манипулятора.

Loveykin V.S., Gorbatyuk E.V., Mishchuk D.O. RESULTS OF EXPERIMENTAL INVESTIGATION OPTIMIZATION OF MOVEMENT CRANE WITH HYDRAULIC

The experimental setting of faucet-manipulator is considered fluid-operated for bringing researches over from determination of the dynamic loadings on its working equipment. The results of experimental researches are presented.

Keywords: manipulator, experiment, dynamics of manipulator.

УДК 621.825.5

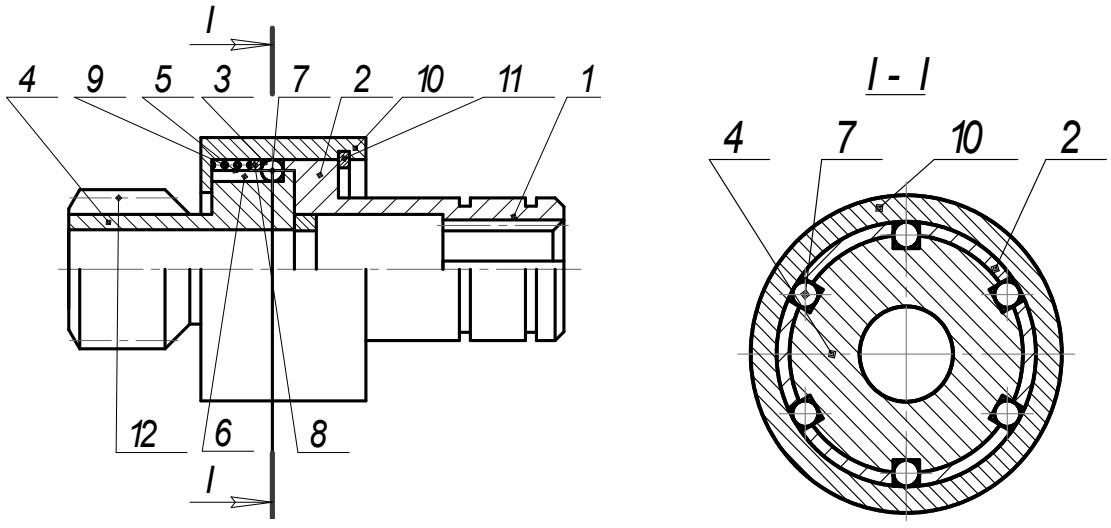
ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДАХ З КУЛЬКОВИМИ ОБГІННИМИ МУФТАМИ

Малащенко В.В.
Національний університет «Львівська політехніка»,
Куновський Г.П.
Бурштинський енергетичний коледж

Розглянуто принцип роботи та визначено максимальні навантаження нової кулькової обгінної муфти привода серійного стартера технічних засобів, що обладнані двигунами внутрішнього згорання. Наведено аналітичні залежності для визначення обертального моменту, який виникає під час неусталеного режиму його роботи.
*Ключові слова***:** *муфта, кулькова обгінна муфта, муфта вільного ходу.*

Вступ. У механічних приводах стартерів різноманітних транспортних засобів застосовуються механізми односторонньої дії. Основною особливістю їх є те, що їхні вали автоматично з'єднуються на початку запуску та роз'єднуються, якщо основний двигун запустився. Це здійснюють обгінні муфти, які передають енергію двигуна традиційно за рахунок тертя заклинених між поверхнями напівмуфт роликів [1-4]. Але вони схильні до проковзування чи навіть буксування під час перевантажень і особливо взимку. Це спонукало розроблення кулькових обгінних муфт, що передають обертальний момент двигуна стартера за рахунок зачеплення кульок з боковими поверхнями пазів напівмуфт [5-15]. Такі нові технічні рішення створюють деяку специфіку дослідження динамічних явищ, що мають місце в кінематичному ланцюгу технічної системи з кульковими обгінними муфтами. Певні дослідження у цьому напрямку на сьогодні проведені в роботах [16-21].

Актуальність роботи. Актуальність виконаних досліджень полягає в тому, що залишається потреба у підвищенні точності визначення навантажувальної здатності основних елементів нової кулькової муфти вільного ходу, яка може застосовуватися у стандартних стартерах двигунів внутрішнього згорання різноманітних транспортних засобах.



а) б)

Рисунок 1 – Конструкція кулькової обгінної муфти стартера автомобілів: *а* – загальний вигляд; *б* – переріз *I-I* загального вигляду муфти

Метою роботи є визначення дійсного значення максимального навантаження нової кулькової обгінної муфти з урахуванням динамічних явищ, які виникають під час неусталених режимів роботи (на другому етапі вмикання), тобто в кінці повного вмикання муфти і набуття нею максимального обертального моменту стартера.

Виклад основного матеріалу У роботі розглядається одна із запатентованих кулькова обгінна муфта стартера транспортних засобів, що наведена на рис. 1. Вона складається із: ведучої напівмуфти – 1, що має фланець – 2 з пазами – 3; веденої напівмуфти – 4, що має циліндричну поверхню – 5 з пазами – 6; кульок – 7, що розміщені в цих пазах; натискного кільця – 8, що спирається на пружину – 9; корпуса – 10 зі стопорним кільцем – 11. Ведена напівмуфта включає в себе привідну шестірню – 12, а ведуча – внутрішні похилі пази для з'єднання з валиком ротора електродвигуна серійного стартера.

Таблиця 1 – Параметри розробленої нової кулькової обгінної муфти

Назва параметра	***Одиниці вимірювання***	***Значення параметра***
Ділильний діаметр привідної шестирні	мм	26
Діаметр кола вершин зубців		29
Діаметр кола западин		20
Модуль зубців		2,5
Кут зачеплення	град	15
Зовнішній діаметр веденої напівмуфти чи діаметр кола центрів кульок	мм	36
Діаметр кульок		6
Кількість кульок	–	6
Довжина пазів для розміщення кульок	мм	17,8
Кут нахилу пазів до твірної зовнішнього циліндра напівмуфти	град	45
Зовнішній діаметр фланця ведучої напівмуфти	мм	42
Зовнішній діаметр муфти (стакана)		48
Товщина фланця веденої напівмуфти		16
Ширина корпуса (стакана) муфти		30
Робоча ширина корпуса		24
Товщина фланця ведучої напівмуфти		11,5
Глибина пазів ведучої напівмуфти		5

Цикл функціонування муфти, подібно до традиційних роликових, поділяється на чотири характерні етапи: вкочування кульок в пази веденої напівмуфти; повне зачеплення кульок пазами веденої напівмуфти (робочий хід); викочування кульок з пазів веденої напівмуфти; ковзання кульок по торцю веденої напівмуфти (холостий хід). Другий етап (стан) муфти є більш навантаженим тому, що це є явно виражений неусталений режим, у кінці якого ймовірні поштовхи чи навіть удари. Дослідженню динамічних явищ, що мають місце під час вкочування кульки в паз веденої напівмуфти присвячена ця робота.

Таблиця 2 – Основні показники серійного стартера СТ230-Д4

Параметри	***Одиниці виміру***	***Чисельні значення***
Корисна потужність стартера, P	кВт	1,50
Швидкість обертання якоря, ω_1	рад/с	417,66
Частота обертання якоря, n	об/хв	4000
Обертальний момент, T	Н·м	3,6
Максимальний момент, T_{max}	Н·м	20

Основні параметри запропонованої муфти наведені в табл. 1, за якими виготовлено дослідний, що показав бездоганне функціонування у складі серійного автомобільного стартера, параметри якого наведено в табл. 2.

Принцип роботи такої муфти є очевидним із рис. 1, де неважко бачити, що робочій і холостий її режими безпосередньо залежать від відносного розташування кульок в пазах напівмуфт. Якщо кульки займають крайнє ліве положення, то передача муфтою обертального моменту неможлива. Кульки знаходяться в пазах тільки веденої напівмуфти та проковзують по торцю ведучої напівмуфти, тобто наступає холостий хід і муфта функціонує як звичайний підшипник. Це відбувається тоді, коли ведуча напівмуфта змінить напрям руху чи зупиниться, а ведена – продовжує рухатись. Це початок роботи основного двигуна внутрішнього згорання після його запуску, коли зубчастий вінець маховика стає ведучим, а електродвигун стартера вимкнено. Виникає потреба у розмиканні кінематичний ланцюг стартерного привода.

Цей процес набуває надзвичайної ваги для випадків частих (наприклад, транспортні системи) вмиканнях, коли кінематичний ланцюг стає більш схильним до динамічних перевантажень і вимагає проведення ретельного аналізу коливних явищ.

На сьогодні відомі дослідження нових конструкцій кулькових обгінних муфт у статичній постановці [16-21], а деякі з них розроблені взагалі на рівні тільки патентів [5-15], що очевидно недостатньо для неусталених режимів роботи, особливо зі збільшенням робочих швидкостей.

Під час розв’язку задачі доцільно припускати таке: вмикання муфти відбувається всіма кульками одночасно; контактуючі робочі деталі є абсолютно жорсткими та пов’язані між собою невагомими пружними ланками; втрати енергії на тертя кульки під час вмикання є малими та ними можна знехтувати.

Прийняті припущення уможливлюють використати розрахункову схему (рис. 2), яка є подібною до відомої [19].

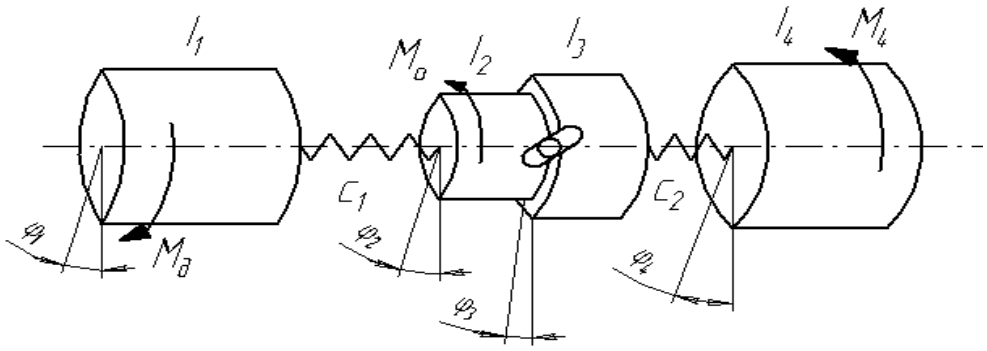


Рисунок 2 – Динамічна розрахункова схема привода з кульковою обгінною муфтою

Якщо покласти, що обертальний момент під час другого етапу набуває свого максимального значення, то тоді математична модель руху мас матиме такий вигляд:

$$I_3\ddot{\varphi}_3 + C_2(\varphi_3 - \varphi_4) = M_{\max}\,;\; I_4\ddot{\varphi}_4 - C_2(\varphi_3 - \varphi_4) = -M_4\,, \qquad (1)$$

де I_3 і I_4 – зведені моменти інерції відповідних мас; φ_3, φ_4 – кути повороту цих мас; C_2 – зведена жорсткість невагомої пружної ланки; M_{max} і M_4 – рушійний і момент опору системи.

У кінці процесу вкочування, коли кулька наблизиться до периферійного кінця паза веденої напівмуфти, частина системи, що включає маси зі зведеними моментами I_1 і I_2, рухаються як одне ціле, тобто на масу зі зведеним моментом інерції I_3 діє обертальний момент M_{max} з початковою швидкістю.

Розв'язок системи (1) за відомими методами зводиться до вигляду

$$\varphi_5 = A_1 \sin k_1 t + B_1 \cos k_1 t + \frac{M_{\max} I_4 + M_4 I_3}{C_2 (I_3 + I_4)}, \qquad (2)$$

якщо $k_1^2 = \frac{C_2 (I_3 + I_4)}{I_3 I_4}$; $\varphi_5 = \varphi_3 - \varphi_4$ – пружна деформація другої ланки, що має жорсткість C_2 (рис. 2).

Відлік часу проводиться від початку руху веденої півмуфти, тому маємо [19]:

$$\text{при } t=0;\ \varphi_5 = \varphi_{\max} = \frac{(M_\partial I_2 + M_0 I_1)k}{C_1 (I_1 + I_2)} \sin kt. \qquad (3)$$

Параметри, що входять у рівняння (3), наведені на рис. 2.

Використовуючи початкові умови (3), із рівняння (2) визначаються сталі інтегрування: $A_1 = 0$; $B_1 = \frac{2(M_\partial I_2 + M_0 I_1)}{C_1 (I_1 + I_2)} - \frac{M_{\max} I_4 + M_4 I_3}{C_2 (I_3 + I_4)}$

та деформація пружної ланки з жорсткістю C_2, що змінюється за закономірністю:

$$\varphi_5 = (\varphi_3 - \varphi_4) = \left[\frac{2(M_\partial I_2 + M_0 I_1)}{C_1 (I_1 + I_2)} - \frac{M_{\max} I_4 + M_4 I_3}{C_2 (I_3 + I_4)} \right] \cos k_1 t + \frac{M_{\max} I_4 + M_4 I_3}{C_2 (I_3 + I_4)}. \qquad (4)$$

Максимальні динамічні навантаження в кінці другого етапу неусталеного режиму роботи кулькової обгінної муфти визначаються із рівняння (4) і мають такий вигляд

$$M_{\max 2} = \frac{2(M_\partial I_2 + M_0 I_1) C_2}{(I_1 + I_2) C_1}. \qquad (5)$$

Із рівняння (4) можна визначити час, на протязі якого навантаження набуде свого максимального значення. Це відбувається тоді, коли перший його член буде мати максимальне значення, тобто коли $cosk_{1t}=1$, або $k_{1t} = n\pi$, де n = 2,4,6,8 (будь-яке парне число).

У випадку, коли $\cos k_1 t = -1$, маємо $k_1 t = i\pi$, де i = 1,3,5… Тоді із загального рівняння (4) одержимо деформацію другої пружної ланки

$$\varphi_5 = 2\left(\frac{M_{\max} I_4 + M_4 I_3}{C_2 (I_3 + I_4)} - \frac{M_\partial I_2 + M_0 I_1}{C_1 (I_1 + I_2)} \right), \qquad (6)$$

а динамічні максимальні навантаження

$$M_{дин} = 2\left[\frac{M_{\max} I_4 + M_4 I_3}{I_3 + I_4} - \frac{(M_\partial I_2 + M_0 I_1) C_2}{C_1 (I_1 + I_2)} \right]. \qquad (7)$$

Із проведеного аналізу пружної системи випливають такі **висновки:**

1. Отримані аналітичні вирази мають важливе теоретичне значення тим, що розширяють знання стосовно динамічних явищ приводів з новими кульковими обгінними муфтами.

2. Отримані в роботі вирази мають істотне практичне значення тим, що уможливлюють проведення кількісної оцінки значень пружних деформацій (6) і динамічних навантажень (7) приводів з подібними муфтами, які функціонують під час неусталених режимів.

3. Результати проведених досліджень є важливим підгрунтям для подальшої роботи стосовно вдосконалення механічних приводів різноманітних транспортних засобів, що оснащуються обгінними муфтами.

Напрямки подальших досліджень розроблених муфт:

1. Транспортні засоби із двигунами внутрішнього згорання.
2. Навантажувальна здатність робочих поверхонь елементів муфт.
3. Спрацювання робочих поверхонь муфт і вплив на неї режиму експлуатації транспортного засобу.
4. Точність і час спрацьовування муфт.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ДСТУ 2278-93. Муфти механічні. Терміни та визначення.
2. Заблонский К. И. Детали машин / К. И. Заблонский – К. : Вища школа, Главное изд., 1999. – 518 с.
3. Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В. О. Малащенко. – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
4. Малащенко В. О. Кулькові механізмі вільного ходу / [В. О. Малащенко, П. М. Гащук, О. І. Сороківський, В. В. Малащенко]. – Львів : Новий Світ-2000, 2012. – 212 с.
5. А.с. № 17916442AI, МКИ F16D41/06. Обгонная муфта / Малащенко В. А., Калинин С. Г., Петренко П. Я. ; БИ № 4, 1993. – 2 с.
6. А.с. № 1698520, МКИ F16D41/06. Обгонная муфта / Малащенко В. А., Рябов В. Г. ; БИ № 42, 1991. – 3 с.
7. Пат. 28884А Україна, МКИ F16D41/06. Кулькова муфта вільного ходу / Малащенко В. О., Сороківський О. І. ; Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.
8. Пат. 29068А Україна, МКИ F16D41/06. Конічна обгінна муфта / Малащенко В. О., Петренко П. Я., Сороківський О. І. ; Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.
9. Пат. 32809А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта / Малащенко В. О., Петренко П. Я., Сороківський О. І. ; Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.
10. Пат. 45667А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта / Малащенко В. О., Павлище В. Т., Петренко П. Я., Сороківський О. І. ; Опубл. 15.04.2002. Бюл. № 4.
11. Патент № 66514А Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта / Гащук П. М., Малащенко В. В., Сороківський О. І. ; Опубл. 2004. Бюл. № 5.
12. Патент № 77435 Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта / Гащук П. М., Малащенко В. В., Сороківський О. І. ; Опубл. 2006. Бюл. № 12.
13. Патент № 30362 Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта / Малащенко В. В. ; Опубл. 2008. Бюл. № 4.
14. Патент № 53354А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта / Куновський Г. П., Кравець І. Є., Малащенко В. О., Сороківський О. І. ; Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 1.
15. Патент № 64104 Україна, МКИ F16D43/00. Запобіжна муфта / Малащенко В. О., Малащенко В. В. ; Опубл. 2011. Бюл. № 20.
16. Гащук П. М. Застосування кулькових обгінних муфт у транспортних засобах / П. М. Гащук, В. В. Малащенко, О. І. Сороківський // Тези доповіді. Науковий семінар «Проблеми та перспективи розвитку підйомно-транспортних машин». – Тернопіль, 2007. – С. 13.
17. Гащук П. М. Вплив геометричних параметрів на час вмикання кулькових обгінних муфт стартерів транспортних засобів / П. М. Гащук, В. В. Малащенко, Г. Г. Сахро // Підйомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ, 2006. – № 2. – С. 6-11.
18. Гомішін Я. Volnobezna gulekova spojka / Я. Гомішін, В. О. Малащенко, О. І. Сороківський // Strojarstvo Strojirenstvi. – 2001. – № 12.
19. Кравець І. Є. Покращення ефективності системи захисту від перевантажень та інтенсивного спрацювання приводу млинів барабанного типу / О. І. Кравець // Дис. канд. техн. наук – 05.02.02. – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2007. – 143 с.

20. Malaschtchenko V. Vol'nobezna qulbekova spojka / V. Malaschtchenko, J. Homuschin, O. Sorokivskiy // Strojarstvo Srojirenstvi. – 2001. – № 12. – C. 56-58.

21. Malaschtchenko V. The Selection of Parameters of a Coaster Ball clutch and Recommendation for its Construction / V. Malaschtchenko, O. Sorokivskiy // Transactions of the Universities of Kosicl. – 2002. – № 2. – C. 1-6.

Малащенко В.В., Куновский Г.П. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В МЕХАНИЧЕСКСКИХ ПРИВОДАХ С ШАРИКОВЫМИ ОБГОННЫМИ МУФТАМИ

Рассмотрено принцип работы и определены максимальные нагрузки новой шариковой обгонной муфты привода серийного стартера технических средств, которые оборудованы двигателями внутреннего сгорания с учетом колебательных явлений упругой системы. Приведены аналитические зависимости для определения максимального вращающего момента, который возникает при переходных режимах роботы.

Ключевые слова: муфта, шариковая обгонная муфта, муфта свободного хода.

Malashenko, V.V., Kunovskj G.P. DYNAMIC LOADS IN MEHANICHESKSKIH BALL DRIVE WITH FREE WHEEL

The principle of the robots and determined the maximum load of the new ball freewheel drive serial starter facilities that are equipped with internal combustion engines, taking into account the vibrational effects of the elastic system. Analytical dependence for determining the maximum torque, which occurs when transients robots.

Keywords: coupling, ball overrunning clutch, freewheel.

УДК 621.01.(075.8)

ПРИНЦИП ПЕРЕДАВАННЯ ЕНЕРГІЇ ДВИГУНІВ ІНЕРЦІЙНО-ФРИКЦІЙНИМИ МУФТАМИ ТА ЇХ АНАЛІЗ

Малащенко В.О.
Національний університет «Львівська політехніка»,
Федорук В.А., Стрілець В.М.
Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

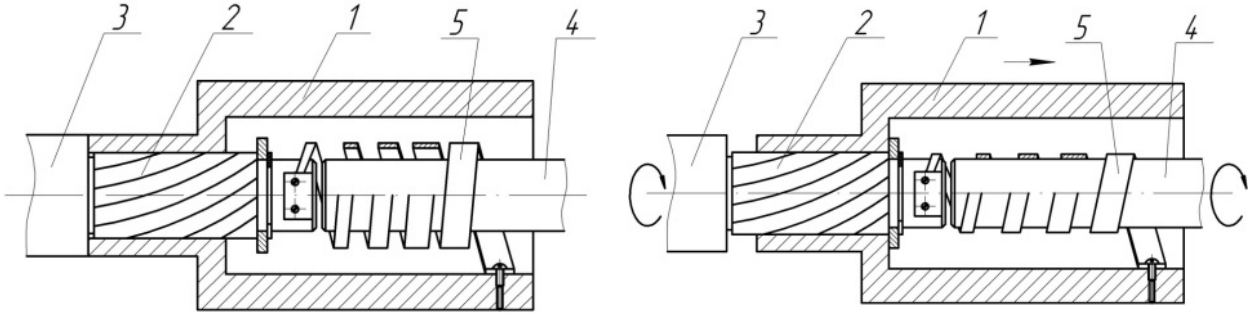
Описано будову та принцип роботи нових інерційно-фрикційних муфт з проведенням попереднього аналізу умов і необхідних параметрів для надійного їх вмикання та вимикання під час різних режимів роботи. Запропоновано методику проектування таких муфт з урахуванням особливостей процесу керування без відповідного механізму.
Ключові слова: інерційні муфти, муфти, передача енергії.

Вступ. Муфти, які широко застосовуються в приводах механізмів керування різноманітних транспортних засобів, повинні бути простіші у керуванні та будові. Цим вимогам у більшій міри відповідають нові інерційно-фрикційні муфти з пружними елементами типу гвинтових пружин кручення або елементів з підвищеною масою.

Актуальність роботи. Спрощення процесу керування будь-яким транспортним засобом, а особливо швидкохідним з доведенням його до автоматичного з'єднання та роз'єднання кінців валів, є вельми актуальною задачею загального машинобудування.

Метою роботи є підвищення технічних характеристик муфт стосовно автоматичного керування ними процесом з'єднання та роз'єднання кінців валів і передавання енергії двигунів до робочого органу, яке можна здійснювати за рахунок використання інерційності маси ведучої напівмуфти під час зміни її швидкості руху, а також спрощення пружних муфт шляхом виключення з їх конструкцій ведених напівмуфт.

Виклад основного матеріалу. Для розв'язування поставленої задачі виконано аналіз принципу роботи керованих муфт, які обов'язково мають механізми керування. Прагнення позбавитись від їх недоліків сприяло створенню нових інерційно-фрикційних муфт на основі розробленого способу передачі обертального моменту [8]. Основою таких муфт є пружні елементи типу гвинтових пружин кручення, які за рахунок інерційності маси ведучої напівмуфти закручуються та з'єднують ведучу напівмуфту безпосередньо з веденим валом. Суттєвою особливістю таких є те, що на веденому валу відсутня напівмуфта, а пружина кручення одночасно виконує демпфуючі функції.



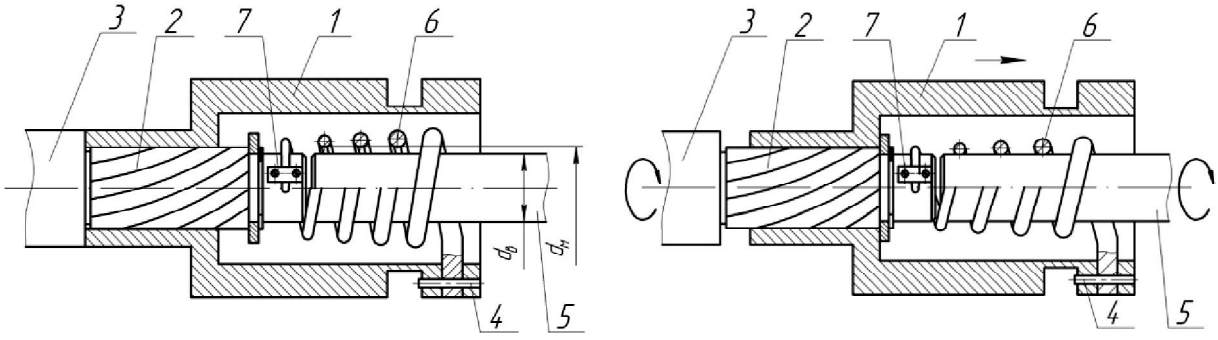
а) б)

Рисунок 1 – Муфта інерційно-фрикційна пружна із змінним прямокутним перетином пружного елемента: *а* – неробоче положення; *б* – робоче положення

Муфта інерційно-фрикційна пружна, що наведена на рис. 1 складається із: рухомої втулки-стакана – 1, яка встановлена на косих шліцах – 2. Шліці виконані безпосередньо на кінці ведучого вала – 3, при чому нахил шліців є протилежним напряму обертання ведучого вала. До цього кінця ведучого вала кріпиться одним кінцем з найменшою

шириною поперечного перетину пружина кручення – 5, а другим кінцем з найбільшою шириною поперечного перетину вона закріплена до веденого вала – 4. Навивка гвинтової пружини кручення виконана в напряму нахилу косих шліців ведучого вала, тобто також у протилежному напряму його обертання.

Подібну до рис. 1 конструкцію має муфта інерційно-фрикційна із змінним круглим перетином пружного елемента (рис. 2). Вона складається з рухомої втулки-стакана – 1, встановленої на косих шліцах – 2, виконаних на ведучому валу – 3 в сторону протилежну напряму його обертання. До втулки закріплена штифтом – 4 кінцем з найбільшим діаметром циліндрична пружина – 6 зі сторони веденого вала – 5, а другим кінцем з найменшим діаметром дроту вона закріплена на ведучому валу за допомогою пластини – 7. Навивка циліндричної пружини виконана в напряму нахилу косих шліців до твірної циліндричного кінця ведучого вала. Для покращення контакту пружини з поверхнею веденого вала на її внутрішній поверхні виконана проточка діаметром $d_м$ більшим за максимальний діаметр вала $d_в$.



а) б)

Рисунок 2 – Муфта інерційно-фрикційна пружна із змінним круглим перетином пружного елемента: *а* – неробоче положення; *б* – робоче положення

Принцип роботи муфт (рис. 1 і 2) абсолютно подібний і є очевидним із рисунків. У неробочому стані масивна втулка-стакан знаходиться у крайньому лівому положенні, а пружний елемент – у вільному стані та не доторкається до поверхні веденого вала. На початку руху ведучого вала втулка відстає від його у обертовому русі, тому по шліцах рухається у осьовому напрямі праворуч, розтягуючи пружину, яка одночасно закручується ведучим валом і притискається до поверхні веденого вала. При цьому між пружним елементом і поверхнею веденого вала виникає сила тертя, яка сприяє передаванню енергії між валами. Робочому режиму сприяє також і пружний елемент, що має змінний поперечний перетин. Це пом'якшує процес вмикання та вимикання нових інерційно-фрикційних муфт.

За подібним принципом, тобто з використанням інерційності мас окремих елементів, розроблено конструкції муфт для транспортних засобів, приміром, автомобілів. Характерніші із них наведені на рис. 3 і 4. Муфта зчеплення інерційно-фрикційна однодискова (рис. 3) складається з ведучого натискного диска – 1 з упорним підшипником кочення – 2, встановленого на циліндричній поверхні – 3 корпуса – 4, співвісно ведучому валу – 5 закріпленого на маховику – 6 за допомогою шліцьового з'єднання – 7, зв'язаного через підпружинені силовими пружинами розтягування – 8 з важелями – 9, шарнірно закріплені на кронштейні – 10, який встановлений на циліндричній поверхні корпуса з можливістю повороту навколо нього, одне плече яких контактує з ведучим натискним диском, а інше через тягу – 11 з'єднане з інерційним диском – 12, який зв'язаний з циліндричною поверхнею корпуса через косе шліцьове з'єднання – 13, шліци якого виконані під кутом до осі ведучого вала в напряму протилежному його обертання, та веденого диска – 14 з фрикційними накладками – 15 і – 16, з'єднаного через шліцьове з'єднання – 17 з веденим валом – 18. Силові пружини розтягування закріплені на осі – 19

важеля та осі – 20 кронштейна так, що їх поздовжні осі при не ввімкненій муфті знаходяться під кутом до перпендикулярної до осі вала радіальної осі кронштейна по правий бік, а при ввімкненій – по лівий, що забезпечує фіксацію інерційного диска і ведучого натискного диска відповідно в холостому або робочому положеннях. Муфта закрита кожухом – 21.

Принцип роботи цієї муфти такий. До початку обертання ведучого вала вона знаходиться в розімкнутому стані. При обертанні ведучого вала з частотою холостого ходу сили пружності силових пружин розтягу через важелі утримують інерційний диск і ведучий натискний диск у початковому стані. Зі збільшенням частоти обертання ведучого вала інерційний диск під дією сили інерції своєї маси, яка стає більшою сил пружності силових пружин розтягу, за допомогою косого шліцьового з'єднання на циліндричній поверхні корпуса, зміщується в сторону веденого диска. При цьому, одночасно з інерційним диском, в сторону веденого диска на шліцах корпуса зміщується і ведучий натискний диск, на який через упорний підшипник кочення і важелі, закріплені на кронштейні, діє сила інерції маси інерційного диска. В момент руху інерційного диска та ведучого натискного диска силові пружини розтягу переходять перпендикулярну до осі вала радіальну вісь кронштейна і ведучий натискний диск входить у контакт з правою фрикційною накладкою веденого диска, а при подальшому переміщенні ведучого натискного диска, ліва фрикційна накладка – з боковою поверхнею маховика, тобто між ведучим натискним диском, маховиком та фрикційними накладками веденого диска виникають сили тертя, які приводять в обертальний рух ведений диск, а через нього та шліцьове з'єднання – ведений вал.

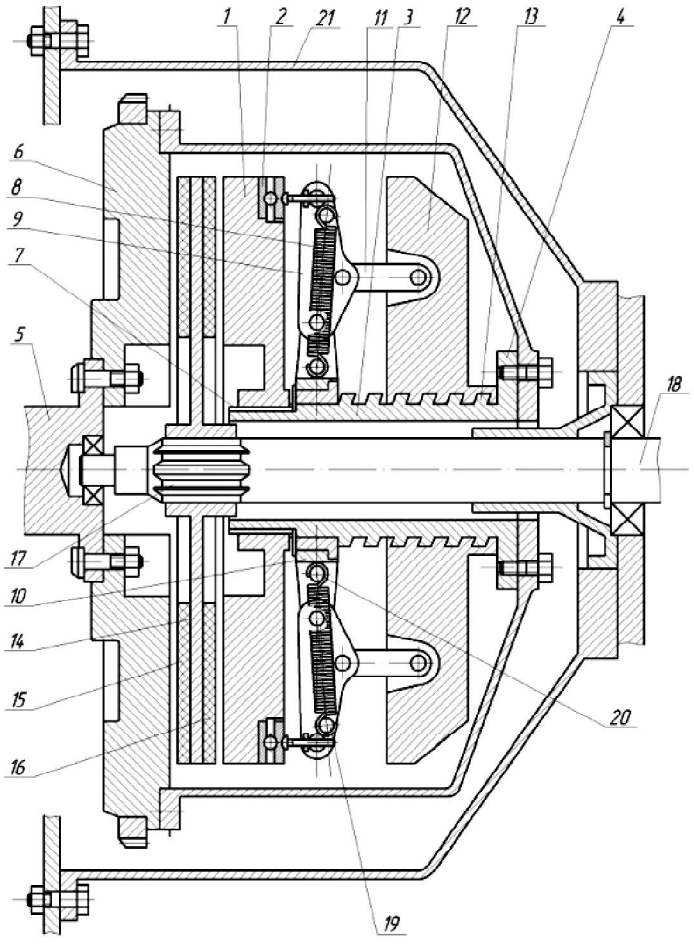


Рисунок 3 – Муфта зчеплення інерційно-фрикційна однодискова

Силові пружини розтягу фіксують ведучий натискний диск в робочому положенні та забезпечують передачу обертального моменту від ведучого до веденого вала. В процесі

роботи муфти, за рахунок сил пружності силових пружин розтягу, компенсується спрацювання фрикційних накладок веденого диска та забезпечується передача енергії двигуна з частотами обертання валів у межах від холостих до робочих режимів.

Для роз'єднання муфти ведучому валу, на дуже короткий проміжок часу, надається частота обертів більша частоти обертів, з якими він обертається в даний момент, а далі різко вони зменшується. При різкому зменшенні обертів ведучого вала інерційний диск під дією сили інерції своєї маси, пересилюючи сили пружності силових пружин розтягу, зміщується в сторону від веденого диска і через важелі фіксується пружинами в неробочому положенні. Завдяки цьому між фрикційними накладками веденого диска та поверхнями маховика і ведучого натискного диска виникають зазори і муфта роз'єднує кінці валів.

Муфта зчеплення автоматична інерційно-фрикційна, що наведена на рис. 4, за конструкцією та принципом роботи подібна до попередньої. Вона відрізняється від неї тільки специфічним виконанням важелів і розміщенням тяг, що істотно покращує технічні та експлуатаційними характеристиками стосовно надійності вмикання та вимикання муфти. Детальний опис її будови наводити тут немає потреби, він є в [10].

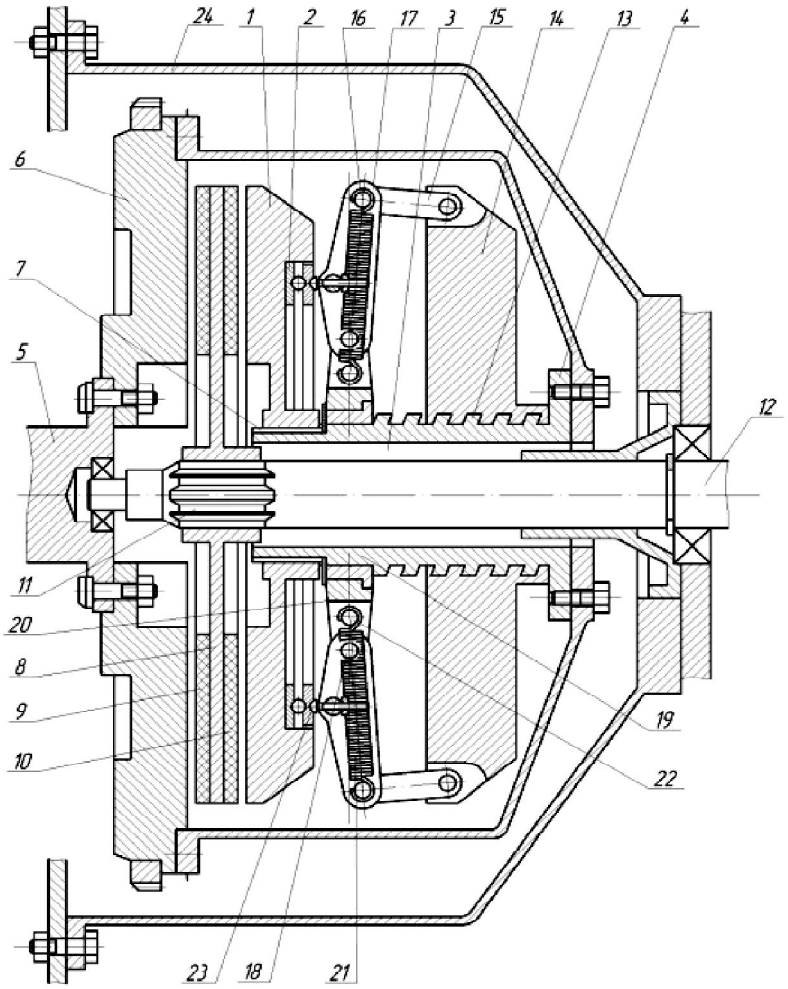


Рисунок 4 – Муфта зчеплення автоматична інерційно-фрикційна покращених характеристик

Основною відмінністю запропонованих муфт є те, що вони забезпечують автоматичне їх вмикання і вимикання без механічного механізму керування та передачу енергії двигуна до робочого органу на робочому і холостому ходу ведучого вала шляхом використання інерційності мас елементів муфт, що покращує їхні експлуатаційні і технологічні характеристики. Зрозуміло, що основними вимогами до конструкцій таких пристроїв вважаються якість керування муфтою зчеплення і особливо на режимах початкового руху і розгону автомобіля, стабільність робочих характеристик муфти та

надійність в роботі. Одним з основних режимів роботи автоматичної муфти зчеплення є процес з'єднання двигуна з його трансмісією на початку руху машини.

Приміром [7], процес зрушення з місця автомобіля описується диференціальним рівнянням

$$J_{\text{а}} \frac{\text{d}\omega_{\text{а}}}{\text{d}t} = \text{M}_{\text{зч}} - \text{M}_0, \qquad (1)$$

де J_a – момент інерції рухомих мас автомобіля; $\frac{\text{d}\omega_{\text{а}}}{\text{d}t}$ – кутове прискорення первинного вала коробки передач; $M_{зч}$ – момент сил тертя муфти зчеплення; M_0 – приведений до первинного вала коробки передач момент опору руху автомобіля.

Із (1) видно, що для розрахунку параметрів муфти, потрібно мати значення основних чинників двигуна та машини в цілому, тобто тоді не важко установити закон зміни моменту тертя поверхонь дотику муфти зчеплення в функції кутової швидкості колінчастого вала $M_{зч} = f(w)$. А за умовою плавності зрушення та розгону потрібно знати закон зміни моменту тертя муфти зчеплення в часі $M_{зч} = f(t)$. Тому, щоб проаналізувати процес зрушення машини, потрібно побудувати графік залежності кутової швидкості первинного вала коробки передач w_a від часу, тобто $w_a = f(t)$. Для цього використовують залежність обертального моменту двигуна $M_д$ від кутової швидкості його вала w у вигляді графіків, які отримують при випробовуваннях двигунів на стендах при усталених режимах обертання колінчастого вала.

Неусталений режим роботи двигуна описується рівнянням таким

$$J \frac{\text{d}\omega}{\text{d}t} = \text{M}_{\text{д}} - \text{M}_{\text{зч}}, \qquad (2)$$

де J – зведений до колінчастого вала момент інерції рухомих мас двигуна.

Звичайно, для отримання точніших розрахунків, необхідно на стенді визначити еквівалентний момент інерції двигуна $J_{екв}$ при миттєвому ступінчастому відкриванні дросельної заслінки, вимірюючи при цьому кутове прискорення двигуна $\frac{\text{d}\omega}{\text{d}t}$ тому, що на практиці під час розгону двигуна прискорення зазвичай менше за розрахункове (2).

У подальшому послідовність аналізу така. Для розв'язування (1) необхідно знати $M_{зч}=f(t)$, тому попередньо визначається $w = f(t)$ з рівняння (2) для заданих характеристиках двигуна $M_д = f(w)$ та моменту сил тертя в автоматичній муфті зчеплення $M_{зч} = f(w)$. Підставивши отримане значення $w = f(t)$ в $M_{зч} = f(w)$, визначається $M_{зч} = f(t)$, що необхідно для розв'язку рівняння (1) і визначення закономірності зміни кутової швидкості первинного вала коробки передач в часі.

Відтак, за викладеною методикою можна установити основні закономірності, які визначають процес зрушення автомобіля з місця з автоматичною муфтою зчеплення.

Тепер можна визначити час вмикання автоматичної муфти зчеплення $t_{вмк}$, тобто той відрізок часу, на протязі якого відбувається проковзування її поверхонь тертя і кутова швидкість первинного вала коробки передач w_a збільшується до кутової швидкості колінчастого вала двигуна w

$$t_{вмк} = t_p + t_o, \qquad (3)$$

де t_p – час розгону машини, на протязі якого відбувається збільшення кутової швидкості w_a від нуля до кутової швидкості колінчастого вала двигуна w_1; t_o – час, на протязі якого в автоматичній муфті зчеплення обертальний момент збільшується від нуля до величини M_0. Ці відрізки часу легко розрахувати за відомою методикою [1, 7], де наведено аналітичний вираз для аналізу роботи сил тертя в муфті при зрушенні автомобіля з місця, який є дійсним для даного випадку

$$A_т = \int_0^{t_{вмк}} (w - w_a)dt. \quad (4)$$

Окрім того, при проектуванні автоматичної інерційно-фрикційної муфти зчеплення доцільно також використати залежність між швидкістю руху автомобіля і кутовою швидкістю первинного вала коробки передач за умови відсутності проковзування поверхонь тертя в муфті

$$V_a = 3,6 r_k w_a / i_к i_0, \quad (5)$$

де $i_к$, i_0 – передаточні числа вищої та головної передач коробки; r_k – радіус колеса автомобіля.

За умови запобігання проковзування поверхонь тертя в муфті при мінімальній швидкості автомобіля $w_1 = w_a$. Тоді з урахуванням цієї умови з (5) визначається кутова швидкість колінчастого вала w_1

$$w_1 = V_a \, i_к i_0 / 3,6 r_k. \quad (6)$$

За відомим значенням w_1 із характеристики двигуна $M_д = f(w)$, визначається максимальний обертальний момент $M_{зч} = M_1$, який може бути реалізований муфтою на початку руху. Для цього потрібна умова $M_1 > M_д$.

Важливою особливістю інерційно-фрикційних муфт є те, що вони мають одну і ту ж характеристику $M_{зч} = f(w)$ на всіх передачах коробки передач. Це потрібно враховувати під час їх проектування.

Із розроблених конструкцій муфт і попереднього їх аналізу випливають таки **висновки:**

1. На етапі проектування автоматичної інерційно-фрикційної муфти зчеплення необхідно вирішувати таких проблем: досягнення в них максимального моменту тертя на початку руху, що сприяє задовільній динаміки розгону транспортного засобу; забезпечення зрушення його з місця при значному опорі руху M_0, а також запобігання проковзування поверхонь тертя в муфті під час русу на вищих передачах з малими швидкостями v_a.

2. Для вирішення цих проблем необхідно, щоб характеристика автоматичної інерційно-фрикційної муфти зчеплення $M_{зч} = f(w)$ мала петлю гістерезису, яка є наслідком сухого тертя в муфті зчеплення. Вона зменшує ймовірність проковзування поверхонь тертя в муфті зчеплення при русі машини на вищих передачах з малими швидкостями v_a.

3. Однак при цьому слід враховувати, що при широкій петлі гістерезису можливе не повне вимикання муфти зчеплення під час гальмування транспортного засобу до повної його зупинки.

4. Результати виконаної роботи є важливим підрунтям для подальших досліджень стосовно покращення експлуатаційних характеристик автоматичних інерційно-фрикційних муфт та провадження їх у приводах транспортних засобів.

Напрямки подальших досліджень розроблених муфт:

1. Динаміка транспортного засобу із трансмісією оснащеною інерційно-фрикційною муфтою без механізму керування.

2. Методи аналізу умов функціонування інерційно-фрикційних муфт.

3. Точність вмикання та вимикання муфт і вплив на це режиму експлуатації транспортного засобу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Автомобильный справочник. – М. : ЗАО «КЖИ». За рулем, 2004. – 992 с.

2. Анурьєв В. И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3 т. / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1979-1982. – Т. 1. – 728 с. ; Т. 2. – 559 с. ; Т. 3. – 557 с.

3. Иванов Е. А. Муфты приводов / Е. А. Иванов – М. : Машгиз, 1959. – 348 с.

4. Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В. О. Малащенко – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2006. – 196 с. ; 2009. – 208 с.

5. Малащенко В. О. Кулькові механізми вільного ходу / [В. О. Малащенко, П. М. Гащук, О. І. Сороківський, В. В. Малащенко] – Львів : Новий Світ-2000, 2012. – 212 с.

6. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин / В. Т. Павлище – К. : Вища школа, 1993. – 556 с. ; Львів : Афіша, 2003. – 558 с.

7. Румянцев Л. А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений / Л. А. Румянцев – М. : «Машиностроение», 1975. – 176 с.

8. Пат. 81687 Україна, МПК F16D13/00, F16D43/00. Спосіб передачі крутного моменту та фрикційна муфта для здійснення способу / Картузов А. О., Бутенко О. К., Старченко А. Г. ; заявник і власник патенту Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. Янгеля».– a200601787; заявл. 20.02.06; опубл. 25.01.08. Бюл. № 4.

9. Пат. 54454 Україна, МПК F16D13/00, F16D43/00. Спосіб передачі крутного моменту муфтою / Федорук В. А., Стрілець В. М., Федорук М. Л., Бондарчук Б. В. ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – u201005421; заявл. 05.05.10; опубл. 10.11.10. Бюл. № 21.

10. Пат. 69505 Україна, МПК F16D13/00, F16D13/38, F16D13/52, F16D43/00. Муфта зчеплення інерційно-фрикційна дискова / Малащенко В. О., Федорук В. А., Стрілець В. М., Гнатюк Д. Ю.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – u201113912; заявл. 25.11.11; опубл. 25.04.12

Малащенко В.А., Федорук В.А., Стрелец В.Н. ПРИНЦИП ПЕРЕДАЧИ ЭНЕРГИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ИНЕРЦИОННО-ФРИКЦИОННЫМИ МУФТАМИ И ИХ АНАЛИЗ

Рассмотрено устройство и принцип действия новых инерционно-фрикционных муфт с выполнением предварительного анализа условий и необходимых параметров для надежного их включения и выключения вовремя любых режимов роботы. Предложено методику проектирования этих муфт с учетом особенностей процесса управления без соответствующего механизма.

Ключевые слова: инерционные муфты, муфты, передача энергии.

Malashenko V.O., Fedoruk V.A., Strilets V.M. PRINCIPLE OF ENERGY TRANSFER ENGINE-friction MUFTAMY INERTIAL AND ANALYSIS

We describe the structure and principle of the new inertia-friction clutches of conducting a preliminary analysis of conditions and parameters necessary to secure their power on and off during different modes of operation. The method of designing such couplings in view for process control without a mechanism.

Keywords: inertial couplings, clutches, the transfer of energy.

УДК 621.762.

АКУСТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРНО-ЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЛЕЙ И СПЛАВОВ

Морозов Б.И.
Херсонська державна морська академія

Предложен акустический метод исследования и оценки физико-механических и технологических свойств материалов, который является одним из показателей оценки качества эксплуатационных свойств металла, определяющих его назначения и практическую направленность. Доказано существование корреляционной связи пределов прочности и текучести с резонансной частотой стали 45.
Ключевые слова: свойства материалов, сталь, акустический метод.

Актуальность темы. Алюминиевые сплавы подвергаются закалке с целью получения пересыщенного твердого раствора, из которого при последующем старении выпадает мелкодисперсная фаза, упрочняющая сплав. Возникающие при этом изменения структуры сопровождаются изменением физико-механических и акустических свойств, исследование которых может служить средствам изучения кинетики их старения и прогнозирования получаемых свойств.

Анализ публикаций по проблеме диагностики и оценки технологических свойств материалов показывает, что изменение скорости распространения ультразвуковых колебаний по мере искусственного старения образца имеет такой же характер, что и изменение твердости, которая может служить характеристикой степени распада твердого раствора. Однако реализация метода измерения скорости ультразвука является довольно сложной практической задачей и не может быть осуществлена в промышленных условиях [1-4]. Известен также, акустический метод исследования структурно-чувствительных характеристик материала основанный на изменении коэффициента затухания ультразвуковых колебаний и установлении зависимостей между коэффициентом затухания, прочностными свойствами сталей и температурой старения алюминиевых сплавов, однако ее характер различен, что требует построения серии тарировочных зависимостей для разных составов и марок материала. К тому же изменение коэффициента затухания носит скачкообразный характер, что затрудняет использование этого параметра как однозначной характеристики степени распада твердого раствора, поэтому разработка метода изучения структурно-чувствительных характеристик сталей и сплавов является важной научной и практической задачей.

Цель работы – исследовать структурно-чувствительные характеристики сталей и сплавов методом ультразвуковой спектросскопии.

Изложение основного материала. Одним из наиболее перспективных направлений повышения информативности акустического контроля механических свойств материалов является метод ультразвуковой спектроскопии, основанный на анализе частотного спектра ультразвукового сигнала, прошедшего через образец. В ультразвуковой спектроскопии при построении схем технической диагностики необходимо использовать пьезопреобразователи с широкой полосой пропускания. Для этого они должны иметь высокую собственную частоту и низкую добротность. Перечисленные рекомендации были учтены при разработке методики измерений. В контролируемом образце возбуждались непрерывные ультразвуковые колебания. Излучателем ультразвуковых колебаний и их приемником служили прямые искательные головки к ультразвуковому дефектоскопу. Излучающий пьезопреобразователь соединялся с генератором высокой частоты типа Г3-41, а приемный - с милливольтметром В3-38. Частота напряжения генератора измерялась частотомером Ч3-33. Образец вместе с головками

помещался в иммерсионную ванну с водой. Регистрировался акустический спектр прошедшего сигнала в виде частотной зависимости амплитуды этого сигнала. В излучающей головке возбуждались ультразвуковые колебания постоянной амплитуды, их частота плавно менялась в диапазоне 1800-2400 кГц. При этом через каждый 1 кГц измерялась амплитуда прошедшего сигнала. При резонансе колебательной системы, состоящей из пьезопреобразователей, образца и слоев иммерсионной жидкости между головками и образцом, наблюдался максимум амплитуды прошедшего сигнала. Сдвиг положения амплитудных максимумов в акустическом спектре вследствие старения образца служил характеристикой степени распада твердого раствора.

Исследованию подвергались цилиндрические образцы диаметром 35 мм и длиной 50,00±0,01 мм, изготовленные из одного прутка. Закалка их производилась в воде при комнатной температуре после трехчасовой выдержки при температуре 530±5 °С. Затем образцы подвергались естественному старению при комнатной температуре в течение 10 суток. Искусственное старение осуществлялось ступенчато путем изотермической выдержки образцов в течение 10 ч при температурах 140, 170, 180, 190, 230, 270 °С. После естественного старения и каждой ступени искусственного старения помимо акустических измерений проводились измерения твердости HRB и удельной электропроводности γ образцов.

На рис. 1 приведены зависимости положений амплитудных максимумов амплитудно-частотных характеристик образцов от температуры старения. Указаны средние значения и 90%-ные доверительные интервалы резонансных частот, вычисленные с использованием распределения Стьюдента по результатам измерений акустических спектров трех одинаковых образцов.

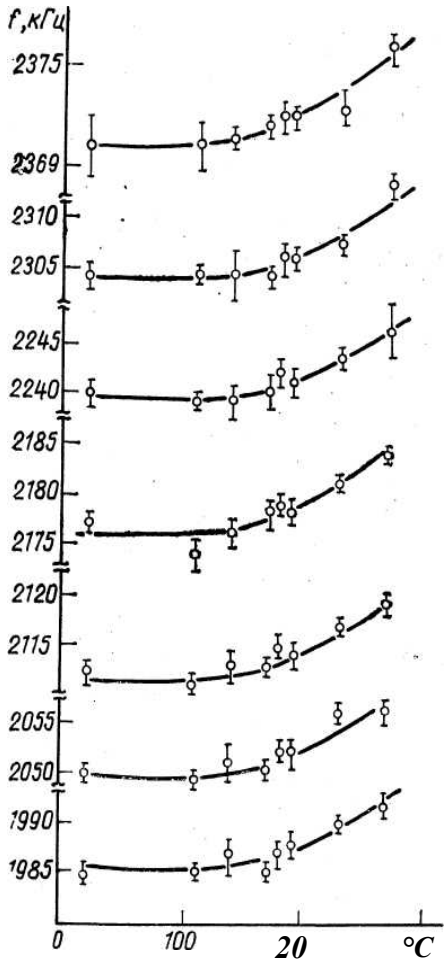


Рисунок 1 – Зависимость положения максимумов амплитуды в акустическом спектре резонатора от температуры старения алюминиевого сплава АК 4-1

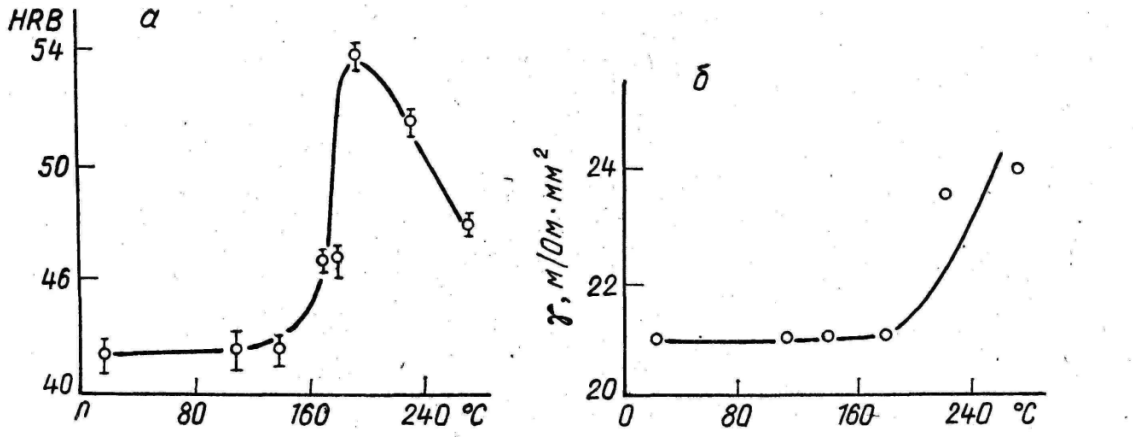


Рисунок 2 – Зависимость твердости (а) и электропроводности (б) от температуры старения

Средние значения и 90%-ные доверительные интервалы твердости найдены при измерении ее значений в разных зонах сечения тех же образцов, для которых получены данные акустических измерений. Еще одним подтверждением справедливости предположения о том, что смещение положения амплитудных максимумов вызвано распадом твердого раствора, служит возрастание электропроводности при повышении температуры старения выше 200 °С (рис. 2 б), что также свидетельствует о коагуляции выделившихся частиц метастабильной фазы.

В работе выполнены параллельные измерения скорости распространения ультразвука в образцах из стали 45 и механические измерения их пределов прочности σ_B и текучести $\sigma_{0,2}$. Измерения проводили на цилиндрических образцах диаметром $25\,мм$ и длиной $40\,мм$. Для получения разных значений σ_B и $\sigma_{0,2}$ образцы группировали по три штуки и подвергали термообработке при $810-840^{\circ}$ в течение $10\,ч$ с последующим охлаждением на воздухе. Результаты измерений по каждой группе усредняли.

Результаты приведены на рис. 3 и 4. Чтобы установить между результатами измерений корреляционную зависимость, подсчитывали их коэффициент корреляции: для связи $f_{рез}$ и σ_B по формуле

$$r_1 = \frac{m\sum_{i=1}^{m} f_{pi}\sigma_{Bi} - \sum_{i=1}^{m} f_{pi} \sum_{i=1}^{m} \sigma_{Bi}}{\sqrt{\left[m\sum_{i=1}^{m} f_{pi}^2 - \left(\sum_{i=1}^{m} f_{pi}\right)^2\right] - \left[m\sum_{i=1}^{m} \sigma_{Bi}^2 - \left(\sum_{i=1}^{m} \sigma_{Bi}\right)^2\right]}},$$

для связи $f_{рез}$ и $\sigma_{0,2}$ по формуле

$$r_2 = \frac{m\sum_{i=1}^{m} f_{pi}\sigma_{0,2i} - \sum_{i=1}^{m} f_{pi} \sum_{i=1}^{m} \sigma_{0,2i}}{\sqrt{\left[m\sum_{i=1}^{m} f_{pi}^2 - \left(\sum_{i=1}^{m} f_{pi}\right)^2\right] - \left[m\sum_{i=1}^{m} \sigma_{0,2i}^2 - \left(\sum_{i=1}^{m} \sigma_{0,2i}\right)^2\right]}},$$

где $m-$количество образцов; $f_{pi}-$резонансная частота $i-$го образца; σ_B и $\sigma_{0,2}-$ его пределы прочности и текучести.

Как показали расчеты, $r_1 = 0{,}47$, $r_1 = 0{,}49$. Заключение о связи между исследуемыми величинами дается на основе сопоставления вычисленного значения коэффициента корреляции с его табличным значением, взятым при степенях свободы $K = m-2$. Связь эта

имеет место, если $|r| > |r_{табл}(\mathrm{P},\mathrm{K})|$, где $P-$доверительная вероятность. Для нашего случая выбирали $P = 0{,}95$. Табличное значение коэффициента корреляции для обоих случаев оказалось равными $0{,}45$.

Для построения линии регрессии мы использовали канальный метод Вернера, заключающийся в том, что через крайние верхние и нижние точки совокупности экспериментальных данных проводят прямые, строя так называемый канал, внутри которого и лежит искомая линия регрессии.

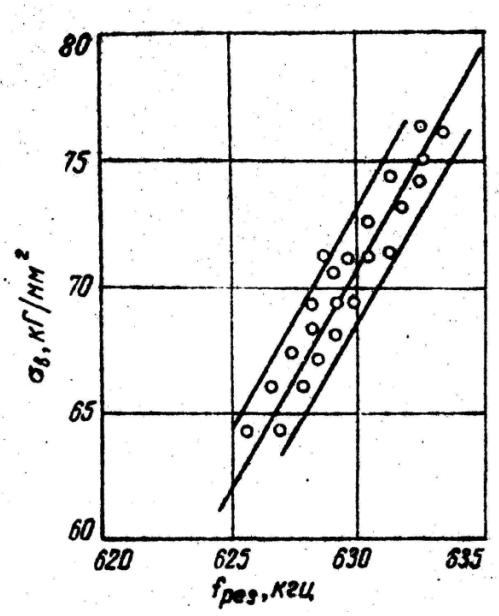


Рисунок 3 – Зависимость предела прочности образцов из стали 45 от резонансной частоты

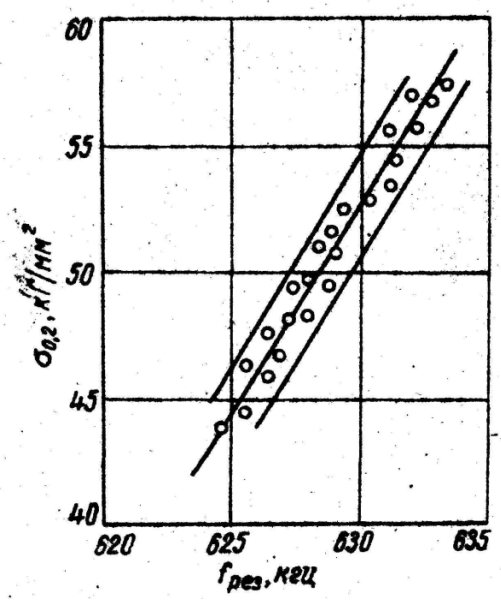


Рисунок 4 – Зависимость кажущегося предела текучести образцов из стали 45 от резонансной частоты

Среднеквадратичное отклонение полученных результатов от прямой регрессии подсчитывали по формуле

$$S = \sqrt{\frac{1}{m-1}\sum_{i=1}^{m}\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{fi}} - 1\right)^2},$$

где $m-$количество образцов; σ_i-экспериментальное значение σ_B или $\sigma_{0,2}$ $i-$го образца; $\sigma_{fi}-$значение этих величин, полученное на основе прямой регрессии. Величина ее, выраженная в процентах, равна 4,2% для $\sigma_B = \varphi(f_p)$ и 5,3% для $\sigma_{0,2} = \varphi(f_p)$.

Таким образом доказано, что корреляционная связь пределов прочности и текучести с резонансной частотой стали 45 действительно существует. Большое значение доверительной вероятности и малое значение среднеквадратичного отклонения служат основанием для возможности ультразвукового контроля на практике.

Несмотря на смещение акцентов материаловедения в сторону диагностики, оценки состояния конструкций в целом и прогнозирования возможности их эксплуатации при повышенных температурах, радиационных воздействиях и знакопеременных нагрузках, большое внимание следует уделять и вопросам приема и обработки информации, поступающей с объекта контроля, повышению ее достоверности, расширения возможности программного обеспечения и аппаратной части систем технической диагностики конструкций.

Вывод. Предложенный в работе акустический метод исследования и оценки физико-механических и технологических свойств материалов является одним из показателей оценки качества эксплуатационных свойств металла, определяющих его назначения и практическую направленность.

Установленные закономерности связей между изменением положения максимума амплитуды акустического спектра резонатора от температуры старения с аналогичными изменениям твердости и электропроводности сплава АК 4-1, получившим широкое распространение в авиационной и космической отрасли, могут служить основанием для создания эффективных методик контроля и диагностики технологических параметров при решении основных задач материаловедения по созданию новых материалов с заранее заданными свойствами.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Механіка руйнування і міцність матеріалів : Довід. посіб. / Під ред. В. В. Панасюка. – Т. 9 : Міцність і довговічність авіаційних матеріалів і елементів конструкцій / О. П. Осташ, В. М. Федірко, В. М. Учанів та ін. – Львів : Сполом, 2007. – 1068 с.

2. Бабичев С. А. Применение вейвлет анализа и нейросетевых технологий в системе диагностики и прогнозирования остаточного ресурса промышленного оборудования / С. А. Бабичев, Н. И. Бабенко, И. Ф. Погребняк, А. В. Шарко // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2010) : Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції. Том 1. – Херсон : Видавництво Херсонського державного морського інституту, 2010. – С. 116-121.

3. Бабічев С. А. Модель учета влияния сопутствующих факторов на точность определения механических характеристик металлов на основе сети Байеса / С. А. Бабічев, О. С. Бабічев, О. В. Шарко // Научно-технический и производственный журнал «Техническая диагностика и неразрушающий контроль». – К., 2009. – № 2. – С. 15-20.

4. Царенко В. К. Основи ультразвукового неруйнівного контролю : Підручник / В. К. Царенко, Ю. В. Куц. – К. : НТУУ «КПІ», 2010. – 448 с.

Морозов Б.І. АКУСТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРНО-ЧУТЛИВИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЛЕЙ І СПЛАВІВ

Запропоновано акустичний метод дослідження і оцінки фізико-механічних та технологічних властивостей матеріалів, який є одним з показників оцінки якості експлуатаційних властивостей металу, що визначають його призначення і практичну спрямованість. Доведено існування кореляційного зв'язку меж міцності та текучості з резонансною частотою сталі 45.

Ключові слова: властивості матеріалів, сталь, акустичний метод.

Morozov B.I. ACOUSTIC STUDIES OF STRUCTURE-SENSITIVE PROPERTIES OF STEELS AND ALLOYS

We propose a method based on acoustic research and evaluation of physical and mechanical properties of materials and technology, which is one of the indicators of quality assessment of operational properties of metal, defining its purpose and practical. The existence of a correlation of ultimate strength and yield strength with a resonant frequency of 45 steel.

Keywords: properties of materials, steel, acoustic method.

УДК 530.18(03)

НОВОЕ ТОЛКОВАНИЕ ГРАВИТАЦИОННОЙ ПОСТОЯННОЙ И ЗАКОНА ВСЕМИРНОГО ТЯГОТЕНИЯ

Настасенко В.А.

Херсонская государственная морская академия

На базе выражения гравитационной постоянной G через ее размерность в Планковских единицах длины l_p, времени t_p и массы m_p показано, что константа G содержит в себе константу c^2 – квадрат скорости света в вакууме, который может быть вынесен в расчетную формулу закона Всемирного тяготения и на базе массы одного из тел позволяет найти в нем энергию, которую можно считать энергией гравитационного поля. Умножив и разделив массу второго тела на расстояние между ними, можно получить для него момент, а для энергии – плотность для объема r^3, что позволяет по-новому толковать принцип гравитационного взаимодействия.

Ключевые слова: фундаментальные физические константы, гравитационная постоянная, Планковские величины, закон Всемирного тяготения.

Введение, связь работы с основными научными направлениями. Работа относится к изучению основ материального мира и Вселенной в целом, в частности – гравитационной постоянной и закона Всемирного тяготения.

Гравитационная постоянная *G* является фундаментальной физической константой, применяемой для определения масс и взаимодействий объектов в рамках закона Всемирного тяготения, на всех уровнях – от субатомного, до глобального (всей Вселенной), что указывает на ее важность для многих научных исследований. Сфера применения *G* связана практически со всеми разделами прикладной и теоретической физики и космологии. Наиболее важной является связь *G* с законом Всемирного тяготения, однако до настоящего времени сущность процесса гравитационного взаимодействия строго не определена. Поэтому, для лучшего понимания его и связанных с этим процессом основ материального мира, решение данной проблемы следует отнести к важнейшим научным направлениям исследований в физике и в современном естествознании в целом.

Анализ состояния проблемы и постановка задачи. Гравитационная постоянная *G* была введена (хотя и не определена) еще Ньютоном в 1686 году, как размерный коэффициент, связывающий взаимодействующие между собой точечные массы с силой всемирного тяготения, обусловленной законом (1) [1]:

$$F = G\frac{m_1 m_2}{r^2}(\text{Н}), \qquad (1)$$

где F – сила взаимодействия объектов, Н, G – гравитационная постоянная, $G = 6{,}67390 \cdot 10^{-11}\frac{м^3}{кг \cdot с^2}$ [2], m_1 и m_2 – массы взаимодействующих объектов, кг, r – расстояние между взаимодействующими объектами, м.

Особенностью гравитационной постоянной *G* является возможность ее определения только экспериментальным путем, при этом физический смысл гравитационной постоянной в настоящее время [3] связывают лишь *с* численным равенством константы G силе F (1) взаимного притяжения между двумя материальными точками, обладающими одинаковыми массами, равными единице массы, и отстоящими друг от друга на расстоянии, равном единице длины.

Такое определение *G* имеет чисто формальные признаки, связанные с субъективными величинами единиц массы и длины, которые зависят от выбора системы единиц измерений, а также не раскрывает ее физической сущности, в виде строгой взаимосвязи с реальными природными аналогами глобального уровня, к которому относится эта константа.

Учитывая важность постоянной G и силы F для естествознания, определение истинного физического смысла G и сущности процесса гравитационного взаимодействия окажет существенное влияние на рост научных знаний о материальном мире. Все это подтверждает важность и актуальность решения поставленных в данной работе задач, не только для теоретической и экспериментальной физики, но и для развития общей теории познания, влияющей на многие сферы жизни и деятельности человека и общества в целом.

Учитывая естественный рост уровня научных знаний о материальном мире, требования к постоянному повышению адекватности физических констант и законов реальным явлениям или характеристикам Вселенной – непрерывно растут, что также подтверждает важность и актуальность решения поставленных в данной работе проблем.

Исходные положения для достижения поставленной цели. Проведенный анализ показал большую роль и значение выявления истинного физического смысла гравитационной постоянной G и сущности процесс гравитационного взаимодействия для познания основ мироздания и Вселенной в целом. Эта потребность резко возросла еще в XX веке, с развитием глобальных космических исследований, атомных и субатомных сильных и слабых взаимодействий, а главное – с задачей выявления фундаментальной природы гравитационного поля. При этом недостатком существующего толкования истинного физического смысла G [3] является его зависимость от выбранной системы единиц измерений, связанных с параметрами длины 1 м и массы 1 кг, действующих на макроуровне (или на Земном уровне), что не отвечает глобальному уровню данной константы.

Следует учесть, что в работе [4] был найден новый физический смысл гравитационной постоянной – как временной размерно-массовой характеристики Вселенной. При этом было использовано найденное в работе [5] свойство фундаментальных физических констант, в т.ч. G – быть выраженными в рамках своей размерности (2) через Планковские величины длины l_p’ (3), времени t_p’ (4) и массы m_p’ (5) [3]:

$$G\left(\frac{м^3}{кг\cdot с^2}\right)=\frac{(l_p')^3}{m_p'(t_p')^2}= \\ =\frac{\left(4{,}051231\cdot10^{-35}(м)\right)^3}{5{,}45568\cdot10^{-8}(кг)\cdot\left(13{,}51345\cdot10^{-44}(с)\right)^2}=6{,}67390\cdot10^{-11}\left(\frac{м^3}{кг\cdot с^2}\right), \tag{2}$$

$$l_p'=\sqrt{\frac{hG}{c^3}}=\sqrt{\frac{6{,}62607554\cdot10^{-34}\left(Дж\cdot с\right)\cdot6{,}67390\cdot10^{-11}\left(\frac{м^3}{кг\cdot с^2}\right)}{\left(0{,}299792458\cdot10^{9}\left(\frac{м}{с}\right)\right)^3}}=4{,}05123\cdot10^{-35}\left(м\right), \tag{3}$$

$$t_p'=\sqrt{\frac{hG}{c^5}}=\sqrt{\frac{6{,}62607554\cdot10^{-34}\left(Дж\cdot с\right)\cdot6{,}67390\cdot10^{-11}\left(\frac{м^3}{кг\cdot с^2}\right)}{\left(0{,}299792458\cdot10^{9}\left(\frac{м}{с}\right)\right)^5}}=13{,}51345\cdot10^{-44}\left(с\right), \tag{4}$$

$$m_p' = \sqrt{\frac{hc}{G}} = \sqrt{\frac{6{,}62607554\cdot 10^{-34}\left(Дж\cdot с\right)\cdot 0{,}299792458\cdot 10^{9}\left(\frac{м}{с}\right)}{6{,}67390\cdot 10^{-11}\left(\frac{м^3}{кг\cdot с^2}\right)}} = 5{,}45568\cdot 10^{-8}\left(кг\right). \qquad (5)$$

Здесь h – постоянная Планка: $h = 6{,}62607554\cdot 10^{-34}\,Дж\cdot с$, c – скорость света в вакууме: $c = 0{,}299792458\cdot 10^{9}\,\frac{м}{с}$.

На базе этой связи (2), данная зависимость принята исходной для дальнейшего решения поставленных задач.

Обоснование нового физического смысла гравитационной постоянной и закона Всемирного тяготения. Анализ величины гравитационной постоянной G (2) на уровне Планковских величин длины, времени и массы (3)…(5) показал, что в нее входит, как составляющая величина, другая фундаментальная физическая константа – скорость света в вакууме c (6):

$$G\left(\frac{м^3}{кг\cdot с^2}\right) = \frac{(l_p')^3}{m_p'(t_p')^2} = \frac{l_p'(l_p')^2}{m_p'(t_p')^2} = \frac{l_p'}{m_p'}c^2 =$$

$$= \frac{4{,}051231\cdot 10^{-35}(м)}{5{,}45568\cdot 10^{-8}(кг)}\left(0{,}299792458\cdot 10^{9}\left(\frac{м}{с}\right)\right)^2 = 6{,}67390\cdot 10^{-11}\left(\frac{м^3}{кг\cdot с^2}\right) \qquad (6)$$

Следует учесть, что выражение одной фундаментальной физической константы (G) через другую фундаментальную физическую константу (c) не является физически верным действием, хотя бы потому, что снижает строгость данной функциональной зависимости и принижает уровень фундаментальности гравитационной постоянной G по сравнению со скоростью света c, равнозначной ей в исходном ряду фундаментальных физических констант G, c, h [1].

Таким образом, скорость света из зависимости (6) следует извлечь, а истинной гравитационной компонентой в константе G следует считать размерно-массовую характеристику Вселенной (7):

$$G_N = \frac{l_p'}{m_p'} = \frac{4{,}05124943\cdot 10^{-35}(м)}{5{,}45565246\cdot 10^{-8}(кг)} = 0{,}742583551\cdot 10^{-25}\left(\frac{м}{кг}\right) \qquad (7)$$

В этом случае исходный закон Всемирного тяготения (1) должен быть преобразован в новую расчетную зависимость (8):

$$F = G_N\frac{m_1 m_2 c^2}{r^2}(\text{Н}) \qquad (8)$$

Анализ новой зависимости (8) показывает, что для одной из масс 2-х взаимодействующих тел, в рамках закона Эйнштейна (9), будет получена полная энергия этого тела E_G, которую в данном случае следует считать энергией его гравитационного поля (10):

$$E = mc^2\ (\text{Дж})\,, \qquad (9)$$

$$F = G_N\frac{m_1 E_G}{r^2}(\text{Н})\,. \qquad (10)$$

Следует также учесть, что умножив и разделив зависимость (10) на величину r расстояния между взаимодействующими телами, получим новую зависимость (11), в которой для одного тела будет получен момент вращения с плечом r, а для второго – плотность e_G гравитационной энергии в объеме r^3:

$$F = G_N \frac{m_1 r \cdot E_G}{r^3} = G_N \cdot m_1 r \cdot e_G (\text{Н}) \qquad (11)$$

Таким образом, можно дать новое толкование закону Всемирного тяготения – это сила, созданная моментом вращения тела массой m_1 с плечом r, равным кратчайшему расстоянию до взаимодействующего с ним второго тела массой m_2, имеющего гравитационное поле в объеме r^3, с пространственной плотностью энергии гравитационного поля:

$$e_G = \frac{m_2 c^2}{r^3} \left(\frac{Дж}{м^3} \right) \qquad (12)$$

Новое толкование закона Всемирного тяготения позволяет лучше понимать и пояснять сущность процесса гравитационного взаимодействия.

Общие выводы и рекомендации:

1. Современное значение гравитационной постоянной включает в себя другую фундаментальную физическую константу – квадрат скорости света в вакууме, что противоречит строгим принципам представления фундаментальных физических констант.

2. Гравитационная компонента в гравитационной постоянной составляет размерно-массовую характеристику Вселенной, выраженную в Планковских единицах длины l_p’ и массы m_p’ зависимостью:

$$G_N = \frac{l_p'}{m_p'} = \frac{4{,}05124943 \cdot 10^{-35} (м)}{5{,}45565246 \cdot 10^{-8} (кг)} = 0{,}742583551 \cdot 10^{-25} \left(\frac{м}{кг} \right)$$

3. Энергия гравитационного поля, созданного телом массой m, равна полной энергии этого тела:

$$E = mc^2 \text{ (Дж)}.$$

4. Пространственная плотность энергии гравитационного поля в кубе с размерами r, определяется его объемом, по зависимости:

$$e_G = \frac{m_2 c^2}{r^3} \left(\frac{Дж}{м^3} \right)$$

5. Сила F гравитационного взаимодействия создается плотностью энергии гравитационного поля тела массой m_2 в объеме r^3 и моментом вращения вводимого в него другого тела массой m_1 с плечом r, равным кратчайшему расстоянию между взаимодействующими телами в рамках зависимостей:

$$F = G_N \frac{m_1 r \cdot m_2 c^2}{r^3} = G_N \frac{m_1 r \cdot E_G}{r^3} = G_N \cdot m_1 r \cdot e_G (\text{Н})$$

6. Полученные данные облегчают понимание принципов и сущности гравитационного взаимодействия, что обеспечивает расширение круга знаний о материальном мире.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Физический энциклопедический словарь / Под общ. ред. А. М. Прохорова / Д. М. Алексеев, А. М. Бонч-Бруевич, А. С. Воронов-Романов и др. – М. : Сов. Энциклопедия, 1983. – С. 312.

2. Phys.Web.Ru Постоянные // Беспрецедентное измерение гравитационной постоянной (по материалам бюллетеня The American Institute of Physics. Bulletin of Physic News. Number 482. May 3, 2000).

3. Политехнический словарь / Ред. кол. : А. Ю. Ишлинский (гл. ред.) и др. – М. : Сов. энциклопедия, 1989. – С. 638, 430.

4. Настасенко В. А. Открытие истинного физического смысла гравитационной постоянной и его значение для исследования Вселенной / В. А. Настасенко, Е. В. Настасенко // Авиация и космонавтика – 2004 : Тез. докл. 3-й Междунар. науч.-техн. конф. в г. Москве. – М. : МАИ, 2004. – С. 27.

5. Настасенко В. А. Открытие предельно возможных величин волновых параметров / В. А. Настасенко // 10-я Юбилейная Международная конференция «Теория и техника передачи, приема и обработки информации» : Сб. тезисов докладов. Ч. 1. – Харьков : ХНУРЭ, 2004. – С. 30-31.

Настасенко В.О. НОВЕ ТЛУМАЧЕННЯ ГРАВІТАЦІЙНОЇ СТАЛОЇ І ЗАКОНУ ВСЕСВІТНЬОГО ТЯЖІННЯ

На базі виразу гравітаційною постійною G через її розмірність в планківських одиницях довжини l_p, часу t_p і маси m_p показано, що константа G містить в собі константу c^2 – квадрат швидкості світла у вакуумі, який може бути винесений в розрахункову формулу закону Всесвітнього тяжіння і на базі маси одного з тіл дозволяє знайти в нім енергію, яку можна вважати за енергію гравітаційного поля. Помноживши і розділивши масу другого тіла на відстань між ними, можна отримати для нього момент, а для енергії – щільність для об'єму r^3, що дозволяє по-новому тлумачити принцип гравітаційної взаємодії.

Ключові слова: фундаментальні фізичні константи, гравітаційна стала, планківські величини, закон Всесвітнього тяжіння.

Nastasenko V.A. NEW INTERPRETATION GRAVITY PERMANENT AND LAW OF WORLD GRAVITATION

On the base of Gravitational Constant (G) expression through its dimension in Plank's units of length l_p, time t_p and mass m_p it was shown that constant G includes constant c^2, i.e. the square of speed of light in vacuum, which can be put into the formula for the Law of Universal Gravitation. Based on the mass of one of the bodies it allows to find the energy in it which can be considered as the energy of the gravitational field. The mass of the second body multiplied and divided on the distance between them gives a moment for it as well as for energy – density for volume r^3 what provides a new interpretation for the principle of gravitational interaction.

Keywords: fundamental physical constants, gravitational constant, Plank's units, the Law of Universal Gravitation.

УДК 546. 271.

МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ДОДЕКАБОРИДІВ РІДКІСНОЗЕМЕЛЬНИХ МЕТАЛІВ

Одінцов В.В.
Херсонський державний університет,
Корінь О.В.
Херсонський державний аграрний університет

В роботі розглядається питання про дослідження механічних властивостей маловивчених тугоплавких сполук додекаборидів рідкісноземельних металів YB_{12}, TbB_{12}, DyB_{12}, HoB_{12}, ErB_{12}, TmB_{12}, YbB_{12}, LuB_{12}, ZrB_{12}, UB_{12}. Використовуючи отримані на дослідах значення мікротвердості для вказаних сполук за теоретичними співвідношеннями оцінюються такі механічні величини як модуль пружності, модуль Юнга, питома вільна поверхнева енергія та молярна поверхнева енергія на атом.
Ключові слова: тугоплавкі сполуки, властивості, механічні величини.

Постановка задачі. Додекабриди рідкісноземельних металів зі структурою типу UB12 уявляють собою маловивчений клас тугоплавких сполук. Кубічні додекаборидні фази відомі для ітрія, тербія, диспрозія, гольмія, ербія, тулія, ітербія, лютеція, цирконія і урана [1]. З літературних джерел відомі і подібні фази інших елементів, але кристалічна структура їх не кубічна. Однофазні додекаборидні фази *YB_{12}, TbB_{12}, DyB_{12}, HoB_{12}, ErB_{12}, TmB_{12}, YbB_{12}, LuB_{12}, ZrB_{12}, UB12* отримані методом боротермічного відновлення окислів відповідних металів при наявності надлишкового бору у кількостях 4-6 ваг.% [2]. На сьогодні з фізичних властивостей додекаборидів рідкісноземельних металів вивчено електричні, магнітні властивості [3, 4], здійснено розрахунки електронної будови цих сполук в рамках МО-ЛКАО (сильний зв'язок) [5], здійснені дослідження коефіцієнта Холла [1], термічного розширення [1], температур плавлення [6], коефіцієнта випромінювання [1], мікротвердості [1], тощо.

Механічні властивості цього класу з'єднань практично не відомі. В роботі [7] є відомості про мікротвердість додекаборидів, межа міцності на згин для YB_{12} складає 165 кг/мм^2 [8]. Все це вказує, що механічні властивості кубічних додекаборидів потребують подальшого вивчення і ця проблема як з теоретичного, так і практичного плану є актуальною.

Вивчення механічних властивостей додекаборидних фаз є цікавим не тільки з точки зору їх практичного використання як міцних, твердих, абразивних матеріалів, а і з боку зв'язку цих параметрів з електронною будовою, типом хімічного зв'язку в цих сполуках. Адже загально відомо, що твердість, крихкість кристалів зростає зі зростом долі ковалентного типу зв'язку. Причому саме цей зв'язок в додекабридних фазах превалює і є наслідком збереження в них ікосаедрів B_{12}, властивих чистому бору, як одному з найтвердіших матеріалів у природі (після алмазу).

Серед механічних властивостей матеріалів слід зазначити такі : модуль пружності (модуль Юнга), модуль зсуву, питома міцність та параметри, що пов'язані з ними питома міцність, питома потенціальна енергія деформації, питома вільна поверхнева енергія та інші.

Мета роботи. Встановити взаємозв'язок мікротвердості додекаборидних фаз з іншими механічними характеристиками.

Результати та їх обговорення. Мікротвердість додекаборидів рідкісноземельних металів, ітрія, цирконія і урана вивчалась на мікротвердометрі ПМТ-3, ретельно еталонірованому по кристалу NaCl при 2дзк. Вимірювання здійснювали на шліфах, підготовлених послідовною обробкою зразків на шліфувальних кругах типу АСО-16-61-50 з заключним поліруванням на еластичних алмазних дисках зернистістю 100, 30, 3 мк, з остаточною доводкою на фотопапері. Виявлення структури після поліровки здійснювали

хімічним травленням. При цьому знімався наклеп поверхні, що виникав при поліруванні та шліфуванні .

Відомо, що мікротвердість матеріалу залежить від величини навантаження на індентер приладу і при деякому навантаженні практично вже не залежить від навантаження. Нами дослідження проводились при навантаженнях 30, 50, 100, 200 г. Визначали залежність мікротвердості додекаборидів Y, Tm, Lu, Zr, Er, Dy, Ho, Yb від навантаження. Результати дослідження наведено на рис. 1.

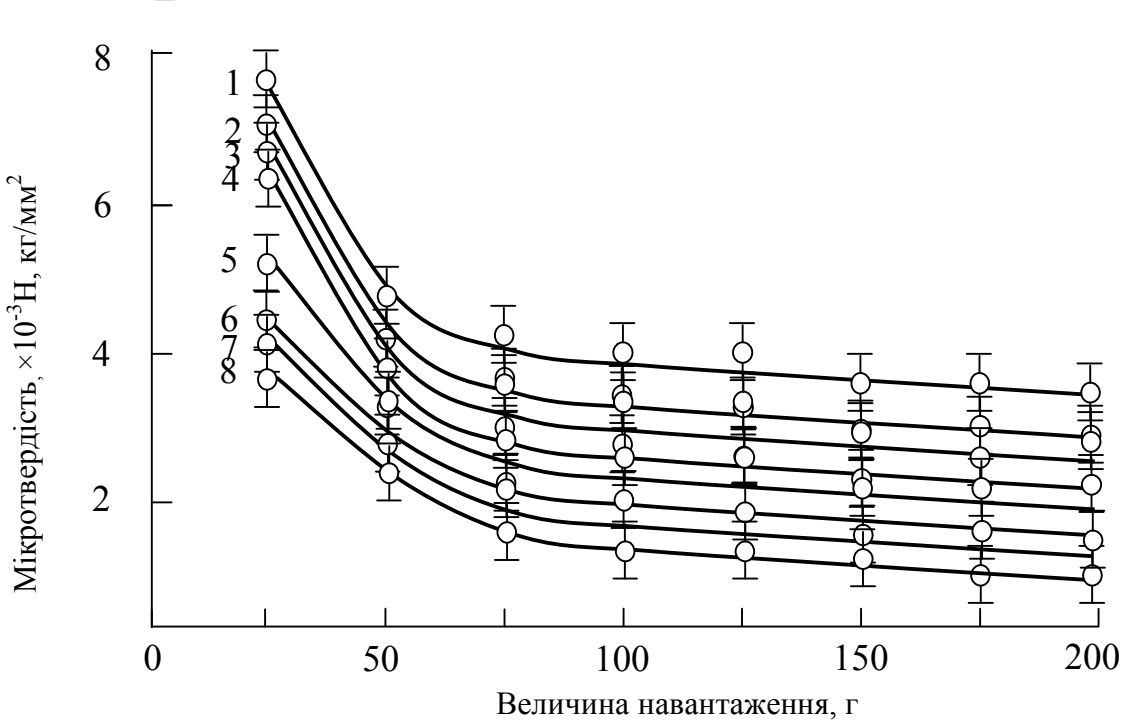


Рисунок 1 – Залежність мікротвердості додекаборидів Y(1), Tm(2), Lu(3), Zr(4), Er(5), Dy(6), Ho(7), Yb(8) від навантаження

При кожному навантаженні здійснювалось 30-50 вимірів, які практично не відрізнялись один від іншого. Було встановлено, що починаючи з деякого значення навантаження на ідентор (для додекаборидів 100г) значення мікротвердості практично становляться незалежними від навантаження і становлять 3200, 3000, 2600, 2400, 2700, 2800, 3000, 2900 кг/мм^2 для додекаборидів YB_{12}, ZrB_{12}, TbB, DyB_{12}, HoB_{12},ErB_{12}, TmB_{12}, LuB_{12} відповідно. Для додекаборида YbB_{12} при навантаженнях 50г і більше спостерігаються злами (сколи) Н30 = 3300 кг/мм^2. Мікротвердість бора 3370 кг/мм^2 [6].

Використовуючи уявлення, розроблені в роботі Ощерина Б. Н. [9] для напівпровідників та карбідів, халькогенідів рідкісноземельних металів зі структурою типу NaCl ми вважаючи, що і карбіди і бориди з'єднання які відносяться до тугоплавких сполук, використали його методику для оцінки на основі значень мікротвердості додекаборидів визначити їх об'ємні модулі стисненя Ks, питомі вільні поверхневі енергії кристалів σ_{hkl}, та молярні поверхневі енергії на атом Σ_{hkl}.

Тому, що $K_S=Dz / a^4$ де a – період гратки; $Ź= (Zk+Zb)/2$ для сполук АВ. Для додекаборидів $Ź=3$, $D=1{,}15\cdot10^{-25}$Н·м отримуємо значення модуля пружності K_s: 1,25; 1,01; 0,94; 1,05; 1,09; 1,17; 1,14; $1{,}18*10^{12}$ Н/м^2 відповідно для додекаборидів , YB_{12}, ZrB_{12}, TbB_{12}, DyB_{12}, HoB_{12}, ErB_{12}, TmB_{12}, LuB_{12}.

Модуль всебічної об'ємної пружності K_s пов'язаний з модулем Юнга співвідношенням $K=E/3(1-2\mu)$ де μ – коефіцієнт Пуассона $\mu=\Delta d/d:\Delta\ell/\ell$ відношення поперечного стиснення до відношення повздовжнього розтягу. Якщо коефіцієнт Пуассона для додекаборидів вважати рівним 0,4 (таким як у Mo або Ti), то $K_s=E/0{,}6$ тобто модуль Юнга для додекаборидів $E=0{,}6\cdot K_s$ і становить $0{,}75\cdot10^{12}$; $0{,}61\cdot10^{12}$; $0{,}56\cdot10^{12}$; $0{,}63\cdot10^{12}$;

$0{,}65\cdot10^{12}$; $0{,}70\cdot10^{12}$; $0{,}68\cdot10^{12}$; $0{,}71\cdot10^{12}$ Н/м^2 для додекаборидів YB_{12}, ZrB_{12}, TbB_{12}, DyB_{12}, HoB_{12}, ErB_{12}, TmB_{12}, LuB_{12} відповідно. У порівнянні модуль Юнга для алмаза $1{,}2\cdot10^{12}$ Н/м^2 [10], бора – $0{,}39\cdot10^{12}$ Н/м^2 [11]; $0{,}49\cdot10^{12}$ Н/м^2 для фази LaB_6 [12].

З дослідження слідує, що модуль Юнга додекаборидів рідкісноземельних металів порядку чистого бора, алмаза та, навіть, гексаборида лантана. Це можна пов'язати з тим, що в додекаборидних фазах сильні ковалентні зв'язки бор – бор зберігаються.

Згідно Р. А. Ребіндера і В. Д. Кузнєцова твердість визначається поверхневою енергією твердого тіла і тому повинна бути пов'язана з енергією міжатомної взаємодії, яка в свою чергу є функцією електронної будови твердого тіла.

Питому вільну поверхневу енергію кристалів σ_{hkl} для структур тип NaCl можна визначити за формулами $\sigma=Aa K_s$ де $A= 1{,}325\cdot10^{-21}$ або $H=B\cdot(\sigma_{hkl}-C)$ де $B=0{,}26$с/м^2 , $C=85\cdot10^{-3}$ Дж/м

Молярна поверхнева енергія на атом $\Sigma_{hkl}= S\cdot\sigma_{hkl}$.

Розрахунки дали такі результати: питома вільна поверхнева енергія σ_{hkl}=12,39; 10,39; 9,32; 10,47; 10,31; 11,65; 11,24; $11{,}61\cdot10^{-18}$ Дж/м^2 ; молярна поверхнева енергія Σ_{hkl}= 1,74; 1,42; 1,31; 1,47; 1,52; 1,62; 1,57; $1{,}61\cdot10^{-18}$ Дж/атом. Все для YB_{12}, ZrB_{12}, TbB_{12}, DyB_{12}, HoB_{12}, ErB_{12}, TmB_{12}, LuB_{12} відповідно.

З поверхневою енергією можна пов'язати значення теплот атомізації, сил зв'язку. Теплоти атомізації можна оцінити за методикою авторів [13], згідно з якою $H_s=(xH^A+yH^{12B})/(x+y)$, де H^A , H^{12B} – теплоти атомізації атомів елементів рідкісноземельного метала та H^B – бора; x і y – кількість атомів A і B.

Тоді за розрахунками отримуємо теплоти атомізації для бора, YB_{12}, ZrB_{12}, TbB_{12}, DyB_{12}, HoB_{12}, ErB_{12}, TmB_{12}, LuB_{12} такі $0{,}96\cdot10^{-18}$; $0{,}94\cdot10^{-18}$; $0{,}97\cdot10^{-18}$; $0{,}92\cdot10^{-18}$; $0{,}93\cdot10^{-18}$; $0{,}94\cdot10^{-18}$; $0{,}93\cdot10^{-18}$; $0{,}926\cdot10^{-18}$; $0{,}936\cdot10^{-18}$ Дж/атом.

Отриманні результати H_s знаходяться у порівнянні з отриманими раніше Σ_{hkl} $0{,}937\cdot10^{-18}$ Дж/атом і $1{,}53\cdot10^{-18}$ Дж/атом відповідно і вказує, що сили хімічного зв'язку в фазах MeB_{12} менші за такі в чистому борі, але не значно. Тобто можна зробити висновок про наявність в додекаборидних фазах сильних ковалентних зв'язків, що відповідні за механічні властивості цих фаз.

Зважаючи на те, що наведені в тексті роботи данні про механічні властивості додекаборидів рідкісноземельних металів зі структурою типу UB_{12} отримані вперше, логічно навести зведену таблицю цих властивостей (таблиця 1).

Таблиця 1 – Зведенні данні про механічні властивості додекаборидів рідкісноземельних металів

Борид	***Період кристал. гратки $x\cdot10^{-10}$,м***	***Мікро-твердість $H_{100}\cdot10^{10}$ Н/м^2***	***Об'ємний модуль стиснення $K_s\cdot10^{12}$ Н/м^2***	***Модуль Юнга $E\cdot10^{12}$ Н/м^2***	***Вільна поверхне-ва енергія $\sigma_{hkl}\cdot10^{-18}$ Дж/ м^2***	***Молярна поверхн. енергія $\sum_{hkl}\cdot10^{-18}$ Дж/атом***	***Енергія атоміза-ції $H_s\cdot10^{-18}$ Дж/атом***
YB_{12}	7,501	3,2	1,25	0,75	12,39	1,74	0,940
ZrB_{12}	7,430	3,0	1,01	0,61	10,39	1,39	0,970
TbB_{12}	7,507	2,6	0,94	0,56	9,32	1,31	0,920
DyB_{12}	7,499	2,4	1,05	0,63	10,47	1,47	0,930
HoB_{12}	7,491	2,7	1,09	0,65	10,31	1,52	0,940
ErB_{12}	7,482	2,8	1,17	0,70	11,65	1,63	0,930
TmB_{12}	7,474	3,0	1,14	0,68	11,24	1,57	0,926
LuB_{12}	7,464	2,9	1,18	0,71	11,62	1,61	0,936

Висновки: отриманні результати вказують, що механічні властивості MeB_{12} $E=0{,}66\cdot10^{12}$ Н/м^2 більші за величиною ніж у фази LaB_6, $0{,}79\cdot10^{12}$ Н/м^2 ; ZrB_2 - $0{,}61\cdot10^{12}$ Н/м^2, навіть, $E_{бора}=0{,}39\cdot10^{12}$ Н/м^2. Таким чином справедливим можна

вважати висновки, що жорсткість кристалічної гратки зростає у ряду $MeB_2 \rightarrow MeB_4 \rightarrow MeB_6 \rightarrow MeB_{12}$. Це можна пояснити збільшенням долі ковалентних зв'язків у цій же послідовності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Одінцов В. В. Додекаборіди рідкісноземельних металів / В. В. Одінцов. – К., 1992. – 57 с.

2. Одинцов В. В. Получение додекаборидов металлов боротермическим восстановлением окислов металлов. В кл. металлотермические процессы в химии и металлургии / В. В. Одинцов, Ю. Б. Падерно – Новосибирск, 1971. – С. 39-43.

3. Одинцов В. В. Получение и физические свойства додекаборидов металлов со структурой UB_{12} / В. В.Одинцов : Автор канд. дис. – К., 1970.

4. Мойсеенко Л. Л. Электофизические свойства додекаборидных фаз редкоземельных металлов / Л. Л. Мойсеенко : Автор канд. дис. – К., 1981.

5. Одинцов В. В. Структура энергетических полос в кубических додекаборидах металлов / В. В. Одинцов, Ю. Б. Падерно, Ю. М. Горячев // Структурная химия. – 1971. – № 12. – С. 344-346.

6. Падерно Ю. Б. Термическое расширение додекаборидов металлов / Ю. Б. Падерно, В. В. Одинцов, И. И. Тимофеева // Теплофизика высоких температур. – 1971. – № 5. – С. 200-201.

7. Одинцов В. В. Твердость додекаборидов со структурой типа UB_{12}. / В. В. Одинцов // Неорганические материалы. – 1974. – т. 10, № 2. – С. 336-367.

8. Меерсон Г. А. и др. Особенности получения изделий из гексаборида лантана и иттрия спеканием в вакууме // Неорг. Материалы. – 1966. – т. 2, № 2. – С. 291-298.

9. Ощерин Б. Н. О расчете и природе некоторых физико-химических свойств тугоплавких соединений редкоземельных металлов / Б. Н. Ощерин // Тугоплавкие соединения редкоземельных металлов. – Новосибирск, 1979. – С. 10-15.

10. Физико-химические свойства элементов. Справочник. – К. : Наук. думка, 1965. – 807 с.

11. Цагарейшвили Г. В. и др. Некоторые механические свойства кристаллов – β-ромбоэдрического бора // Сб. Бор. Получение, структура и свойства. – М. : Наука, 1974. – С. 121-123.

12. Самсонов Г. В., Винницкий И. М. Тугоплавкие соединения. Справочник. – К. : Металлургия, 1976. – 557 с.

13. Сагадапан В., Гатис Г. Химическая связь в кристаллах. – Минск, 1969. – С. 220.

Одинцов В.В., Коринь О.В. МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ДОДЕКАБОРИДОВ РЕДКОЗЕМЕЛЬНЫХ МЕТАЛЛОВ

В работе рассматривается вопрос об исследовании механических свойств малоизученных тугоплавких соединений додекаборидов редкоземельных металлов YB12, TbB12, DyB12, HoB12, ErB12, TmB12, YbB12, LuB12, ZrB12, UB12. Используя полученные на опытах значение микротвердости для указанных соединений с теоретическими соотношениями оцениваются такие механические величины как модуль упругости, модуль Юнга, удельная свободная поверхностная энергия и молярная поверхностная энергия на атом.

Ключевые слова: тугоплавкие соединения, свойства, механические величины

Odintsov V.V., Corin' O.V. THE MECHANICAL PROPERTIES OF RARE-EARTH METALS DODECABORIDES

The paper deals with a study of the mechanical properties of refractory compounds neglected dodecaborides earth metals YB12, TbB12, DyB12, HoB12, ErB12, TmB12, YbB12, LuB12, ZrB12, UB12. Using the experimentally obtained value of microhardness for these compounds with the theoretical relations are measured mechanical quantities such as modulus of elasticity, Young's modulus, the specific surface free energy and the molar surface energy per atom.

Keywords: refractory compounds, properties and mechanical quantities

УДК 629.032:631.431

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РЕОЛОГІЧНИХ МОДЕЛЕЙ СИСТЕМИ «ПНЕВМАТИЧНА ШИНА – ОПОРНА ПОВЕРХНЯ, ЩО ДЕФОРМУЄТЬСЯ»

Пелевін Л.Є., Балака М.М.
Київський національний університет будівництва і архітектури (КНУБА),
Аржаєв Г.О.
Миколаївський будівельний коледж КНУБА

У статті наведено результати експериментальних досліджень параметрів реологічних моделей колеса з пневматичною шиною розміром 27.00-33 моделі В-71 та опорної поверхні, що деформується, у вигляді ґрунту типу суглинок. Одержані результати дозволяють аналітично визначити тягово-зчіпні властивості колеса з пневматичною шиною при його взаємодії з опорною поверхнею, що деформується, з урахуванням комплексу геометричних, кінематичних і силових факторів.
Ключові слова: реологічна модель, пневматична шина, опорна поверхня, деформація, жорстке колесо, експериментальне дослідження, модуль деформації, коефіцієнт в'язкості, нормальна жорсткість, загасаючі коливання.

Вступ. Одним із перспективних напрямів удосконалення математичного опису взаємодії пневматичної шини (еластичного колеса – ЕК) з опорною поверхнею, що деформується – ПДОП (ґрунтом, землею, сніговою цілиною тощо) є перехід від механічних моделей тіл, що контактують, [1] до їх реологічних аналогів [2].

Актуальність досліджень. Для опису силової взаємодії шини з опорною поверхнею в [3] запропоновано моделі ЕК (великогабаритної пневматичної шини – ВГШ згідно до класифікації [4, 5]) і ПДОП (піщано-глинистого ґрунту типу суглинок), що складаються з нескінченно великого числа елементів різної реологічної природи, тобто паралельно розташованих тіл Гука, Ньютона і Сен-Венана для ЕК та Гука і Ньютона для ПДОП, що одночасно деформуються у радіальному напрямі (рис. 1), а в [6] – залежності для переходу від параметрів механічної моделі ЕК до її реологічних аналогів.

Що стосується параметрів реологічних моделей опорних поверхонь руху позашляхових технологічних засобів (ПТЗ), то в [7, 8] розроблено методику та інформаційно-вимірювальне забезпечення їх визначення.

Мета роботи. Експериментальні дослідження параметрів реологічних моделей колеса з пневматичною шиною (ЕК) розміром 27.00-33 моделі В-71 за результатами його статичних та динамічних випробувань, а також ПДОП у вигляді зв'язного щільного (свіжозрізаного) ґрунту типу суглинок при коченні жорсткого колеса (ЖК) на веденому режимі його силового навантаження [9], причому геометричні та вагові параметри ЖК повинні повністю відповідати параметрам зазначеного ЕК.

Результати проведених досліджень. Експериментальні дослідження параметрів реологічних моделей ЕК і ПДОП було проведено авторами за програмою Міждержавної співпраці в галузі виробництва та випробувань пневматичних шин для позашляхових транспортно-технологічних засобів різного призначення в країнах СНД у липні – вересні 2011 року в умовах Полігону будівельно-дорожніх машин Воронезького державного архітектурно-будівельного університету під загальним керівництвом канд. техн. наук Василенко А. В. (Росія).

В якості об'єкта досліджень було прийнято пневматичну шину розміром 27.00-33 (760-838) моделі В-71 за ГОСТ 8430-2003 «Шины пневматические для строительных, дорожных, подъемно-транспортных и рудничных машин. Технические условия», яка є найбільш характерним представником ВГШ індексів навантаження (LI) від 200 до 205 (відповідно зі стандартами Європейської організації з питань шин і ободів – ETRTO і Американської асоціації шин і ободів – TRA) для будівельно-дорожньої, підйомно-

транспортної та рудничної техніки з максимальною швидкістю руху до 50 км/год, що застосовується, зокрема, на самохідних скреперах ДЗ-13Б і ДЗ-115А типорозміру СС-15.

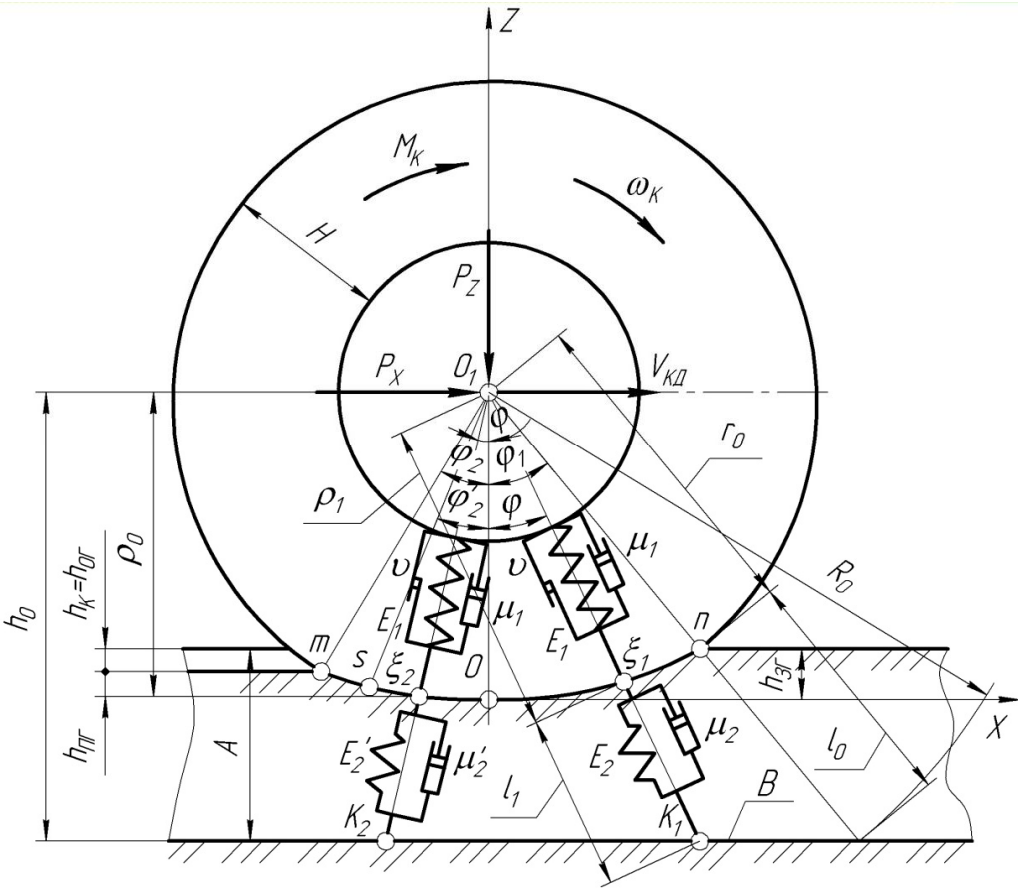


Рисунок 1 – Схема щодо визначення силової взаємодії ЕК з ПДОП при коченні колеса (при дії на вісь колеса тільки сили P_x для веденого режиму його силового навантаження, а під час прикладання до колеса тільки крутного моменту M_K – для вільного режиму): E_1, μ_1 – відповідно модуль деформації та коефіцієнт в'язкості шини (ЕК); E_2, μ_2, E_2', μ_2' – відповідно модулі деформації і коефіцієнти в'язкості ґрунту (ПДОП) в зонах завантаження (*nO*) і розвантаження (*Om*); ν – коефіцієнт, що показує, яку частину модуля деформації шини E_1 складають контактні напруження, що обумовлені постійним внутрішнім тертям у шині; A – величина шару ґрунту, що зазнає деформації; B – недеформовний шар ґрунту

Визначення параметрів реологічної моделі ЕК. При отриманні характеристик нормальної жорсткості – $P_Z = P_Z(h_Z)$, тобто при статичних випробуваннях ЕК, що не обертається ($\omega_K = 0$), і загасаючих коливань – $h_Z = h_Z(t)$, тобто при динамічних випробуваннях на плоскій опорній поверхні, що не деформується (ПНОП), передня (*nO*) і задня (*Om*) ділянки контакту ЕК з ПНОП симетричні та їх реологічні моделі працюють однаково.

Плоский напружено-деформований стан у контакті ЕК з ПНОП при $\omega_K = 0$ має вид [6]

$$\sigma_1 = \varepsilon_1 E_1 + \dot{\varepsilon}_1 \mu_1 + \nu E_1 \operatorname{sgn} \varepsilon_1, \qquad (1)$$

де ε_1, $\dot{\varepsilon}_1$ – відповідно відносні деформації та швидкості деформацій ЕК; sgn – функція Кронекера.

Використовуючи рівняння рівноваги колеса $P_Z = 2\int_0^{\varphi_1} \sigma_1 \cos\varphi B_{\ddot{I}}\, \rho d\varphi$, отримаємо

$$P_Z = 2B_ï\, r_0 E_1 \cos\varphi_1 \left(\frac{\lambda}{2\cos\varphi_1} \cdot \frac{r_0}{H} \pm \frac{1}{2} \cdot \frac{\tau \dot{h}_Z}{H} \ln \frac{(1+\sin\varphi_1)}{(1-\sin\varphi_1)} \pm v\varphi_1 sngh_Z \right), \quad (2)$$

де h_Z – нормальна деформація шини; $\dot{h}_Z$ – швидкість нормального деформування шини; λ – безрозмірний множник; φ_1 – центральний кут половини довжини контакту ЕК з ПНОП.

Вираз для λ має вид

$$\lambda = 2\cos\varphi_1 \left[\varphi_1 - \frac{1}{2} \ln \frac{(1+\sin\varphi_1)}{(1-\sin\varphi_1)} \cdot \cos\varphi_1 \right] \approx 0{,}551\varphi_1^{2{,}88}, \quad (3)$$

Представимо рівняння (2) у наступному виді

$$P_Z = P_{ZE} \pm P_{Z\mu} \pm P_{Zv}, \quad (4)$$

де P_{ZE}, $P_{Z\mu}$, P_{Zv} – долі вертикального (нормального) навантаження, що врівноважується відповідно пружними силами, силами внутрішнього тертя, що пропорційні $\dot{h}_Z$, і силами постійного внутрішнього тертя.

При статичних випробуваннях ЕК

$$P_Z = P_{ZE} \pm P_{Zv}.$$

Тоді залежності для визначення E_1 і v відповідно [6] мають вид:

$$\mathring{A}_1 = \frac{(P_Z - P_{Zv})H}{B_ï\, r_0^2 \lambda}; \quad (5)$$

$$v = \frac{P_{Zv}}{2B_ï\, E_1 r_0 \varphi_1 \cos\varphi_1}. \quad (6)$$

Слід мати на увазі, що елементу Сен-Венана реологічної моделі ЕК властива відома невизначеність при відсутності переміщень (при $\dot{\varepsilon} = 0$ він може приймати значення від $-v$ до $+v$, включаючи нульове). Тому рівняння (1) застосовне тільки до точок, у яких відбувається деформування шини або відновлення її деформації.

При загасаючих коливаннях відносно положення, відповідного h_{Z0} (рис. 2б), які сполучаються силою P_Z ЕК деформуванням її до $h_{Z\max}$ і подальшим швидким звільненням, виконується наступна умова рівноваги [6]

$$P_Z - P_{ZE} \pm P_{Zv} \pm P_{Z\mu} \pm P_{Zj} = 0,$$

де P_{Zj} – сила інерції мас, що разом коливаються, включаючи масу колеса з шиною.

У момент часу, що відповідає деформації h_{Z0}

$$P_Z = P_{ZE};\ P_{Zv} + P_{Z\mu} = P_{Zj},$$

тобто сили внутрішнього тертя долаються силою інерції, що обумовлена уповільненням руху $\ddot{h}_{Z0}$.

Таким чином,

$$P_{Z\mu} = P_{Zj} - P_{Zv}. \tag{7}$$

Запишемо

$$P_{Zj} = \frac{P_Z \cdot \ddot{h}_Z}{g}, \tag{8}$$

де g – прискорення вільного падіння.

Тоді з урахуванням (7) і (8) з (2) маємо

$$\mu_1 = \frac{\left(P_Z \cdot \ddot{h}_{Z0} / g - P_{Zv}\right) H}{B_i r_0 \dot{h}_{Z0} \ln\left[\left(1+\sin\varphi_1\right)/\left(1-\sin\varphi_1\right)\right]\cos\varphi_1}. \tag{9}$$

На рис. 2 наведені експериментальні характеристики статичної нормальної жорсткості (*а*) і вільних загасаючих коливань (*б*) колеса з пневматичною шиною розміром 27.00-33 моделі В-71 при внутрішньому тиску повітря $p_W = 0,35$ МПа.

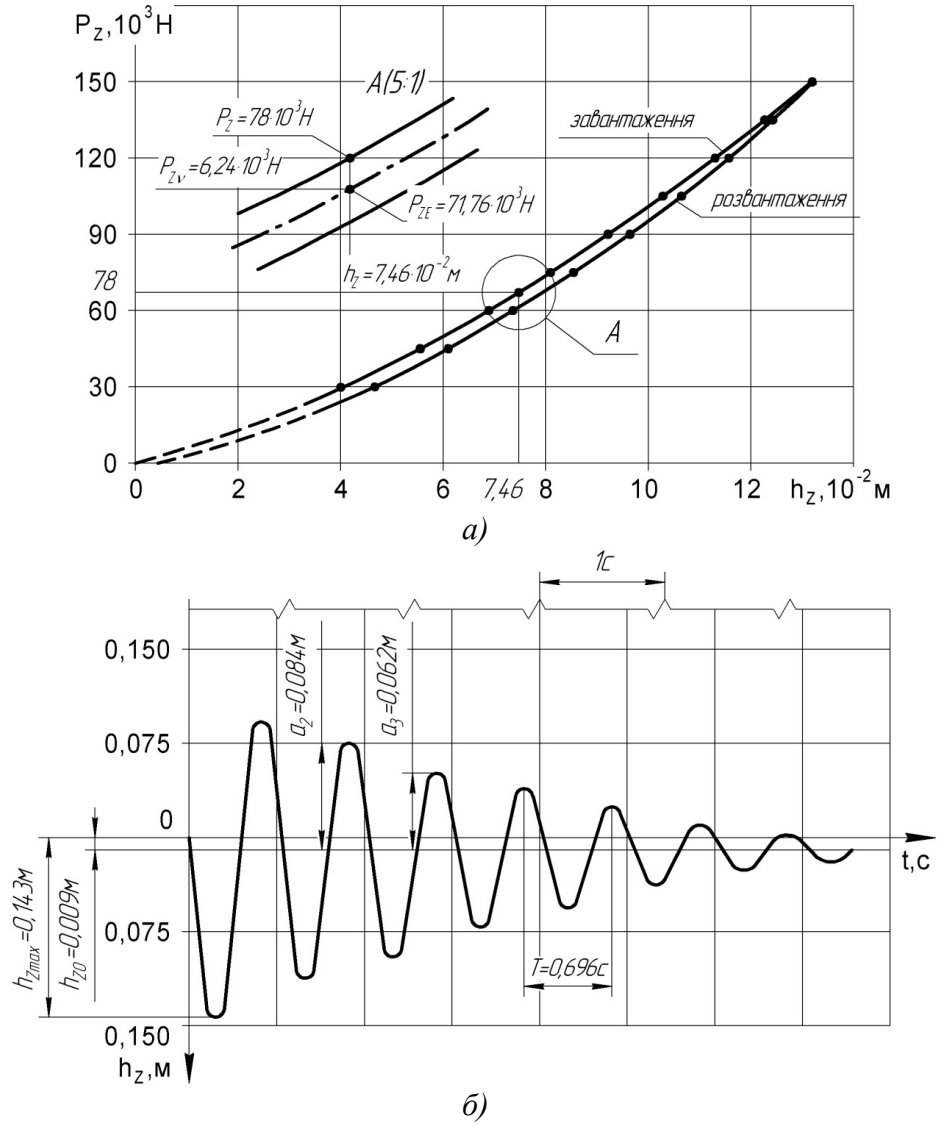


Рисунок 2 – Експериментальні характеристики статичної нормальної жорсткості (*а*) і вільних загасаючих коливань (*б*) колеса з пневматичною шиною розміром 27.00-33 моделі В-71 при $p_W = 0,35$ МПа і висоті скидання $H = 1,0$ м

Експериментальні характеристики $P_Z = P_Z(h_Z)$ і $h_Z = h_Z(t)$ отримані на стенді для дослідження криволінійного руху колеса [10] на цементобетонній поверхні за допомогою пристрою для вимірювання деформацій пневматичної шини (однокомпонентний варіант) [11] і світлопроменевого осцилографа К20-22.

При відомих геометричних і вагових параметрах вертикального навантаження ЕК – $r_0 = 1{,}115$ м, $H = 0{,}696$ м, $B_I = 0{,}725$ м, $P_Z = 78 \cdot 10^3$ Н і експериментально визначених параметрів контакту $\varphi_1 = 21°$, що відповідає нормальній жорсткості $C_Z = 1045 \cdot 10^3$ Н/м, $P_{Z\nu} = 6{,}24 \cdot 10^3$ Н, за допомогою виразів (5) і (6) отримані значення $E_1 = 1811 \cdot 10^3$ Н/м^2 і $\nu = 6{,}229 \cdot 10^{-3}$.

Використання залежності (9) для отримання коефіцієнту в'язкості ЕК – μ_1 ускладнюється тим, що необхідні експериментальні дані щодо швидкості $\dot{h}_{Z0}$ і прискорення $\ddot{h}_{Z0}$ на момент, який відповідає нормальній деформації ЕК, тобто h_{Z0}. Задача може бути розв'язана або шляхом графічного диференціювання осцилограм коливань, тобто залежності $h_Z = h_Z(t)$ [6], що, однак, вносить значну похибку до визначення μ_1, або за рахунок використання спеціальних датчиків (диференційних ланок), що ускладнює експериментальні дослідження.

Тому визначення μ_1 здійснювалося за формулою [12]

$$\mu_1 = -\frac{2m}{TL_K} \cdot \ln \frac{a_{i+1}}{a_i}, \tag{10}$$

де m – приведена маса ЕК, включаючи масу шини – $m_{ø}$ і обода – $m_{î á}$, кг; T – період коливань, с; L_K – довжина контакту при h_{Z0}, м; a_i, a_{i+1} – будь-які дві послідовні амплітуди загасаючих коливань, м.

При відомих $m = m_{ø} + m_{î á} = 795 + 168 = 963$ кг і експериментально визначених $T = 0{,}696$ с, $L_K = 0{,}195$ м, $\ln \frac{a_3}{a_2} = \ln \frac{0{,}062}{0{,}084} = -0{,}3037$ за виразом (10) отримано значення $\mu_1 = 4{,}31 \cdot 10^3$ Н·с/м^2.

Визначення параметрів реологічної моделі ПДОП. Для ПДОП, з якими взаємодіє пневмоколісне ходове обладнання ПТЗ, деформованість її елементарних об'ємів достатньо коректно відображає механічна модель тіла Кельвіна (паралельно з'єднаних фундаментальних тіл Гука і Ньютона, див. рис. 1), якій відповідає реологічне рівняння

$$\sigma_2 = \varepsilon_2 E_2 \pm \dot{\varepsilon}_2 \mu_2, \tag{11}$$

де ε_2, $\dot{\varepsilon}_2$ – відповідно відносні деформації та швидкості деформацій ПДОП.

Деформування ПДОП у зоні її контакту з ЕК відбувається як і останнього в радіальному напрямі по відношенню до його центра, тоді при коченні ЖК вона, відповідно до схеми на рис. 3, деформуватиметься, наприклад, в напрямах $\xi_1 K_1$ ($\xi_2 K_2$), а відносні деформації ε_2 і швидкості деформацій $\dot{\varepsilon}_2$ її елементарних об'ємів (в межах кута $d\varphi$) визначатимуться за формулами:

у зоні завантаження (nO) –

$$\varepsilon_{21} = \left(A + r_0 \cdot \cos\varphi_1\right)\left(1 - \cos\varphi_1 / \cos\varphi\right) / A; \tag{11}$$

$$\dot{\varepsilon}_{21} = -\omega_K \cdot \varepsilon_{21} \cdot \cos\varphi_1 tg\varphi / \left(\cos\varphi - \cos\varphi_1\right).$$

у зоні розвантаження (*Ot*) –

$$\varepsilon_{22} = \left(A + r_0 \cdot \cos\varphi_1\right)\left(1 - \cos\varphi_2 / \cos\varphi\right) / \left[A + r_0\left(1 - \cos\varphi_1 \cdot \cos\varphi_2\right) \cdot \cos\varphi_1\right];$$

$$\dot{\varepsilon}_{22} = -\omega_K \cdot \varepsilon_{22} \cdot \cos\varphi_2 \cdot tg\varphi \,/\, \left(\cos\varphi - \cos\varphi_2\right).$$

Рівняння (11) для відповідних ділянок контакту ЖК з ПДОП (*nO* – індекс «21», *Ot* – індекс «22», див. рис. 3) мають вид:

$$\sigma_{21} = \varepsilon_{21} E_2 + \dot{\varepsilon}_{21}\mu_2;\ \sigma_{22} = \varepsilon_{22} E_2' - \dot{\varepsilon}_{22}\mu_2',$$

де E_2' і μ_2' визначаються за формулами $E_2' = k_{ПР} \cdot E_2$ і $\mu_2' = k_{ПР} \cdot \mu_2$ (тут $k_{ПР}$ – коефіцієнт пружності ПДОП).

Згідно з [13] $k_{ПР}$ визначається за формулою

$$k_{ПР} = \frac{h_{ПР}}{h_Z} = \frac{1 - \cos\phi_2}{1 - \cos\phi_1}, \qquad (12)$$

де $h_{ПР}$, h_Z – відповідно пружна і загальна деформація ПДОП; φ_1, φ_2 – відповідні кути контакту ЖК з ПДОП (див. рис. 3).

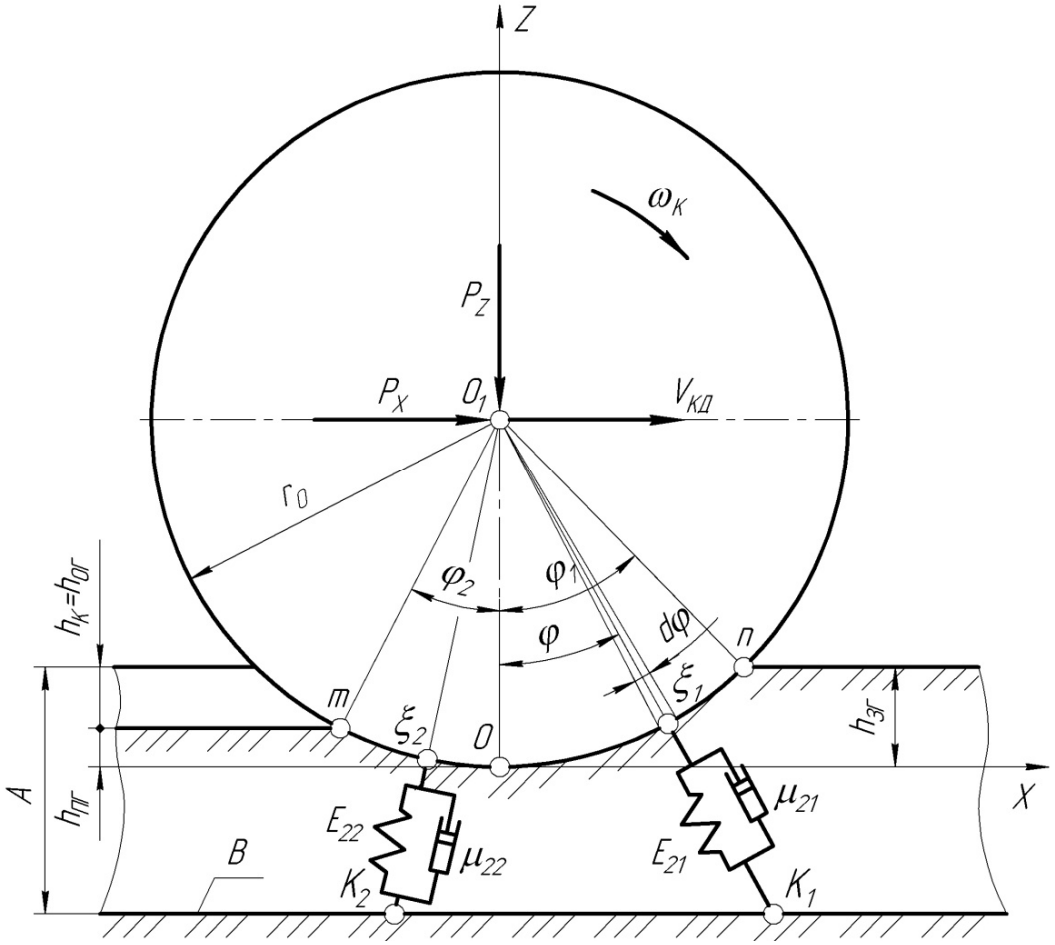


Рисунок 3 – Схема силової взаємодії ЖК з ПДОП

За умовою рівномірного розподілу контактних напружень по ширині протектора $B_ї$ у сучасних пневматичних шин [13] рівняння рівноваги ЖК на веденому режимі його силового навантаження [9] мають вид:

$$P_Z = B_Ї\, r_0 \left(\int_0^{\varphi_1} \sigma_{21} \cos\varphi d\varphi + \int_0^{\varphi_2} \sigma_{22} \cos\varphi d\varphi \right), \tag{13}$$

$$P_X = B_Ї\, r_0 \left(\int_0^{\varphi_1} \sigma_{21} \sin\varphi d\varphi - \int_0^{\varphi_2} \sigma_{22} \sin\varphi d\varphi \right). \tag{14}$$

У результаті спільного розв'язання (13) і (14) отримані вирази для визначення E_2 і μ_2:

$$E_2 = \frac{P_X + P_Z \cdot C / D}{B_Ї\, r_0 \left(A + r_0 \cos\varphi_1 \right)\left(F + CK / D \right)}; \tag{15}$$

$$\mu_2 = \frac{r_0}{V_{КД}} \cdot \frac{P_Z / \left[B_П r_0 \left(A + r_0 \cos\phi_1 \right) \right] - E_2 K}{D}, \tag{16}$$

де

$$C = \frac{\cos\phi_1 \left(tg\phi_1 - \phi_1 \right)}{A} + k_{ПР} \frac{\cos\phi_2 \left(tg\phi_2 - \phi_2 \right)}{A + r_0 (1 - \cos\phi_1 \cos\phi_2) \cos\phi_1};$$

$$D = \frac{\cos\phi_1 \ln(\cos\phi_1)}{A} - k_{ПР} \frac{\cos\phi_2 \ln(\cos\phi_2)}{A + r_0 (1 - \cos\phi_1 \cos\phi_2) \cos\phi_1};$$

$$F = \frac{(\cos\phi_1 - 1)^2}{2A} - k_{ПР} \frac{(\cos\phi_2 - 1)^2}{2\left(A + r_0 (1 - \cos\phi_1 \cos\phi_2) \cos\phi_1 \right)};$$

$$K = \frac{\sin\varphi_1 - \varphi_1 \cos\varphi_1}{A} + \frac{\sin\varphi_2 - \varphi_2 \cos\varphi_2}{A + r_0 (1 - \cos\varphi_1 \cos\varphi_2) \cos\varphi_1}.$$

Експериментальне визначення параметрів контакту ЖК з ПДОП – φ_1 і φ_2, а також сили опору коченню P_X проведено за методикою та інформаційно-вимірювальним забезпеченням [8] на стенді для дослідження прямолінійного руху колеса [10]. Величина шару ґрунту – A, що зазнає деформації, визначалася за допомогою пристрою [14].

При відомих геометричних, вагових і швидкісних параметрах ЖК – $r_0 = 1{,}115$ м, $B_Ї = 0{,}725$ м, $P_Z = 78 \cdot 10^3$ Н, $V_{ÉÄ} = 0{,}75$ м/с та експериментально визначених параметрів контакту – $\varphi_1 = 23°$, $\varphi_2 = 20°$, ґрунту – $A = 0{,}145$ м і сили опору коченню – $P_X = 4{,}68 \cdot 10^3$ Н за допомогою виразів (12), (15) і (16) визначені реологічні параметри ПДОП, тобто $E_2 = 448 \cdot 10^3$ Н/м^2, $E_2' = 340 \cdot 10^3$ Н/м^2, $\mu_2 = 21{,}36 \cdot 10^3$ Н·с/м^2, $\mu_2' = 16{,}21 \cdot 10^3$ Н·с/м^2.

Висновки. На стендах [10] з використанням методик [6, 7] і за допомогою інформаційно-вимірювального забезпечення [8, 11, 14] експериментально визначені параметри реологічних моделей пневматичної шини розміром 27.00-33 моделі В-71 і зв'язного щільного (свіжозрізаного) ґрунту типу суглинок. Отримані дані дозволяють аналітично визначити тягово-зчіпні властивості ЕК при його взаємодії з ПДОП з урахуванням комплексу геометричних, кінематичних і силових факторів [3].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Баловнев В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев. – М. : Высш. шк., 1981. – 335 с.

2. Водяник И. И. Воздействие ходовых систем на почву / И. И. Водяник. – М. : Агропромиздат, 1990. – 172 с.

3. Пелевин Л. Е. Силовое взаимодействие эластичного колеса с деформирующейся опорной средой / Л. Е. Пелевин, М. Н. Балака, Г. А. Аржаев // Интерстроймех-2007 : материалы междунар. науч.-техн. конф., 11-14 сентября 2007 г. – Самара, 2007. – С. 205-209.

4. Савельев Г. В. Автомобильные колеса / Г. В. Савельев. – М. : Машиностроение, 1983. – 151 с.

5. TRA. Стандарт шинной и ободной ассоциации США, 1986.

6. Водяник И. И. Определение параметров реологической модели пневматической шины / И. И. Водяник. – М., 1981. – 7 с. – Деп. в НИИАвтопром № Д634.

7. Аржаєв Г. Визначення параметрів реологічних моделей опорних поверхонь руху позашляхових транспортно-технологічних засобів / Г. Аржаєв, Л. Пелевін, М. Балака // Машинознавство. – 2008. – № 10 (136). – С. 22-24.

8. Аржаєв Г. Методика й інформаційно-вимірювальне забезпечення експериментального визначення параметрів реологічної моделі піщано-глинистих ґрунтів / Г. Аржаєв, Л. Пелевін, М. Балака // Машинознавство. – 2008. – № 12 (138). – С. 40-42.

9. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения : ГОСТ 17697-72. – [Введен в действие 1973-07-01]. – М. : Изд-во стандартов, 1972. – 26 с.

10. Стенды для испытания крупногабаритных пневматических шин / Н. А. Ульянов, П. И. Никулин, Н. П. Куприн, А. В. Василенко // Строит. и дор. машины. – 1982. – № 6. – С. 21-22.

11. А. с. 1158887 СССР, кл. G 01 M 17/02. Устройство для измерения деформаций пневматической шины / Г. А. Аржаев, А. Н. Кузьмин, П. И. Никулин, Ю. Н. Спасибухов (СССР). – № 3678025/27–11 ; заявл. 23.12.83 ; опубл. 30.05.85, Бюл. № 10.

12. Малиновский Е. Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой / Е. Ю. Малиновский, М. М. Гайцгори. – М. : Машиностроение, 1974. – 176 с.

13. Ульянов Н. А. Колесные движители строительных и дорожных машин : теория и расчет / Н. А. Ульянов. – М. : Машиностроение, 1982. – 279 с.

14. Пат. 50440 U Україна, МПК G 01 L 1/00, E 02 D 1/00. Пристрій для дослідження внутрішніх напружень у ґрунтовому напівпросторі / Аржаєв Г. О., Балака М. М., Пелевін Л. Є., Цепляєв А. С.; заявник і патентовласник Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. – № u2009 12724 ; заявл. 07.12.09 ; опубл. 10.06.10, Бюл. № 11.

Пелевин Л.Е., Балака М.Н., Аржаев Г.А. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ СИСТЕМЫ «ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ШИНА – ДЕФОРМИРУЮЩАЯСЯ ОПОРНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ»

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований параметров реологических моделей колеса с пневматической шиной размером 27.00-33 модели В-71 и деформирующейся опорной поверхности в виде почвы типа суглинок. Полученные результаты позволяют аналитически определить тягово-сцепные свойства колеса с пневматической шиной при его взаимодействии с деформирующейся опорной поверхностью с учетом комплекса геометрических, кинематических и силовых факторов.

Ключевые слова: реологическая модель, пневматическая шина, опорная поверхность, деформация, жесткое колесо, экспериментальное исследование, модуль деформации, коэффициент вязкости, нормальная жесткость, затухающие колебания.

Pelevin L.E., Balaka M.M., Arzhaev G.O. EXPERIMENTAL STUDIES OF THE RHEOLOGICAL MODELS PARAMETERS OF SYSTEM «THE PNEUMATIC TIRE – THE DEFORMED BASE SURFACE»

The paper presents results of experimental studies of the rheological models parameters of wheel with pneumatic tire sizes 27.00-33 model B-71 and the deformed base surface in the form of soil type loam. The received results allow to determine analytically the traction-clutch properties of wheel with pneumatic tire and its interaction with the deformed base surface, with allowing for complex geometric, kinematic and force factors.

Keywords: rheological model, pneumatic tyre, base surface, deformation, hard whell, experimental study, modulus of deformation, viscosity factor, normal stiffness, damped vibrations.

УДК 621.086

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТА ОСНОВИ СИНТЕЗУ ПАСАЖИРСЬКИХ ДОРІГ З ТЯГОВО-НЕСНИМ КАНАТОМ

Сологуб Б.В.

Національний університет «Львівська політехніка»

Запропоновано метод розрахунку канату та основних елементів канатної установки з врахуванням динамічних навантажень. На основі аналізу рівнянь побудовані графіки зміни зусиль у ведучій і веденій вітках канату. Комплексний підхід дає можливість оцінити якісну структуру нової канатної системи та існуючі альтернативні варіанти, а також обґрунтувати основні конструктивні та експлуатаційні параметри.

Ключові слова: канатна установка, канат, динамічні навантаження, конструктивні параметри.

Вступ. Пасажирські канатні дороги широко використовуються для перевезення людей в гірській та пересіченій місцевості. В деяких випадках альтернативи канатному транспорту взагалі немає, тому що прокладка автомобільних доріг або неможлива взагалі, або веде за собою значні витрати і збільшує протяжність доріг в декілька разів.

Актуальність роботи. Всі канатні дороги за характером руху рухомого складу діляться на маятникові та кільцеві.

У світі нараховується біля 23 тис. пасажирських канатних доріг, з них 17 тис. в країнах Європи [1, 2]. В українських Карпатах пасажирські канатні дороги змонтовані на лижних базах та курортах Славського, Тисовця, Буковеля, Рахова, Ясиня та ін. Канатні дороги є основним внутрішнім транспортом багатьох баз відпочинку та курортів України.

Найбільше використання отримали підвісні пасажирські канатні дороги для перевезення туристів та лижників. Вони служать головним засобом транспортного забезпечення гірських туристичних та лижних комплексів.

Пасажирські крісельні дороги з тягово-несним канатом, порівняно з іншими дорогами, прості в конструкції та експлуатації за рахунок того, що крісла або напіввідкриті кабіни не відчіпляються від канату, а рухаються разом з ним безперервно.

Порівняно невелика вартість і висока пропускна здатність, а також простота і надійність створили умови для значно більшого будівництва таких доріг порівняно з іншими.

Постановка задачі. Важливою задачею є розробка методики для визначення зусиль з врахуванням динамічних навантажень, а також оптимальний вибір конструктивних параметрів пасажирських доріг.

Виклад основного матеріалу. Основними елементами канатної дороги (рис. 1) є: нижня та верхня станції; привод; направляючі блоки; замкнутий тягово-несний канат; проміжні опори; натяжна станція; рухомий склад (крісла або напіввідкриті кабіни); зажими за допомогою яких крісла кріпляться до канату; підтримуючі ролики тягово-несного канату.

Нижня та верхня станції призначені для посадки та висадки пасажирів, а також встановлення рам для кріплення обладнання дороги.

Привод тягово-несного канату повинен мати форму, що забезпечує обхід його постійно прикріпленими до канату кріслами або кабінами. Приводи бувають підвісні і наземні, стаціонарні та рухомі. Тип приводу приймають в залежності від призначення та конструкції дороги. Так, наприклад, підвісні приводи дозволяють збільшити площадку для посадки пасажирів, що важливо для транспортування лижників, які часто їдуть з закріпленими на ногах лижами. Рухомі приводи кріпляться до натяжних станцій і є противагою натяжного пристрою.

Приводи повинні забезпечувати стабільну тягову здатність при різному завантаженні дороги.

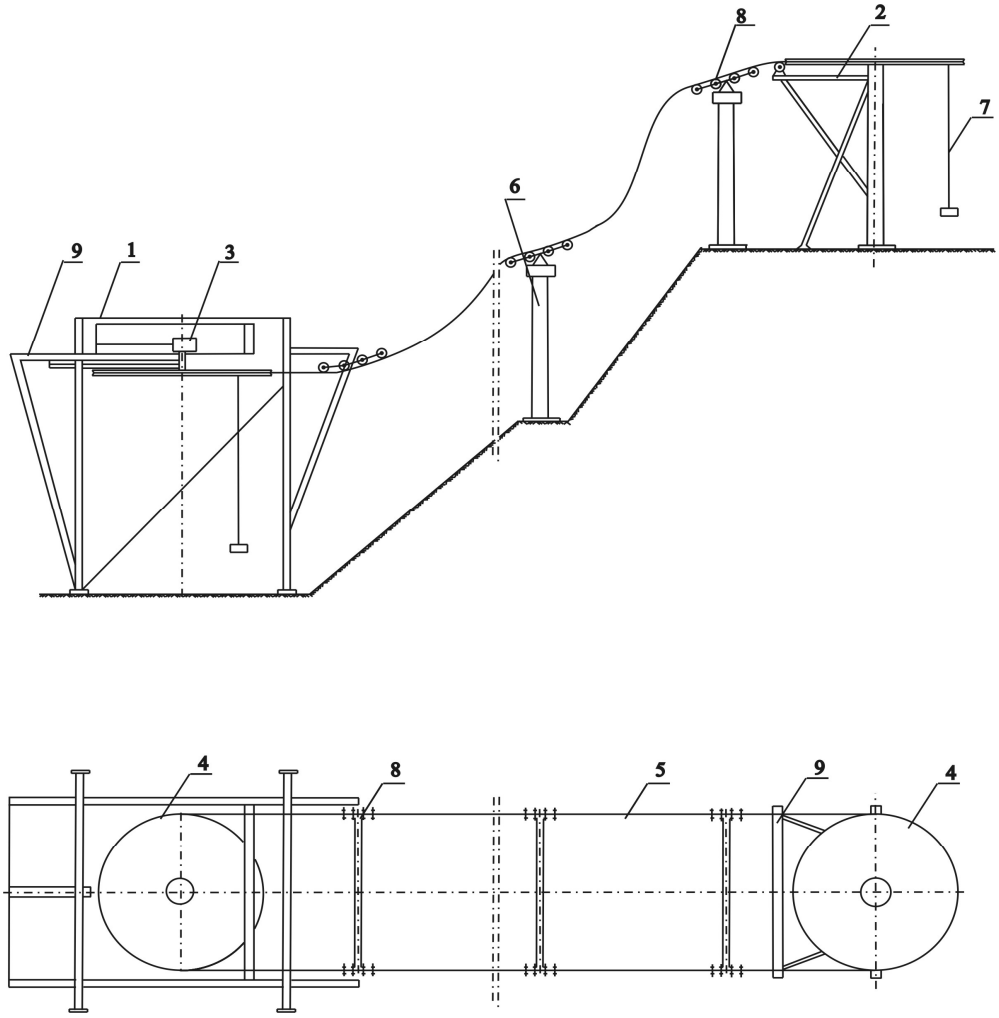


Рисунок 1 – Схема підвісної крісельної дороги з тягово-несним канатом (1, 2 – нижня натяжна та верхня станції; 3 – привод; 4 – направляючі блоки; 5 – тягово-несний канат; 6 – проміжні опори; 7 – рухомий склад; 8 – направляючі ролики; 9 – рами станцій канатної дороги)

Канатоведучий шків і направляючі блоки повинні забезпечувати зносостійкість канатів, тому їх канавки футеруються і мають форму, яка знижує контактні напруження пари канат-блок. Для підвищення коефіцієнту зчеплення між канатом та шківом пропонуються різні форми канавок, а саме: канавки з прорізом, клинові канавки, канавки, що мають форму пасм канату, а також подвійні канатоведучі шківи, ланцюговий приводний шків, канатоведучий шків з прижимами та ін.

Тягово-несні канати пасажирських доріг працюють в особливих умовах. Їх робота характеризується значним числом перегинів на шківах, блоках та роликах, а також значним стисканням на спеціальних пристроях. Це приводить до зношування канатів, основною причиною якого є контактні напруження. Тому такі канати повинні мати значну поверхню контакту і порівняно товсті зовнішні дротини. Умовам роботи тягово-несних канатів найбільш повно відповідають шестипальові канати подвійної звивки з органічним осердям та лінійним контактом дротин у пасмах типу ГОСТ 2688-80 [3, 4]. В якості таких канатів можна використовувати канати, що не скручуються, з оцинковими дротинами. Це підвищить його довговічність та зменшить витрати на монтажно-демонтажні роботи.

Підтримуючі роликові батареї кріпляться на проміжних опорах. Вони виготовляються, як правило, стальними. Більшість крісельних канатних доріг мають опори Т-подібної форми. Однак вдосконалення конструкції опор дозволить значно розширити діапазон використання канатних доріг і дозволить використовувати їх для транспортування пасажирів у важкодоступних регіонах [5, 6]. Використання Т-подібних опор дозволить прокладати незалежно одна від одної траси двох віток канатів.

Розрізняють чотири види машинної частини кінцевих станцій, це: приводно-натяжна, протилежна їй обвідна, привідна та протилежна їй натяжна. Натяжні та обвідні станції виготовляються, як правило відкритими з несучих металоконструкцій. Підвісний привод опирається на консолі стін або балок каркасу будинку станції.

Станції мають приміщення та відкриті площадки, які служать для посадки і висадки пасажирів, а також займаються машинним обладнанням.

Рухомий склад (крісла або кабіни) повинні забезпечувати комфортне перевезення пасажирів, а затискачі – надійне кріплення крісел до канатів.

Форми підвісок двомісних крісел виготовляються у вигляді центральної несучої труби та у вигляді рамки.

Затискачі є найбільш відповідальним елементом рухомого складу. Вони повинні забезпечувати надійне кріплення крісла до тягово-несного канату.

Найбільш широко використовуються для оснащення рухомого складу крісельних канатних доріг кліщеві фрикційні затискачі з пружинно-гвинтовим віджиманням.

Затискачі для двомісних крісел оснащені тарільчастими пружинами, які монтуються на стержні губки або в окремому навивчастому стакані.

Опорні ролики проміжних опор мають форму батарей, які шарнірно з'єднані у вигляді балансирної конструкції. В залежності від положення на опорі балансири бувають підтримуючі і віджимні. Для підвищення довговічності контактуючої пари канат-ролик, роликові батареї футеруються.

Матеріали футеровки працюють в складних умовах під впливом атмосферних дій та навантаження канату. Тому гумові бандажі покриваються спеціальними шарами прокладок з поліефірного корду.

Балансирні ролики кріпляться до рами за допомогою болтів, безпосереднім запресуванням в жолоб ободу за допомогою закладних пружинних кілець, радіальних штифтів або шарикових фіксаторів.

Значна різновидність конструктивних елементів пасажирських канатних доріг вимагає правильного науково обґрунтованого підходу при їх виборі для оснащення певної дороги.

Вибір тих чи інших елементів для оснащення дороги залежить від рельєфних та кліматичних умов, в яких буде працювати дорога, а також від технічних та експлуатаційних вимог, що ставляться до неї.

Вдосконалення існуючих канатних установок та проектування нових підвісних пасажирських доріг можна здійснювати на основі структурно-параметричного синтезу [7, 8]. Комплексний підхід дає можливість оцінити якісну структуру нової канатної системи та існуючі альтернативні варіанти, а також обґрунтувати основні конструктивні та експлуатаційні параметри.

Цього можна досягти на основі функціонально-модульного принципу.

Створюючи структуру канатної системи при функціонально-модульному проектуванні можна виділити такі основні процедури:

$$KC = \langle A, S, W, P \rangle, \qquad (1)$$

де A – аналіз та декомпозиція задачі проектування; S – синтез та генерування варіантів модулів у структуру канатної системи; W – оцінка, порівняння та відхилення неперспективних варіантів; P – обґрунтування основних параметрів, вибраних для проектування канатної системи.

Основними формалізованими методами генерування систем є метод морфологічного аналізу та метод генерування структурних схем за допомогою математичних моделей [7, 9]. При цьому створюються усі можливі комбінації елементів, а некоректні з математичної точки зору відхиляються. При генеруванні варіантів структури об'єкта модель повинна враховувати відмінності між окремими дорогами, тобто: якісний

склад елементів, що утворюють об'єкт; кількість елементів; порядок елементів у структурі об'єкта. Схема синтезу пасажирської дороги з тягово-несним канатом наведена на рис 2.

Найбільш поширеними канатними дорогами в даний час є дороги з варіантами 1; 4; 5.

Основними елементами пасажирської канатної дороги є вузли, що мають різний характер роботи, різні властивості та конструктивні особливості. Тому при створенні такої дороги доцільно прийняти метод гілок та меж [7], який ставить мінімальні вимоги до виду і властивостей функції мети $f(x)$ та обмежень, що задають множину допустимих розв'язків G.

Варіант синтезу структури

№ варіантів елемент структури	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	1	0	1	1	0							
2	1	0	1	1	0							
3	0	1	0	0	1							
4	0	1	0	0	1							
5	1	0	0	0	1							
6	0	0	1	0	0							
7	0	1	0	1	0							
8	1	0	0	0	0							
9	0	1	0	0	0							
10	0	0	1	0	0							
11	0	0	0	1	1							
12	0	1	0	1	0							
13	0	0	1	0	0							
14	1	0	0	0	0							
15	0	0	0	0	1							
16	1	0	0	1	1							
17	0	1	0	0	0							
18	0	0	1	0	0							
19	1	0	0	0	0							
20	0	1	0	1	1							
21	0	0	1	0	0							
22	0	0	0	0	0							
23	1	0	0	0	0							
24	0	1	0	1	0							
25	0	0	1	0	1							
26	0	0	0	0	0							
27	1	1	1	1	1							
28	1	1	1	1	1							

Рисунок 2 – Двозначний граф синтезу структури підвісної канатної дороги з таблицею 1: • – вершини зв'язані «та»; ◦ – вершини зв'язані «або»; 1 – механізм наявний; 0 – механізм відсутній

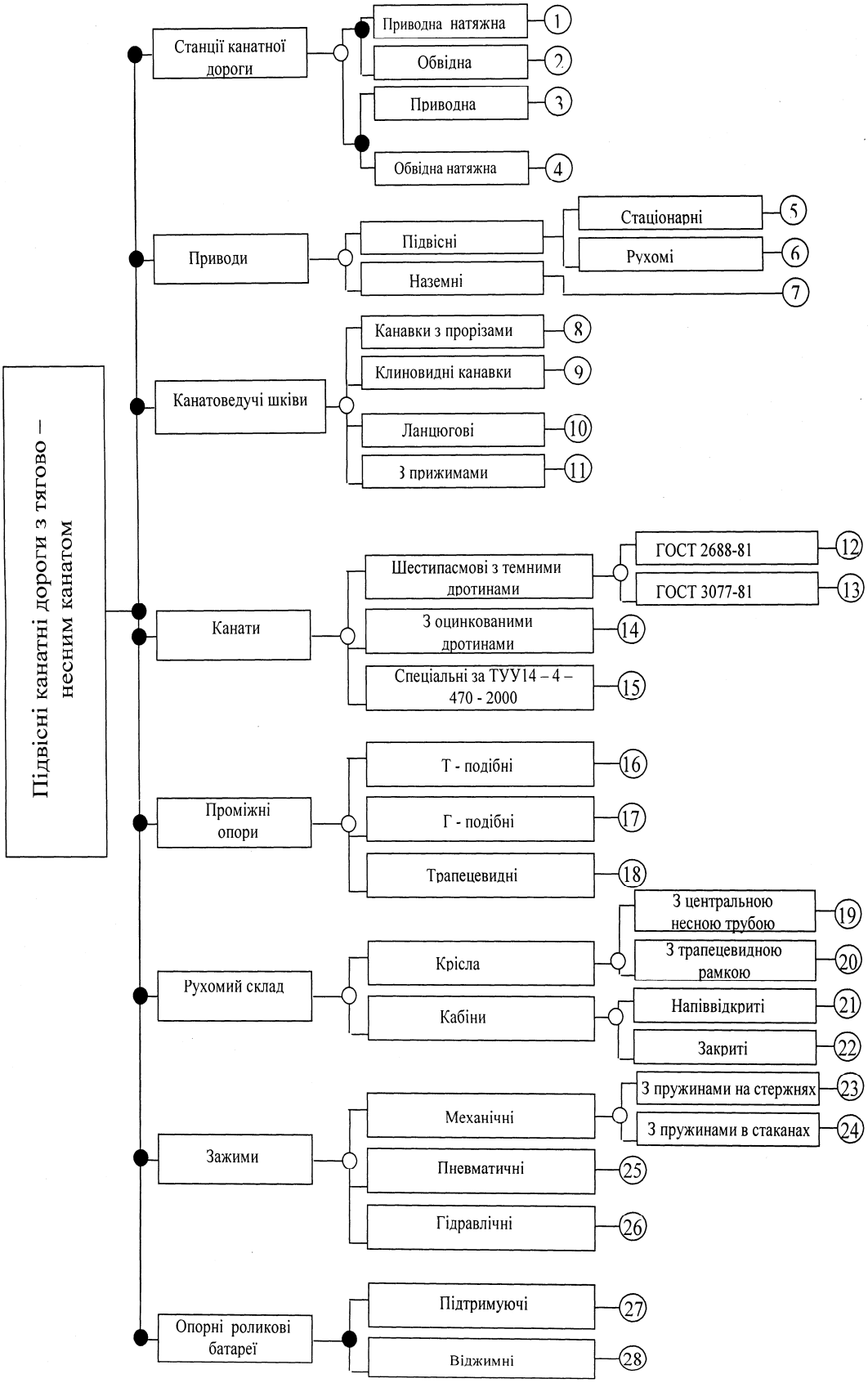
Задача дискретної оптимізації при цілочисельних змінних має вигляд:

$$\min_{x \in G} f(x), \tag{2}$$

де $x = (X_1, ...X_j, ...X_n)$ – цілі числа; G – скінченна множина.

Оптимальний розв'язок $X^{'}$ отримуємо, якщо $f(X^{'}) = \min_{x \in G} f(x)$.

Таблиця 1 – Типи підвісних канатних доріг з тягово-несним канатом



Для визначення оптимального розв’язку обчислюємо нижню межу $V\left(G_i^k\right)$ множини значень $\left\{f(x): x \in G_i^k\right\}$. Межу визначають, розв’язуючи задачу оцінювання:

$$V\left(G_i^k\right)=\min_{x\in G_i} f(x), \tag{3}$$

де $G_i^k \subseteq G_V$. Множину G_V формуємо, відкидаючи частину обмежень, що задають G.

Правомірність такого підходу до обчислення оцінки випливає з нерівності:

$$\min_{x\in G_i^k\subseteq G_i} f(X)\geq \min_{x\in G_V} f(x). \tag{4}$$

Якщо в результаті розв'язування задачі (3) будуть знайдені значення x такі, $x\in G_i^k$, $f(X)=V\left(G_i^k\right)\leq V\left(G_i^k\right)$ $V_i=\overline{1,n_k}$, $i\neq 1$, тоді X – оптимальний розв'язок. У протилежному випадку переходимо до наступного кроку, вибираючи підмножину для чергового аналізу за правилом:

$$\min_i \left\{V\left(G_i^k\right): i=\overline{1,n_k}\right\}, \tag{5}$$

повторюючи для нього процедуру розбивання та оцінки.

При синтезі канатної дороги значення та область зміни проектних параметрів, як правило, відомі, а критерії якості виражаються детермінованими функціями від них. У такому випадку синтез канатної дороги відбувається в умовах визначеності ситуації, а формування альтернативних варіантів здійснюється за результатами розв'язування задачі векторної оптимізації, яку можна представити в наступному вигляді:

$$\min_{x\in R} m\{f_1(X); f_2(X);...f_k(X)\}, \tag{6}$$

$$g_i(X)=0;\ i=1,2,...m_1; \tag{7}$$

$$g_i(X)<0;\ i=m_1+1,..m; \tag{8}$$

$$x_{\min}\leq x\leq x_{\max}, \tag{9}$$

де $f_i(X)$ – часткові критерії якості канатної дороги; x – вектор експлуатаційних параметрів; k – кількість часткових критеріїв якості; $g_i(X)$ – функції обмеження; m_1, m – кількість обмежень у вигляді рівностей та нерівностей; $x_{\min}$, $x_{\max}$ – відповідно нижня і верхня межі параметрів.

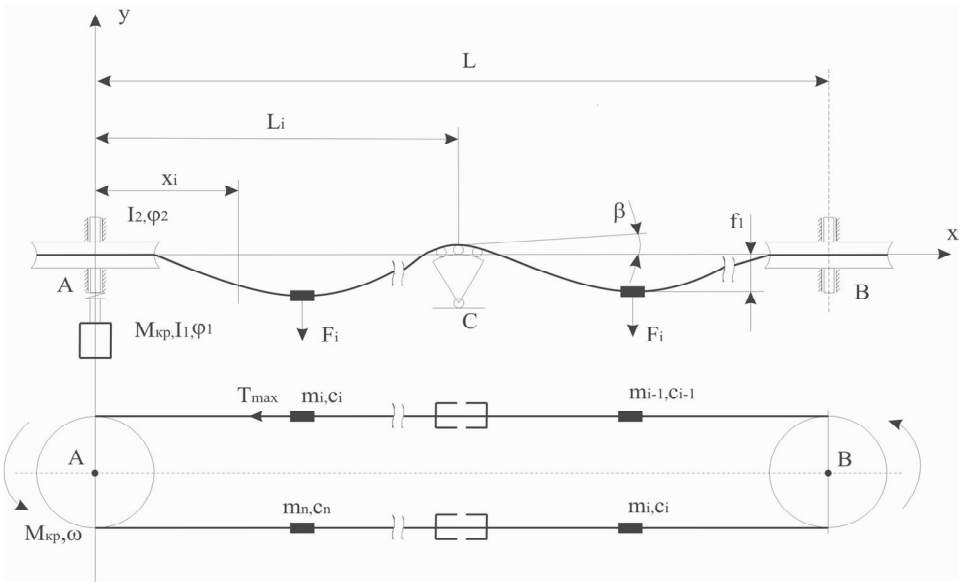


Рисунок 3 – Розрахункова схема підвісної дороги з тягово-несним канатом

Основним елементом підвісної пасажирської дороги є тягово-несний канат, який в основному визначає надійність та ефективність роботи всієї дороги. Тому для розрахунку всіх елементів дороги необхідно в першу чергу визначити зусилля, що виникають в канаті та характер їх зміни. Аналіз роботи та математичні моделі таких систем наведено в [10, 11]. Розрахункова схема канатної дороги наведена на рис. 3.

Зусилля у вітках канату можна визначити розглянувши їх поздовжні коливання. Рівняння руху віток для такого випадку можна записати в наступному виді:

$$\frac{V_i^2}{l_i^2}\cdot\frac{\partial^2 x_i}{\partial \xi_i^2}-\frac{\partial^2 x_i}{\partial t^2},\ (i=1,2,...n), \tag{10}$$

де x_i – поступальне переміщення деякого поперечного перерізу вітки канату; V_i – швидкість поширення хвилі пружних деформацій, $V_i = sgrt\left(\frac{E_k}{\rho}\right)$; E_k, ρ – відповідно модуль пружності і густина матеріалу канату; ξ_i – відносна поздовжня координата $\xi_i = \frac{X_i}{l_i}$; t – час; n – кількість вантажів на вітці канату.

Розв'язки рівнянь руху знаходимо у вигляді:

$$\frac{V_i^2}{l_i^2}\cdot\frac{\partial^2 x_i}{\partial \xi_i^2}-\frac{\partial^2 x_i}{\partial t^2},\ (i=1,2,...n), \tag{10}$$

$$U_i = U_i(\xi)\cdot\cos\omega t\ ;\ (i=1,2,....n), \tag{11}$$

де $U_i(\xi)$ – амплітуда функції переміщень; ω – циклічна частота коливань.

Поздовжню розтягуючи силу T_i в довільному поперечному перерізі можна визначити із залежності:

$$T_i = E_k\cdot A_k\cdot\frac{\partial U_i}{\partial X_i}, \tag{12}$$

де A_k – площа металевого перерізу канату.

При цьому початковий натяг канату визначається з таких умов:

а) стрілка провисання канату під час опирання на опори не перевищує 0,8…1 % відстані між опорами, тобто:

$$f = \frac{ql_i^2}{8T_0} \le (0{,}008.....0{,}01)l_i,$$

де T_0 – монтажний натяг канату, що створюється натяжною станцією.

б) повинна задовольнятися умова: $1{,}25\frac{T_{\max}}{T_0} \le e^{\mu\alpha}$, де α – кут охоплення канатом канатоведучого шківа, рад; μ – коефіцієнт тертя канату з шківом ($\mu = 0{,}1$ у нефутерованих канавках; $\mu = 0{,}16$ у пластиковій футеровці; $\mu = 0{,}3$ у спеціальній футеровці).

Враховуючи тертя між канатом і батареями роликів проміжних опор, тобто втрати енергії, для визначення натягу канату можна запропонувати наступний вираз:

$$T_i = E_k \cdot A_k \cdot \left[\frac{\partial U_i}{\partial X_i} + \varepsilon \overline{\Phi}_i \cdot \frac{\partial U_i}{\partial X_i} \right], \tag{13}$$

де

$$\varepsilon \Phi_i \cdot \frac{\partial U_i}{\partial X_i} = \pm \frac{n-1}{4n} \delta \cdot \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial X_i} \right)_{t=0} \right] \times \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial X_i} \right)_{t=0} \pm n \frac{\partial U_i}{\partial X_i} - \frac{\left(\frac{\partial U_i}{\partial X_i} \right)^4}{\left(\frac{\partial U_i}{\partial X_i} \right)^{n-1}_{t=0}} \right],$$

де ε – малий параметр, що показує величину функціоналу $\overline{\Phi}$; n – параметр петлі гістерезису; δ – декремент коливань.

Після нескладних перетворень вираз (13) набуде такого вигляду:

$$T_i = E_k \cdot A_k \cdot \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \varepsilon \overline{\Phi}_i \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right] \cdot \left(1 + \frac{k_\partial}{\partial x_i} dx_i \right). \tag{14}$$

Сили інерції віток канату та рухомих вантажів представимо такими залежностями:

$$q_i = \rho \cdot A_k \cdot \frac{\partial^2 U_i}{\partial t^2} \cdot dx_i \,,\; q_k = \xi(x_k) \cdot \frac{\partial^2 \omega_t}{\partial t^2} dx_i \,, \tag{15}$$

де $\xi(x_k)$ – умовна погонна маса вантажів; ω_i – переміщення системи.

Тоді на основі рівнянь (14) і (15) можна отримати систему диференціальних рівнянь у такому вигляді:

$$\left.\begin{aligned} &\rho A_k \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} - E_k A_k \cdot \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} + C_{(x)} \cdot (U_1 - \omega) + E_k A_k \cdot \frac{\partial}{\partial x_1} \varepsilon \overline{\Phi}_1 \left(\frac{\partial U_1}{\partial x_1} \right) = t_{(t)} - Q_1(t) \\ &\rho A_k \frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} - E_k A_k \cdot \frac{\partial^2 U_2}{\partial x_2^2} + E_k A_k \cdot \frac{\partial}{\partial x_2} \varepsilon \overline{\Phi}_1 \left(\frac{\partial U_2}{\partial x_2} \right) = -Q_2(t) \\ &\xi(x_k) \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} - C_{(x)} \cdot (U_1 - \omega) = 0 \end{aligned}\right\}, \tag{16}$$

де U_1, U_2 – переміщення відповідно робочої та холостої віток; $Q_1(t)$, $Q_2(t)$ – сили опору руху віток канату; $C_{(x)}$ – жорсткість віток канату; ω – переміщення вантажу.

Для розв'язку системи (16) потрібно прийняти граничні умови, а саме:

$$U_1(0) = U_2(l_2);\; U_1(l_1) = U\;(0);\; E_k A_k \cdot \left. \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \right|_{x_1=0} - m_1 \left. \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} \right|_{x_1=0} = E_k A_k \cdot \left. \frac{\partial U_2}{\partial x_2} \right|_{x_2=t_2}.$$

Розв'язок системи буде виглядати так:

$$\left.\begin{aligned} U_1(x_1, t) &= U_1(x_1) e^{i\lambda t} \\ U_2(x_2, t) &= U_2(x_2) e^{i\lambda t} \\ \omega(x_1, t) &= \omega(x_1) e^{i\lambda t} \end{aligned}\right\}. \tag{17}$$

Для розрахунку привода його можна розглянути як двомасову систему, диференційне рівняння руху якої має такий вигляд:

$$\left.\begin{aligned} I_1 \cdot \frac{\partial^2 \varphi_1}{dt^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1 \\ I_2 \cdot \frac{\partial^2 \varphi_2}{dt^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= (T_i + N_i) \cdot \frac{D}{2} \end{aligned}\right\}, \qquad (18)$$

де I_1 – момент інерції обертових мас двигуна; I_2 – зведений момент інерції елементів привода; φ_1, φ_2 – кути закручування відповідно першої та другої мас; M_1 – пусковий або гальмівний момент двигуна; D – діаметр направляючого шківа.

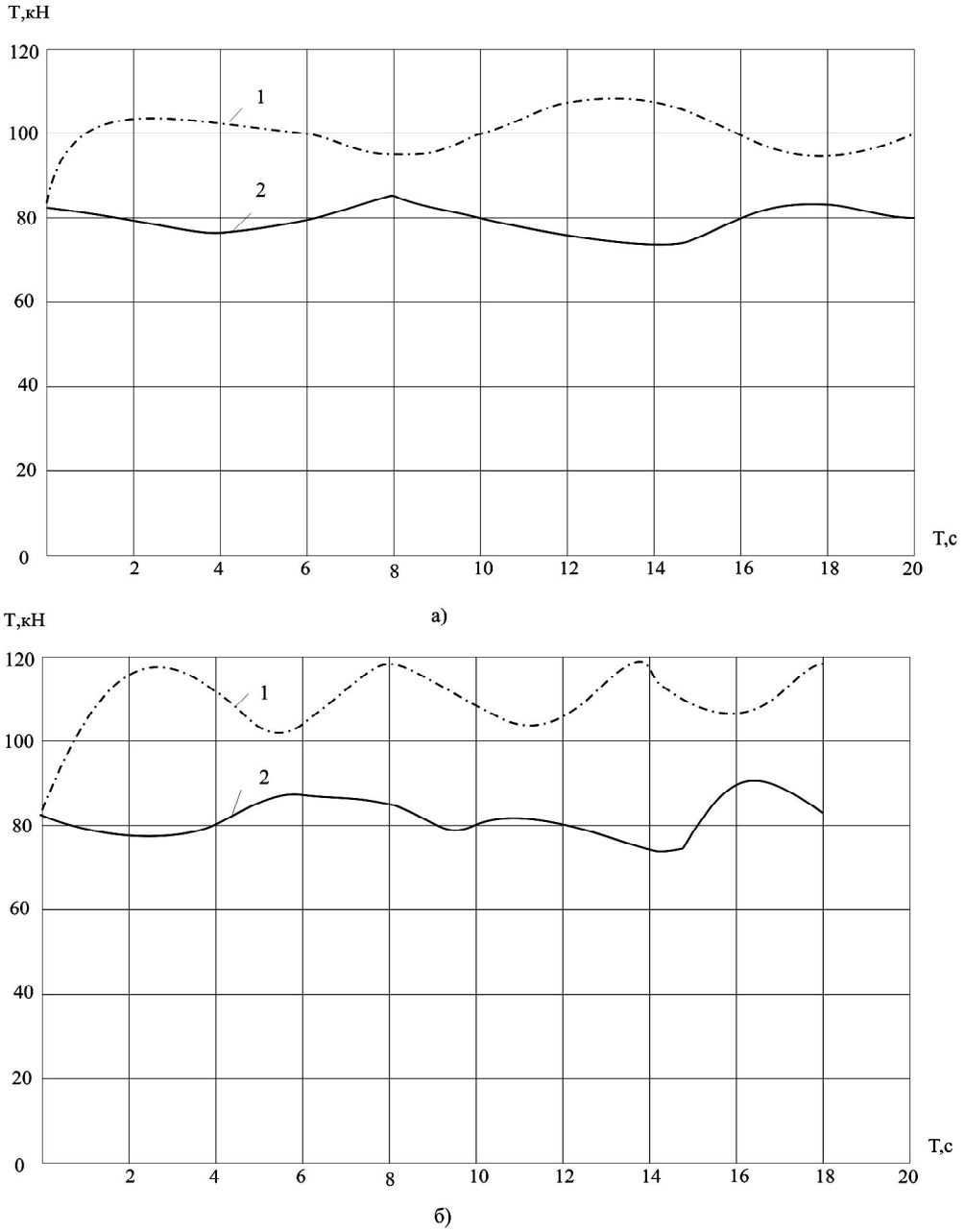


Рисунок 4 – Залежність зміни зусиль у вітках тягово-несного каната при: а) V=1,5м/с; б) V=3,0м/с (1 – ведуча вітка; 2 – ведена вітка)

Момент M_1 можна визначити за значеннями кінематичних характеристик механічної системи. У разі застосування асинхронного двигуна його момент можна визначити на основі розв'язання рівнянь електромагнітного стану, які можна подати в такому вигляді:

$$\left.\begin{aligned}\frac{di_{S}}{dt} &= A_S\left(U_S+\Omega_S\cdot\psi_S-R_S\cdot i_S\right)+B_R\left(\Omega_R\cdot\psi_R-R_R\cdot i_S\right)\\ \frac{di_{R}}{dt} &= A_R\left(U_S+\Omega_R\cdot\psi_R-R_R\cdot i_R\right)+B_S\left(\Omega_S\psi_S-R_S\cdot i_S\right)\end{aligned}\right\}, \quad (19)$$

де: i_R, i_S, U_S – матриці-стовпці струмів і напруг; A_S, B_S, A_R, B_R – матриці зв'язку; Ω_R, Ω_S – матриці частот обертання; ψ_R, ψ_S – матриці-стовпці потокозчеплень.

Тоді момент M_1 можна визначити за формулою

$$M_1=\frac{3}{2}p_0\frac{1}{\tau}\left(i_{RS}\cdot i_{SY}-i_{RY}\cdot i_{SX}\right), \quad (20)$$

де p_0 – кількість пар магнітних полюсів.

Рівняння (13), (18), (19) утворюють замкнену систему рівнянь. Для зручності числового інтегрування руху їх можна звести до нормального виду Коші. Залежно від завдання, яке ставиться під час проектування та експлуатації систем із замкненим канатом, можна скористатися наведеними вище аналітичними залежностями.

Висновки. Із графіків на рис. 4 видно, що зі збільшенням швидкості руху каната натяг і частота його зміни зростають до 30%. Тобто вплив динамічних зусиль при розрахунку таких систем потрібно врахувати. У разі збільшення швидкості руху каната, що забезпечує підвищення продуктивності установки, приводи потрібно оснащувати спеціальними компресорами, які дадуть змогу гасити коливання і забезпечать стабілізацію натягу каната.

Напрямки подальших досліджень

1. Динаміка пасажирських канатних доріг.
2. Дослідження роботи тягово-несних канатів в зоні проміжних опор.
3. Динамічне моделювання та аналіз роботи пасажирських канатних доріг.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Беркман М. Б. Подвесные канатные дороги / М. Б. Беркман, Г. Н. Бовский, Г. Г. Куйбида, Ю. С. Леонтьев. – М. : Машиностроения, 1984. – 264 с.

2. Лавітський А. С. Канатні дороги: Шляхи вирішення проблем / А. С. Лавітський, Я. Я. Кіма // Подемные сооружения, специальная техника : Научнотехнический и производственный журнал. – 2003. – № 7 (23).- С. 22-23.

3. Малиновський В. А. Стальные канаты. Ч.І; Ч.ІІ. / В. А. Малиновський. – Одесса : Астропринт, 2001. – 188 с.; 2002. – 180 с.

4. Адамовский М. Г. Підвісні канатні лісотранспортні системи / М. Г. Адамовский, М. П. Мартинців, Й. С. Бадера. – К. : ІЗМН, 1997. – 156 с.

5. Мартинців М. П. Проміжна щогла багаторазового використання для канатної лісотранспортної установки / М. П. Мартинців, Б. В. Сологуб, І. В. Бичинюк // Патент на корисну модель № 24654; B61 B7/00 ; зареєстровано 10.07.2007 р. – 6 с.

6. Мартинців М. П. Проміжна щогла підвісної канатної установки / М. П. Мартинців, І. В. Бичинюк, Б. В. Сологуб // Патент на корисну модель № 48067; B61 B7/00, опубліковано 10.03.2010 р. ; Бюл. № 5. – 6 с.

7. Кіндрацький Б. І. Раціональне проектування машинобудівельних конструкцій: Монографія / Б. І. Кіндрацький, Г. Т. Сулим. – Львів : КІНПАТРІ, ЛТУ, 2003. – 280 с.

8. Сологуб Б. В. Побудова моделі синтезу підвісних канатних систем / Б. В. Сологуб // Матеріали конференції, 2010 р.

9. Быков В. П. Методическое обеспечение САПР в машиностроении / В. П. Быков – Л. : Машиностроение, 1989. – 255 с.

10. Мартинців М. П., Удовицький О. М., Сологуб Б. В. Аналіз роботи рекреаційних канатних установок, як підвісних конвеєрів / М. П. Мартинців, О. М. Удовицький, Б. В. Сологуб // Науковий вісник НЛТУ України : Збірник науково-технічних праць. – Львів : НЛТУ України, 2009. – С. 91-97.

11. Мартинців М. П. Особливості розрахунку систем із замкнутим рухомим тягово-несним канатом / М. П. Мартинців, М. Г. Адамовський, Б. В. Сологуб // Науковий вісник НЛТУ України : Збірник науково-технічних праць. – Львів : НЛТУ України. 2009. – Вип. 19.8. – С. 146-152.

Сологуб Б.В. АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ И ОСНОВЫ СИНТЕЗА ПАССАЖИРСКИХ ДОРОГ С ТЯГОВО-НЕСУЩИМ КАНАТОМ

Предложен метод расчета каната и основных элементов канатной установки с учетом динамических нагрузок. На основе анализа уравнений построены графики изменения усилий в ведущей и ведомой ветвях каната.

Комплексный подход дает возможность оценить качественную структуру новой канатной системы и существующие альтернативные варианты, а также обосновать основные конструктивные и эксплуатационные параметры.

Ключевые слова: канатная установка, канат, динамические нагрузки, контруктивни параметры.

Sologub B.V. ANALYSIS OF THE DESIGN FEATURES AND PRINCIPLES OF THE SYNTHESIS PASSENGER ROAD WITH TRACTION-TRACK CABLES

The method of calculation of the rope and the basic elements of the cable installation, taking into account the dynamic loads. Based on the analysis of equations constructed graphs efforts in Master and Slave branches rope.

Integrated approach provides an estimate qualitative structure of the new cable car system and the existing alternatives, and justify the main design and operational parameters.

Keywords: cable installation, rope, dynamic load kontruktyvni options.

УДК 667.64:678.026

ДОСЛІДЖЕННЯ І МОДЕЛЮВАННЯ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ ЕПОКСИКОМПОЗИТНИХ ПОКРИТТІВ ВІД ВМІСТУ ДИСПЕРСНИХ ЧАСТОК

Стухляк П.Д., Добротвор І.Г., Сорівка І.Т., Карташов В.В., Вербицький О.І.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Досліджено залежності залишкових напружень від вмісту дисперсних наповнювачів у композитному матеріалі та товщини полімерних покриттів шляхом діаграмного моделювання з використанням операторів програмного забезпечення Mathcad. Встановлено, що аналіз процесів структуроутворення епоксикомпозитів дає можливість встановити оптимальні діапазони вмісту наповнювача у матеріалі. Розроблені матеріали перспективно використовувати у вигляді захисних покриттів на робочих поверхнях деталей технологічного обладнання.
Ключові слова: залишкові напруження, композити, частки, епоксидна смола.

Вступ. Одним з основних напрямків підвищення надійності технологічного устаткування в різних галузях промисловості, яке працює в умовах підвищених температур, є створення нових матеріалів з широким комплексом експлуатаційних характеристик. Перспективним у цьому плані є застосування полімерних композитних матеріалів (КМ) у вигляді покриттів різного функціонального призначення. Це дозволяє збільшити довговічність і надійність експлуатації обладнання, продовжити міжремонтний ресурс роботи технологічного устаткування, а також суттєво підвищити хімічну тривкість механізмів до впливу агресивних середовищ [1]. У зв'язку з цим, завдання створення покриттів з високими експлуатаційними характеристиками є доцільним і перспективним на теперішній час.

Актуальність досліджень. Актуальним є використання композитів на основі епоксидного зв'язувача і дисперсних наповнювачів. Такі матеріали відзначаються доброю технологічністю при формуванні у вигляді покриттів на довгомірних поверхнях складного профілю, а також високими показниками експлуатаційних характеристик та розвинутою сировинною базою у межах України. При зшиванні таких КМ формується просторова сітка, структура котрої може бути змінена при введені наповнювачів різної фізичної природи, що, у свою чергу, приводить до підвищення фізико-механічних характеристик епоксикомпозитних матеріалів. Процеси структуроутворення при формуванні композиту на межі поділу фаз у системі «наповнювач – зв'язувач» суттєво впливають на властивості матеріалу у процесі експлуатації [1-3].

Постановка задачі. Одним із основних напрямків збільшення довговічності захисних покриттів є зниження на межі фаз у системах «полімер – основа» та «полімер – наповнювач» залишкових напружень, котрі є причиною руйнування таких систем як в процесі формування, так і при експлуатації. З іншого боку, збільшення залишкових напружень є показником підвищення когезійних характеристик епоксикомпозитів за рахунок покращення структуроутворення на межі поділу фаз. У зв'язку з цим, залишкові напруження вибрано як один із основних критеріїв, котрі характеризують процеси структуроутворення у композиті. Відомо [4], що залишкові напруження залежать як від природи наповнювача у матеріалі, так і від товщини покриття.

Мета роботи – встановити залежність залишкових напружень у КМ залежно від вмісту і природи дисперсних наповнювачів.

Результати досліджень. Композитні матеріали формували методом гідродинамічного суміщення зв'язувача, наповнювача та твердника. Об'єктом дослідження вибрано епоксидний олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84). Для зшивання епоксидних композицій використано твердник поліетиленполіамін (ТУ 6-05-241-202-78), що дає можливість затверджувати матеріали при кімнатних температурах. Для покращення фізико-механічних властивостей КМ у полімерну матрицю вводили

дисперсні наповнювачі різноманітної фізичної природи та різної дисперсності, а саме: з розміром часток 60…65 мкм (карбід бору, карбід кремнію, оксид алюмінію, оксид міді) та з розміром часток 30 мкм (оксид хрому (III)). Концентрацію наповнювачів визначали у мас. ч. на 100 мас. ч. епоксидного зв'язувача. У якості зразків використовували покриття з досліджуваних КМ, які формували на стальній (Ст.3) основі у вигляді пластини, товщиною δ=0,3 мм. Схема формування зразків для дослідження залишкових напружень у захисних покриттях зображена на рис. 1:

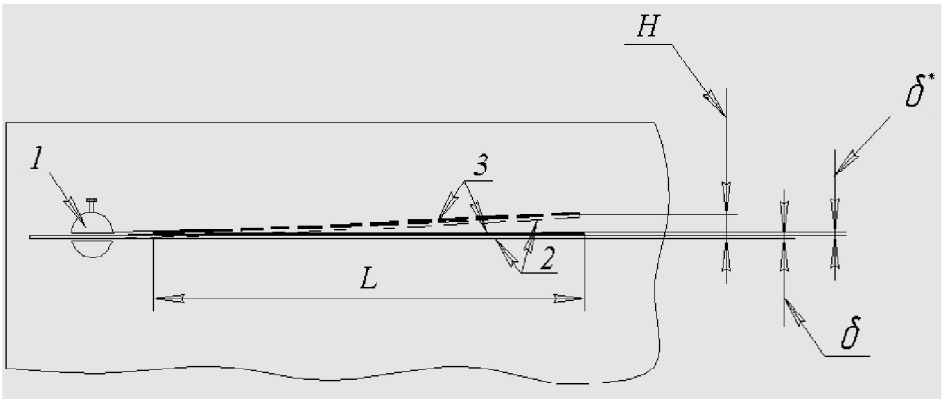


Рисунок 1 – Схема формування зразків для дослідження залишкових напруженьу захисних покриттях: 1 – опора, до якої кріпиться зразок із покриттям; 2 – основа зі сталі Ст.3; 3 – захисне покриття; H – відхилення пластинки-основи від початкового положення;L – довжина пластинки-основи з покриттям; δ – товщина пластинки-основи; δ* – товщина покриття

Регулюючи вміст компонентів композитів, температуру і тривалість полімеризації забезпечують необхідні властивості КМ. Експериментально встановлено такий температурно-часовий режим полімеризації епоксикомпозитів: формування зразків відбувалося протягом 12 год. при Т=293±2К. З метою стабілізації структурних процесів у матриці, зразки після витримки протягом 2-часової термообробки при Т=393±2К повільно охолоджували до температури Т=293±2К та витримували 9 год. на повітрі з наступним проведенням експериментальних випробувань.

У процесі зшивання епоксикомпозитів у вигляді покриттів із вмістом дисперсних наповнювачів різної фізичної природи на межі поділу фаз «захисне покриття – металева основа» формуються зв'язки, що зумовлює виникнення залишкових напружень розтягу [4, 5]. Внаслідок цього, спостерігали деформацію консолі (у вигляді основи з покриттям).

Для оцінки залишкових напружень у захисних покриттях використовували консольний метод (рис. 1), котрий грунтується на вимірюванні висоти згину (відхилення) консольної пластинки-основи з нанесеним на неї покриттям по відношенню до її базового положення [6].

Величину залишкових напружень $\sigma_{зал}$ (МПа) визначали за формулою:

$$\sigma_{зал} = \frac{H \cdot E \cdot \delta^3}{3 \cdot L^2 \cdot (\delta + \delta^*) \cdot \delta^*}, \qquad (1)$$

де H – відхилення пластинки-основи від початкового положення; E – модуль пружності пластинки-основи ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа); L – довжина пластинки-основи з покриттям (L = 7 см); δ – товщина пластинки-основи (δ = 0,3 мм); δ* – товщина покриття.

У ході проведення досліджень оцінювали залежність залишкових напружень епоксикомпозитних покриттів від вмісту дисперсних наповнювачів (q = 0…80 мас. ч. наповнювача на 100 мас. ч. олігомера) у композитному матеріалі та в залежності від товщини полімерних покриттів (δ* = 0,1…0,6 мм) шляхом діаграмного моделювання з використанням операторів програмного забезпечення Mathcad [7]. У результаті отримано

діаграми (рис. 2) та трьохвимірні поверхні (рис. 3) залежностей залишкових напружень ($\sigma_{зал}$) від товщини покриттів (δ^*) та вмісту (q) дисперсних наповнювачів, а саме: карбіду бору (B_4C), карбіду кремнію (SiC), оксиду алюмінію (Al_2O_3), оксиду міді (CuO) та оксиду хрому (III) (Cr_2O_3).

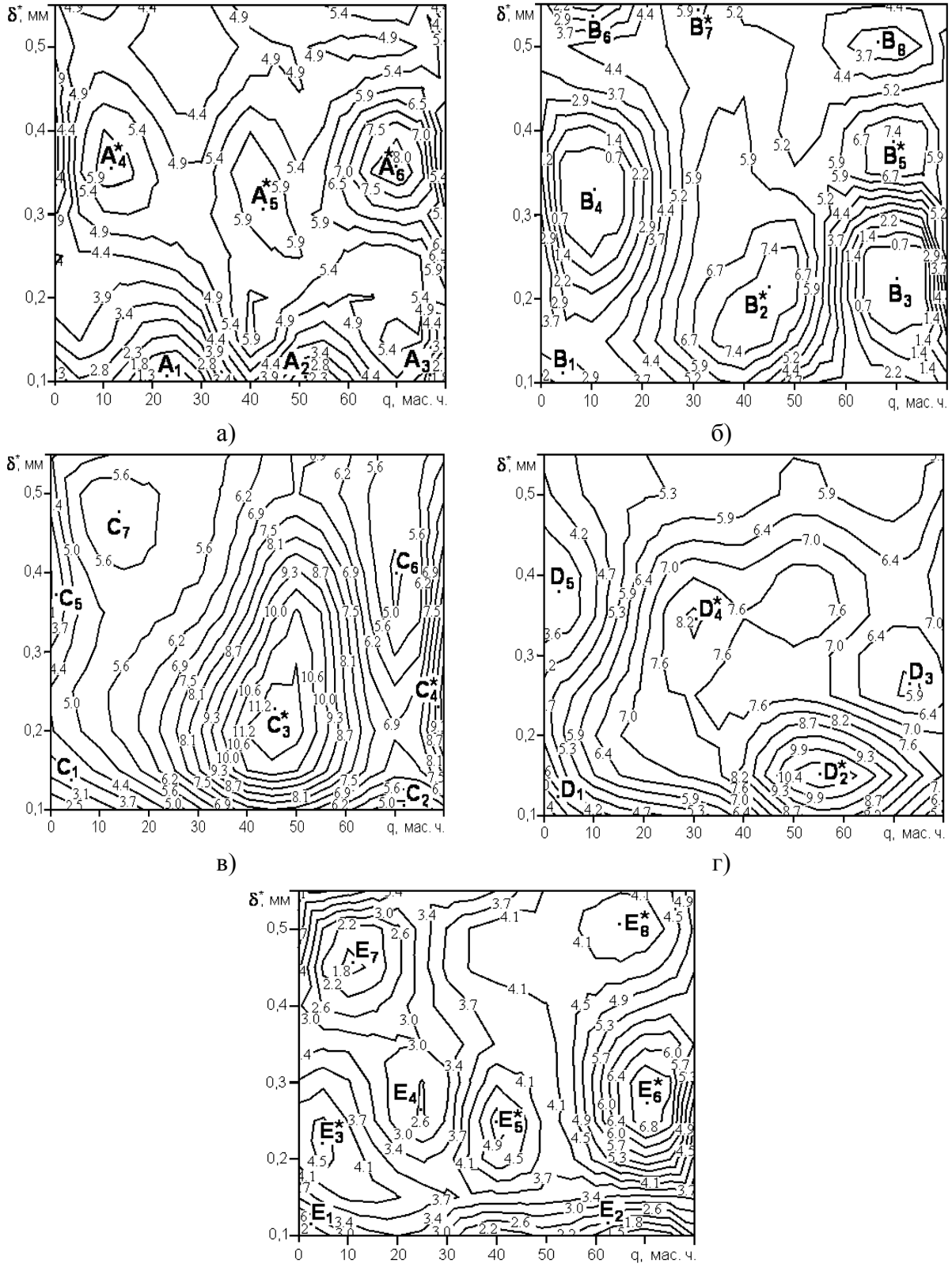


Рисунок 2 – Діаграми залежностей залишкових напружень ($\sigma_{зал}$) від товщини покриттів (δ^*) та вмісту (q) дисперсних наповнювачів: а) карбіду бору, б) карбіду кремнію, в) оксиду алюмінію, г) оксиду міді, д) оксиду хрому (III)

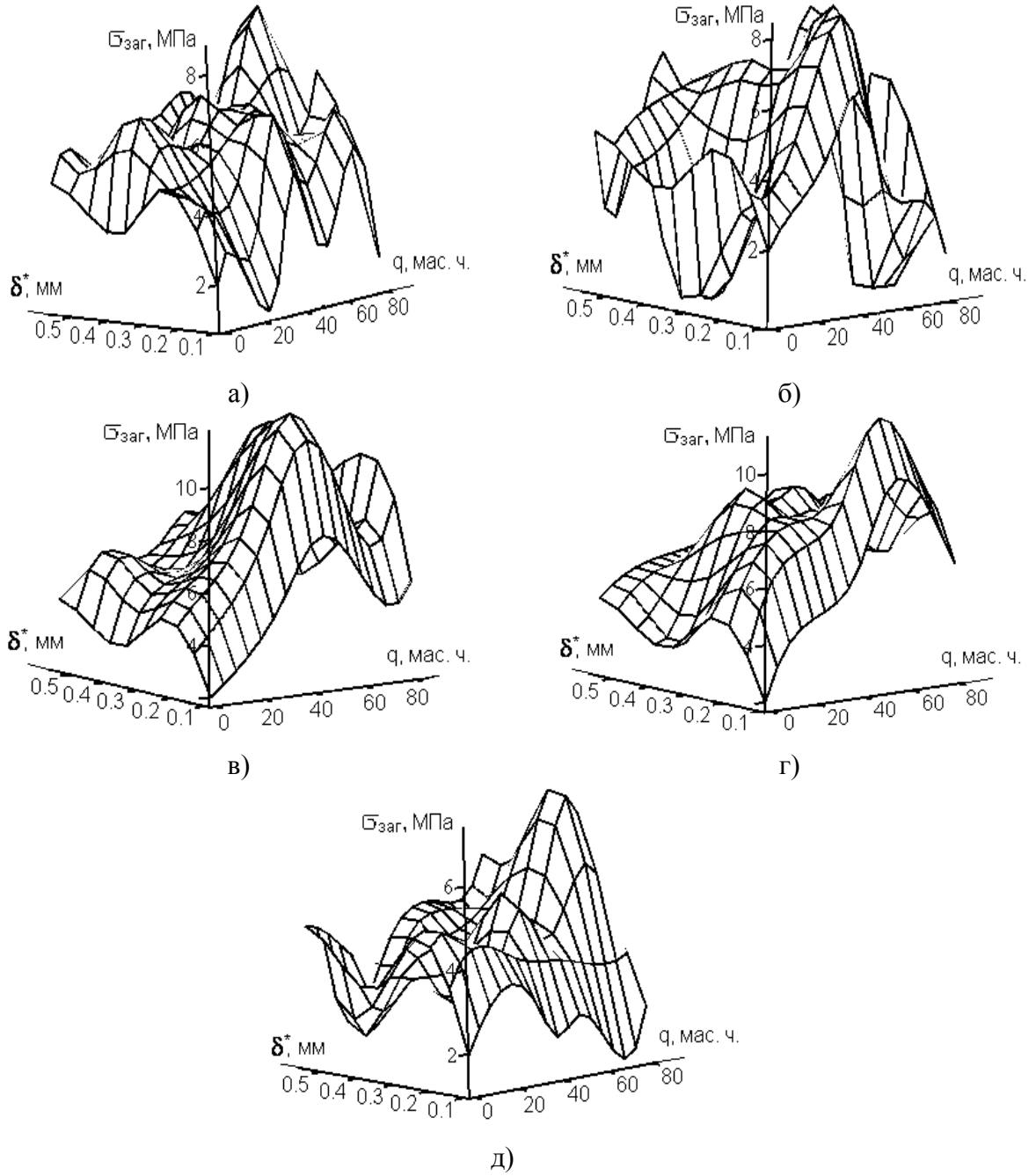


Рисунок 3 – Трьохвимірні поверхні залежностей залишкових напружень ($\sigma_{зал}$) від товщини покриттів (δ*) та вмісту (q) дисперсних наповнювачів: а) карбіду бору, б) карбіду кремнію, в) оксиду алюмінію, г) оксиду міді, д) оксиду хрому (III)

У ході проведення експериментальних досліджень спостерігали максимальні значення залишкових напружень у епоксикомпозитних покриттях з досліджуваних КМ, котрі містять дисперсні наповнювачі різної фізичної природи, а саме:

а) карбід бору (рис. 2, а): в точках A_4* (при вмісті q = 10 мас. ч. наповнювача на 100 мас. ч. олігомера), т. A_5* (q = 40 мас. ч.) та т. A_6* (q = 70 мас. ч.) в діапазоні товщини покриття δ* = 0,3–0,4 мм;

б) карбід кремнію (рис. 2, б): в т. B_2* (при концентрації q = 45 мас. ч. наповнювача на 100 мас. ч. олігомера та товщині покриття δ* = 0,2 мм), т. B_5* (q = 70 мас. ч.; δ* = 0,3–0,4 мм) і т. B_7* (q = 30 мас. ч.; δ* = 0,5–0,6 мм);

в) оксид алюмінію (рис. 2, в): в т. C_3* (q = 45 мас. ч.) та т. C_4* (q = 80 мас. ч.) в діапазоні товщини покриття δ* = 0,2–0,3 мм;

г) оксид міді (рис. 2, г): в т. D_2* (q = 55 мас.ч.; δ* = 0,1–0,2 мм) і т. D_4* (q = 30 мас. ч.; δ* = 0,3–0,4 мм);

д) оксид хрому (III) (рис. 2, д): в т. E_3* (q = 5 мас. ч.), т. E_5* (q = 40 мас. ч.) і т. E_6* (q = 70 мас. ч.) в діапазоні товщини покриття δ* = 0,2–0,3 мм та т. E_8* (q = 65 мас. ч.; δ* = 0,45–0,55 мм).

Також спостерігали мінімальні значення залишкових напружень у сформованому композитному матеріалі у вигляді покриттів із використанням дисперсних наповнювачів, а саме:

а) карбіду бору (рис. 2, а): в точках A_1 (при концентрації q = 20 мас. ч. наповнювача на 100 мас. ч. олігомера), т. A_2 (q = 50 мас. ч.) і т.A_3 (q = 80 мас. ч.) в діапазоні товщини покриття δ* = 0,1–0,2 мм;

б) карбіду кремнію (рис. 2, б): в т. B_1 (q = 10 мас. ч.; δ* = 0,1–0,2 мм), т. B_3 (q = 70 мас. ч.; δ* = 0,2–0,3 мм), т. B_4 (q = 10 мас. ч.; δ* = 0,3–0,4 мм), т. B_6 (q = 10 мас. ч.; δ* = 0,5–0,6 мм) і т. B_8 (q = 70 мас. ч.; δ* = 0,5 мм);

в) оксиду алюмінію (рис. 2, в): в т. C_1 (q = 10 мас. ч.) та т. C_2 (q = 70 мас. ч.) в діапазоні товщини покриття δ* = 0,1–0,2 мм, в т. C_5 (q = 5 мас. ч.) і т. C_6 (q = 70 мас. ч.) при δ* = 0,3–0,4 мм, т. C_7 (q = 15 мас. ч.; δ* = 0,4–0,5 мм);

г) оксиду міді (рис. 2, г): в т. D_1 (q = 5 мас. ч.; δ* = 0,1–0,2 мм), т. D_3 (q = 75 мас. ч.; δ* = 0,2–0,3 мм) і т. D_5 (q = 5 мас. ч.; δ* = 0,3–0,4 мм);

д) оксиду хрому (III) (рис. 2, д): в т. E_1 (q = 5 мас. ч.) і т. E_2 (q = 65 мас. ч.) в діапазоні товщини покриття δ* = 0,1–0,2 мм, т. E_4 (q = 25 мас. ч.; δ* = 0,2–0,3 мм) та т. E_7 (q = 10 мас. ч.; δ* = 0,4–0,5 мм).

Зниження залишкових напружень на межі поділу фаз у системах «полімер – основа» та «полімер – наповнювач» є критерієм збільшення довговічності захисних покриттів. Однак, зростання залишкових напружень є показником підвищення когезійних характеристик епоксикомпозитних покриттів за рахунок покращення структуроутворення на межі поділу фаз. Кінетика зміни залишкових напружень на межі поділу фаз у системі «полімер композит – основа» показує, що магнітна природа добавки та її кількісний вміст значно впливають на фізико-хімічні процеси при формуванні композиту.

Таким чином, аналіз процесів формування КМ дає можливість встановити оптимальний вміст дисперсного наповнювача у епоксикомпозитах з підвищеними фізико-механічними властивостями та визначити діапазони товщин покриттів з досліджуваних КМ шляхом діаграмного моделювання. Відомо [8], що введення оптимального вмісту наповнювачів забезпечує утворення максимальної кількості фізичних і хімічних зв'язків між дисперсними частками та олігомерам, а також між олігомерам і металевим субстратом.

Висновки. Встановлено закономірності зміни фізико-механічних властивостей епоксикомпозитних покриттів від вмісту наповнювача і товщини покриття шляхом діаграмного моделювання з використанням операторів програмного забезпечення Mathcad. Величина залишкових напружень у значній мірі залежить як від вмісту та дисперсності наповнювача у КМ, так і від товщини покриття. На основі експериментальних досліджень встановлено, що у подальшому для захисту поверхонь технологічного устаткування апаратів і машин доцільно використовувати епоксикомпозитні покриття з товщиною 0,3…0,4 мм із наповненням 5...15 мас. ч. на 100 мас. ч. олігомера (для наповнювачів SiC, Al_2O_3 та CuO), з товщиною 0,1…0,2 мм із концентрацією 50...80 мас. ч. наповнювача на 100 мас. ч. зв'язувача (для B_4C) та з товщиною 0,4…0,5 мм із вмістом наповнювача 5...20 мас. ч. на 100 мас. ч. олігомера (для наповнювача Cr_2O_3). При цьому, не можуть бути рекомендованими для довготривалого використання на робочих поверхнях деталей технологічного обладнання покриття з товщиною 0,1…0,2 мм із концентрацією 40…55 мас. ч. на 100 мас. ч. зв'язувача (для

наповнювачів SiC, Al_2O_3 та CuO), з товщиною 0,3…0,4 мм із наповненням 40…70 мас. ч. на 100 мас. ч. олігомера (для B_4C) та з товщиною 0,2…0,35 мм із вмістом наповнювача 65…75 мас. ч. на 100 мас. ч. епоксидної смоли ЕД-20 (для епоксикомпозитних покриттів, котрі містять Cr_2O_3). Дослідження у цій галузі дають можливість встановити механізм впливу поверхні наповнювачів різної фізичної природи на структуроутворення матеріалу зв'язувача на межі поділу фаз «захисне покриття – металева основа». Це дозволить в подальшому оптимізувати методи отримання КМ із наперед заданими властивостями.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Адаменко Н. А. Конструкционные полимерные композиты / Н. А. Адаменко, А. В. Фетисов, Г. В. Агафонова – Волгоград, 2010. – 101 с.

2. Чернин И. З. Эпоксидные полимеры и композиции / И. З. Чернин, Ф. М. Смехов, Ю. В. Жердев – М. : Химия, 1982. – 232 с.

3. Липатов Ю. С. Межфазные явления в полимерах / Ю. С. Липатов – К. : Наукова думка, 1980. – 260 с.

4. Букетов А. В. Фізико-хімічні процеси при формуванні епоксикомпозитних матеріалів / А. В. Букетов, П. Д. Стухляк, Є. М. Кальба – Тернопіль : Збруч, 2005. – 182 с.

5. Шевченко В. Г. Основы физики полимерных композиционных материалов / В. Г. Шевченко – Москва, 2010. – 98 с.

6. Карякина М. И. Испытание лакокрасочных материалов и покрытий / М. И. Карякина – М. : Химия, 1988. – 272 с.

7. Добротвор И. Г. Исследование процессов структурообразования эпоксикомпозитных покрытий с помощью компьютерной графики / И. Г. Добротвор, А. В. Букетов, Н. А. Долгов // Материалы 9-й международной научно-технической конференции [«Инженерия поверхности и реновация изделий»], (Крым, 2009). – К., 2009. – С. 58-60.

8. Добротвор І. Визначення діапазонів оптимального вмісту дисперсного наповнювача в епоксикомпозитах / І. Добротвор, А. Букетов, П. Стухляк // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2009. – Т. 45, № 6. – С. 32-39.

Стухляк П.Д., Добротвор И.Г., Сорівка И.Т., Карташов В.В., Вербицкий О.И. ИССЛЕДОВАНИЕ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТЕЙ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ЭПОКСИКОМПОЗИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ОТ СОДЕРЖАНИЯ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ

Исследованы зависимости остаточных напряжений от содержания дисперсных наполнителей в композитном материале и толщины полимерных покрытий путем диаграммного моделирования с использованием операторов программного обеспечения Mathcad. Установлено, что анализ процессов структурообразования эпоксикомпозитов дает возможность установить оптимальные диапазоны содержания наполнителя в материале. Разработаны материалы перспективно использовать в виде защитных покрытий на рабочих поверхностях деталей технологического оборудования.

Ключевые слова: остаточные напряжения, композиты, части, эпоксидная смола.

Stukhlyak P.D., Dobrotvor I.G., Sorivka I.T., Kartashov V.V., Verbitskiy O.I. DIAGRAM MODELING OF THE REMAINING TENSIONS DEPENDENCE'S OF EPOXYCOMPOSITE COATINGS FROM THE QUANTITY OF DISPERSE PARTICLES

There investigated remaining tensions dependence's from the quantity of the disperse fillers in composite material and thickness of polimer coatings by diagram modeling using operators of software Mathcad. Established that the analysis processes of structure formation of epoxycomposite materials enables to establish optimal ranges of content filler in the material. The proposed materials use prospectively as a protective coating in the working surfaces of equipment components.

Keywords: residual stresses, composites, particles, epoxy resin.

УДК 614.841.12:678.5

СНИЖЕНИЕ ПОЖАРНОЙ ОПАСНОСТИ ЭПОКСИДНЫХ КОМПОЗИЦИЙ ПРИГОДНЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРЕПРЕГОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ В СУДОСТРОЕНИИ

Тригуб С.Н.
Херсонская государственная морская академия

В статье рассмотрены виды препрегов применяемых в судостроении, способы изготовления препрегов, проведен подбор эпоксидных композиций и химический анализ ингредиентов входящих в состав эпоксидных композиций, проведена оценка пожароопасности отвержденных эпоксидных композиций методом кислородного индекса.
Ключевые слова: препреги, эпоксидные композиции, стекловолокно, пожарная опасность, кислородный индекс.

Введение. Препреги (сокращение от английского слова «preimpregnated», что означает предварительно пропитанный) – компаунды, состоящие, как правило, из эпоксидного связующего, наполненного волокнистым наполнителем.

Препреги одним из первых появились в судостроении (а чуть позднее – и у ракетчиков). В судостроении до сравнительно недавнего времени они применялись лишь при строительстве уникальных судов, наподобие кубковых яхт IACC и океанских гоночных яхт.

На сегодня применение препрегов в судостроении стало более разнообразным, поскольку в промышленности в зависимости от вида армирующего волокнистого материала стали изготовлять препреги на основе: тканей и бумаг, матов из рубленого волокна, а также ориентированных нитей, жгутов, лент [1].

Препреги-маты обычно применяют поверх заполнителя в слоистых панелях для повышения прочности сцепления и для упрочнения внешнего слоя; препреги из тканевой ровницы, как высокопрочные композиции, состоящие из равномерных тканевых переплетений и смолы в основном применяются для деталей судов, где требуются относительно высокие характеристики материала при высоком процентном содержании стекловолокна; препреги из стеклоткани с эпоксидной связкой, обладающие высокими характеристиками применяются, например, в гидролокационных куполах, внешним упрочняющим слоем или накладками на несформовавшихся участках; препреги с однонаправленными стеклянными волокнами, в которых слои состоят либо из отдельных нитях, либо ткани с однонаправленными нитями, используют для изготовления изделий с цилиндрическими поверхностями, например корабельных мачт, резервуаров или изделий со сферическими поверхностями [2].

Для изготовление препрегов широкое применение в качестве связующих нашли эпоксидные смолы, а в качестве наполнителей – стеклянные волокнистые наполнители.

Стеклянное волокно получило наибольшее распространение в производстве изделий из армированных пластиков прежде всего благодаря высоким механическим показателям, относительной простоте технологии его получения, а также наличию неисчерпаемых сырьевых ресурсов [3].

Стекло в толстом слое представляет собой хрупкий материал, но тонкие стеклянные изделия обладают повышенной гибкостью. Причина – аморфное строение стекла. Тонкие, диаметром 5-10 мкм, стеклянные волокна имеют настолько высокую гибкость, что могут обрабатываться по технологии текстильной промышленности. Такая высокая гибкость объясняется одинаковой взаимной ориентацией молекул стекла вдоль линии стекловолокна. Основным материалом, используемым для изготовления стекол, является оксид кремния SiO_2.

Существуют несколько методов промышленного изготовления эпоксидных стеклопластиковых препрегов. Рассмотрим несколько из них.

Метод формования включает приготовление связующего в емкости (смешение смолы с отвердителем и т.д). Для предотвращения быстрого отверждения перед применением в смолу можно вводить инициатор. Затем заготовку помещают в штамп и заливают жидким связуюшим. При закрывании формы связующее проникает например, в стекломат, вытесняя воздух, а избыток вытекает. При этом стекловолокно в основном ориентируется вдоль поверхности прессформы. Вариантом этой технологии является применение формы (или) полуформы, покрытой эластичным листом пленки, полученной из поливинилового спирта.

Для получения рулонного стеклопластика пропиточный состав готовят в ванне. Стеклоткань непрерывной лентой проходит через пропиточную ванну. Для обеспечения непрерывности такой ленты конец одного рулона ткани соединяют внахлест с началом следующего рулона полиамидной пленкой, закладываемой между двумя слоями ткани и прогреваемой в течении 30-60 с до 200-220 °С. Излишки пропиточного состава удаляют с ткани при помощи отжимных валиков с регулируемым зазором. Сушат материал в сушильной камере при температуре 80-130 °С. Готовый рулонный стеклопластик наматывается на гильзы диаметром 100 мм.

Анализ существующих способов изготовления препрегов указывает на то, что благодаря сочетанию высокой степени механизации, технологичности, возможности получения максимальных деформативно-прочностных показателей материала – регулируемого, направленного характера, получения препрега, обладающего меньшей пористостью, меньшим разбросом свойств используют метод «мокрой» намотки, т.е. получение препрегов намоткой стекловолокна на цилиндрическую оправку. Метод «мокрой» намотки описан в работах [4-7].

В состав технологического комплекса входят комплекс отжигающего и пропиточного устройства и намоточное оборудование.

Для упрочнения стеклопластиковых препрегов применяют ровинг (стек-ложгут из стеклянных комплексных нитей), который с технологической целью выпускается промышленностью на парафиновом замасливателе и в состоянии поставки содержит влагу.

Присутствие обоих указанных факторов в ровинге приводит к резкому снижению физико-механических характеристик полученного стеклопластика и повышает его горючесть, с одной стороны, из-за существенного ухудшения адгезии ровинга с полимерной матрицей, в результате чего происходит отслаивание связующего от ровинга и, как следствие, увеличение поверхности контакта с кислородом воздуха [8], с другой стороны, из-за того, что парафин – горючее вещество [9]. Поэтому парафиновый замасливатель и влагу из ровинга следует удалять.

Для этого создан комплекс отжигающего и пропиточного устройства входящей в состав намоточной установки.

Комплексное устройство позволяет устранять оба нежелательных элемента (замасливатель и влагу), а также повысить качество пропитки, так как в этом случае ровинг поступает в пропиточную ванну подогретым, что способствует равномерному перераспределению связующего на стеклонитях ровинга.

Выбор оборудования зависит от технологии намотки, степени автоматизации управления технологическим и производственным процессами, свойствами эпоксидных стеклопластиковых препрегов и различных стеклопластиковых изделий.

На рис. 1 представлена схема изготовленной установки для формования эпоксидных стеклопластиковых препрегов и различных стеклопластиковых изделий.

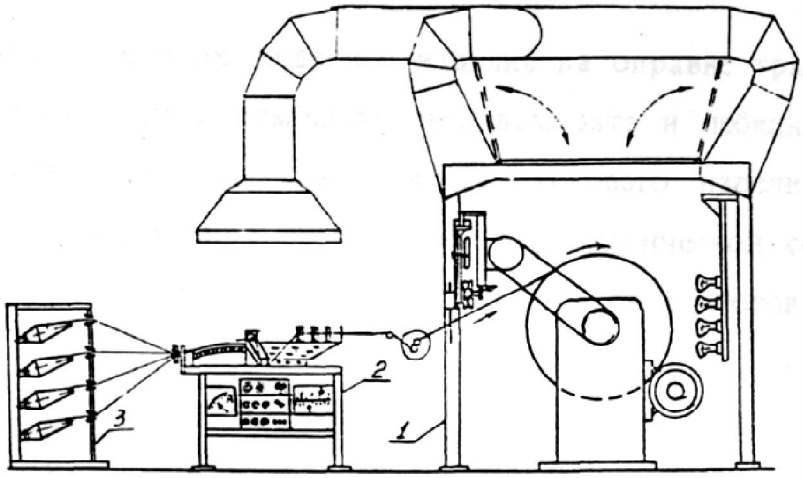


Рисунок 1 – Схема универсальной намоточной установки: 1 – намоточная машина; 2 – отжигающее и пропиточное устройство; 3 – шпулярник

Установка включает намоточную машину 1 с формующей головкой, устройством раскладки с электромеханическим приводом, системой инфракрасных термоизлучателей и приточно-вытяжной вентиляцией, отжигающее и пропиточное устройство 2, шпулярник 3.

При выходе из ванны удаляется излишек связующего со стеклонитей и они поступают в намоточную машину, где наматываются на металлическую вращающуюся оправку, предварительно покрытую антиадгезионной пленкой.

Равномерное распределение и укладка стеклонитей по длине оправки производятся с помощью механизма раскладки в строгом расчетном порядке. Устройство раскладки стеклонити является наиболее сложным агрегатом всей установки. Основной частью устройства является формирующая головка, создающая структуру армирования.

В процессе формования эпоксидных стеклопластиковых препрегов и различных стеклопластиковых изделий на оправке производится их обогрев ламповыми панелями инфракрасного излучения.

Отвержденное и охлажденное изделие на оправке транспортируется к съёмнику, где с помощью гидродомкрата и лебедки производится извлечение оправки из стеклопластикового изделия. Готовое изделие подвергается, при необходимости, механической обработке и техническому контролю, а затем поступает на склад готовой продукции.

Физико-механические, пожароопасные и многие специальные свойства эпоксидных стеклопластиковых препрегов и различных стеклопластиковых изделий определяются характером распределения армирующего материала (видом намотки), что обеспечивается непосредственно на стадии формования.

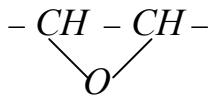
При формовании эпоксидных стеклопластиковых препрегов и различных стеклопластиковых изделий методом намотки наибольшее распространение получили шесть основных видов намотки, которые реализуются на вышерассмотренной установке, каждая из которых дает свою структуру расположения стеклянных нитей. К таким структурам армирования относятся: а) строчное (рядовое) армирование (СА), б) продольно-поперечное армирование (ППА), в) косое-перекрестное армирование (КПА), г) нетканой лентой армирование(НЛА), д) косое-перекрестное нетканой лентой армирование (КПНЛА), е) комбинированная структура, состоящая из НЛА и СА армирований, т.е. армирование нетканой лентой, усиленное строчными нитями.

Рассмотрев различные виды препрегов и способы их изготовления важным является провести подбор эпоксидных композиций и на их основе получить стеклопластиковые препреги и различные стеклопластиковые изделия, которые обладали бы требованиям для разнообразного их применения в судостроении.

Целью данной работы является проведение анализа химических ингредиентов, которые могут входить в состав композиций из которых изготовлены препреги, по результатам анализа получить жидкие эпоксидные композиции, после отверждения оценить полученные образцы на пожарную опасность и при необходимости применить метод лучевой модификации для снижения их пожарной опасности.

Изложение основного материала. В основу связующего для изготовления препрегов входят: эпоксидная смола, отвердитель, пластификатор.

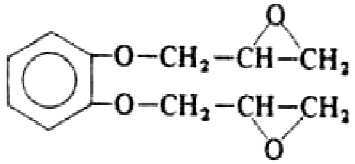
Эпоксидные смолы – это реакционноспособные олигомерные или полимерные соединения, содержащие в молекуле эпоксидные группы.



В зависимости от исходных материалов, способа получения, условий проведения процесса и соотношения реагирующих веществ можно получать эпоксидные смолы различного состава, с разной молекулярной массой и содер-жанием эпоксидного кислорода.

Выпускают разные виды эпоксидных смол [10]. Наибольшее распространение из эпоксидных смол получили эпоксидиановые смолы (в частности, ЭД-20). Эпоксидная смола ЭД-20 [11] представляет собой жидкий, сильновязкий реакционноспособный олигомерный продукт на основе диглицидилового эфира дифенилолпропана, применяется как связующее для стеклопластиковых препрегов и различных стеклопластиковых изделий. Температура стеклования диановой смолы – 453 К.

Также в качестве связующего для изготовления стеклопластиковых препрегов и различных стеклопластиковых изделий используется особая группа низковязких эпоксидных смол марки УП-637 (ТУ 6-05-241-194–79) – продукт этирификации резорцина эпихлоргидрином в щелочной среде, т.е. эпоксидная смола марки УП-637 представляет собой диглицидиловый эфир резорцина (ДГЭР):



В отличие от низкомолекулярных диановых смол, эпоксирезорциновые аналоги характеризуются повышенным содержанием хлорорганических примесей. ДГЭР желтая жидкость не растворима в воде, растворима в спирте, эфире, бензоле, хлороформе, ацетоне. Пожароопасные свойства: Горючая жидкость. Температура вспламенения 196 °С; температура самовоспламенения 440 °С; температурные пределы распространения пламени: нижнее 196 °С, верхнее 270 °С. По комплексу прочностных показателей отвержденные композиции на основе резорциносодержащих эпоксидных смол обладают существенными преимуществами в сравнении с композициями на основе стандартных эпоксиднодиановых аналогов. Другим важным преимуществом резорциносодержащих эпоксидных полимеров является их высокая теплостойкость. Температура стеклования ДГЭР – 423 К. Кроме того, эпоксидные смолы на основе резорцина являются более реакционно-способными по отношению к большиннству отвердителей, чем традиционные эпоксиднодиановые смолы. Следует отметить некоторые недостатки резорциносодержащих эпоксидных смол, поскольку дифенилолпропан менее токсичен, чем резорцин. Отвержденные стеклопластиковые препреги и различные стеклопластиковых изделия на основе глицидиловых эфиров резорцина обладают меньшей эластичностью, чем эпоксиднодиановые аналоги [12].

Эпоксидные диановые смолы, эпоксидные смолы на основе резорцина и его производных представляют строительную ценность лишь после перехода в неплавкое и нерастворимое состояние, что обеспечивается превращением линейных молекул в пространственные (сетчатые). Этот процесс превращения жидкой смолы в твердую принято называть отверждением, а вещества, способствующие такому переходу, отвердителями.

Тип отвердителя и его количество существенно влияют на физико-механические и химические свойства эпоксидных смол. Применяя тот или иной тип отвердителя, можно варьировать свойства эпоксидиановых смол, изменять режим их отверждения. Недостаточное количество отвердителя, так же, как и его избыток может сильно повлиять на свойства отвержденной эпоксидной смолы. При избытке отвердителя часть его может улетучиться в процессе отверждения, что приведет к получению материала с рыхлой структурой. При недостаточном количестве отвердителя получают смолу с малой степенью отверждения, способную размягчаться при нагревании и растворяться в органических растворителях [13].

В качестве отвердителей эпоксидиановых смол применяются амины, амиды, кислоты, ангидриды и т.п.

Увеличить жизнеспособность связующих возможно применением полиаминов, причем при использовании полиаминов наблюдается более полное отверждение, чем при применении моноаминов. К полиаминам, в частности, относится триэтаноламин (ТЭА) стандарта ТУ 6-02-916-74 – горячего отверждения.

Также в качестве отвердителя эпоксидных смол горячего отверждения используется м-фенилендиамин или мета-фенилендиамин (МФДА) [14]. МФДА представляет собой твердое вещество с температурой плавления 63-64 °С.

Для холодного отверждения эпоксидных смол широко используется полиэтиленполиамин (ПЭПА) стандарта ТУ 2413-357-00203447-99. ПЭПА – жидкость от светложёлтого до тёмнокоричневого цвета с сильным запахом нашатыря. Применяется при температуре окружающей среды не ниже 20 °С, гигроскопичен. При более низких температурах резко снижается скорость отверждения, при попадании влаги в отвердитель процесс полимеризации смолы может не начаться совсем. Невысокие механические характеристики отверждённой смолы. Смешиваются со смолой в соотношении смола:отвердитель как 10(8):1. Время желатинизации смолы – 1,5 часа.

Для снижения вязкости и улучшения пропитывающей способности эпоксидного связующего при изготовлении изделий, а также устранения хрупкости композиции в отвержденном состоянии широко применяются пассивные (неорганические) добавки, т.е. нереакционноспособные химические разбавители, к ним относится дибутилфталат (ДБФ) [15], являющийся одновременно пластификатором, например, эпоксиадиановой смолы, т.к. снижает ее температуру стеклования [15, 16].

Оптимальное содержание отвердителя и пластификатора в связующем, как правило, определяется на основании рекомендаций по рациональному составу связующих, однако, оно может корректироваться с учетом формы и размеров изделий, соотношения наполнителя и связующего в армированной композиции.

Отметим, что к смолам иногда добавляют ингибиторы горения для придания им желаемой огнестойкости. Эти вещества могут удерживаться смолой либо за счет физико-химических взаимодействий, либо в результате химических реакций. Большинство органических эфиров фосфорной кислоты и галогенированных углеводородов (например, галогенированные парафины), а также трехокись сурьмы Sb_2O_3 соединяются со смолой за счет физико-химических сил. Введение ингибиторов горения влияет на цвет, предел прочности и параметры формования смолы.

Проведя анализ вышеуказанных эпоксидных смол, отвердителей, пластификатора можно составить жидкие эпоксидные композиции, которые могут быть использованы для получения эпоксидных препрегов и изделий.

Такими эпоксидными композициями являются: ЭД–20 (эпоксидиановая смола) – 100, ТЭА (триэтаноламин) – 15, ДБФ (дибутилфталат) – 10 (горячего отверждения); состав эпоксидной смолы ДГЭР (дициглицидиловый эфир резорцина) 100 + МФДА (метафенилендиамин) – 15 (горячего отверждения); ЭД–20 (эпоксидиановая смола) + ПЭПА (полиэтиленполиамин) (8:1) (холодного отверждения); ДГЭР (дициглицидиловый эфир резорцина) + ПЭПА (полиэтиленполиамин) (8:1) (холодного отверждения).

Оценка пожароопасности эпоксидных композиций. Существенным фактором, сдерживающим внедрение разнообразных эпоксидных препрегов, является их пожарная опасность, обусловленная горючестью и сопутствующими процессами.

Горючесть – это комплексная характеристика материала – определяет способность материала загораться, поддерживать и распространять процесс горения. Она характеризуется следующими величинами – температурой воспламенения или самовоспламенения, скоростью выгорания и распространение пламени по поверхности, а также условий, при которых возможен процесс горения (состав атмосферы, кислородный индекс, температурный индекс).

Горючесть обусловлена высоким содержанием углерода и водорода, из которого состоят макромолекулы полимеров. При нагревании макромолекулы легко распадаются на низкомолекулярные насыщенные и не насыщенные углеводороды, которые подвергаются экзотермическим реакциям окисления.

Воспламеняемость – это пламенное горение вещества, инициированное источником зажигания и продолжающееся после его удаления.

Горение полимеров представляет собой очень сложный физико-химический процесс (схема 1), включающий химические реакции при деструкции полимера, а также химические реакции превращения и окисления газовых продуктов, с интенсивным выделением тепла и уносом массы вещества. В результате химических реакций образуется два вида продукта горения – газы горючие и негорючие и зола (углеродосодержащая или минеральная).

Пожарная опасность эпоксидных стеклопластиковых препрегов и различных стеклопластиковых изделий определяется, преимущественно, типом связующего – эпоксидной композицией.

Для оценки пожароопасности эпоксидных композиций применим один из элементов оценки пожароопасности пластмасс – метод кислородного индекса [17, 18].

Кислородный индекс (КИ) – минимальное содержание кислорода в кислородно-азотной смеси, при котором возможно свечеобразное горение материала в условиях специальных испытаний, т.е. кислородный индекс, показывает процентное содержание кислорода, необходимое для поддержания горения материала.

Сущность метода определения кислородного индекса заключается в нахождении минимальной концентрации кислорода в потоке кислородно-азотной смеси, при которой наблюдается самостоятельное горение вертикально расположенного образца, зажигаемого сверху.

Для определения кислородных индексов эпоксидных композиций были получены четыре вида образцов толщиной 10 мм.

Образцы получали следующим образом: в пластине из тефлона вырезали с помощью фрезы определенную матрицу, в которую заливали искомую композицию, и проводили отверждение композиций по заранее выбранному режиму и условию.

Результаты полученных кислородных индексов приведены на диаграмме 1 для четырех образцов (эпоксидных композиций).

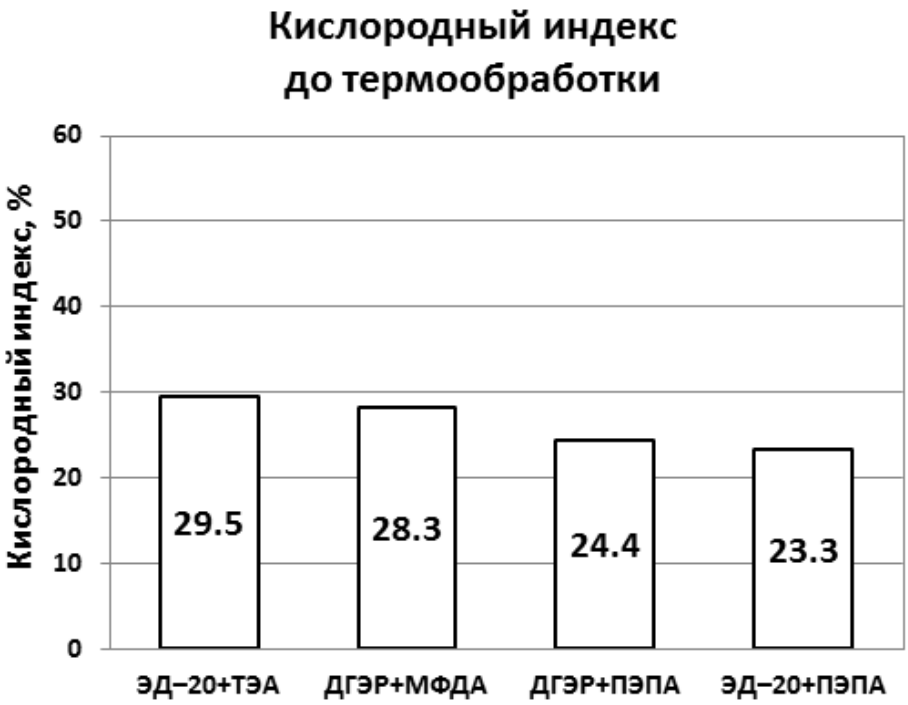


Диаграмма 1 – Результаты полученных кислородных индексов

Полученные значения кислородного индекса для четырех отвержденных эпоксидных композиций показали, что все композиции относятся к группе горючих.

Снижение пожарой опасности исследуемых отвержденных эпоксидных композиций.

Ужесточение требований безопасности во многих сферах нашей жизни диктует необходимость использования негорючих или, по крайней мере, трудногорючих материалов, т.е. таких, которые с трудом воспламеняются и не поддерживают горение самостоятельно, а также не распространяют пламя за счет разбрызгивания, скалывания и т.п. Особенно важны такие материалы для судостроения, самолетостроения и т.д. Отметим, что природа большинства полимерных материалов такова, что их невозможно сделать полностью пожаробезопасными. Единственное, что можно сделать – это снизить их способность к возгоранию и поддержанию горения. Для этой цели применяются различные методы затрудняющие воспламенение материала.

К числу этих методов можно отнести разработанный нами метод поверхностной лучевой модификации полимерного материала.

Сущность метода заключается в облучении поверхности полимерного материала комбинированным или совместным термическим и лазерным облучением.

В качестве термической обработки отвержденных эпоксиаминных композиций в виде пластин использовался тепловой источник света создаюший радиационный П-образный поток с определенной регулируемой плотностью мощности на поверхности материала. В качестве источника лучистого излучения использовался лазер на углекислом газе типа ИЛГН-709 непрерывного режима работы в инфракрасной части спектра, выходной мощностью излучения до 100 Вт с ослабителем мощности, измерителем средней мощности излучения.

Лазерное облучение полимерного материала проводилось на обновленной экспериментальной установке в лаборатории Херсонской государственной морской академии. В предварительных экспериментах была определена пороговая плотность мощности, соответствующая началу разложения и газификации материала. Далее облучение проводились при изменявшихся плотностях мощности воздействующего потока (20÷40 Вт/см^2) и времени экспозиции (30÷80 с).

После проведения совместной от лампы накаливания и лазера термообработки четырех образцов выше упомянутых эпоксидных композиций для них определялся кислородный индекс.

На диаграмме 2 приведены значения кислородного индекса исследованных образцов после термообработки

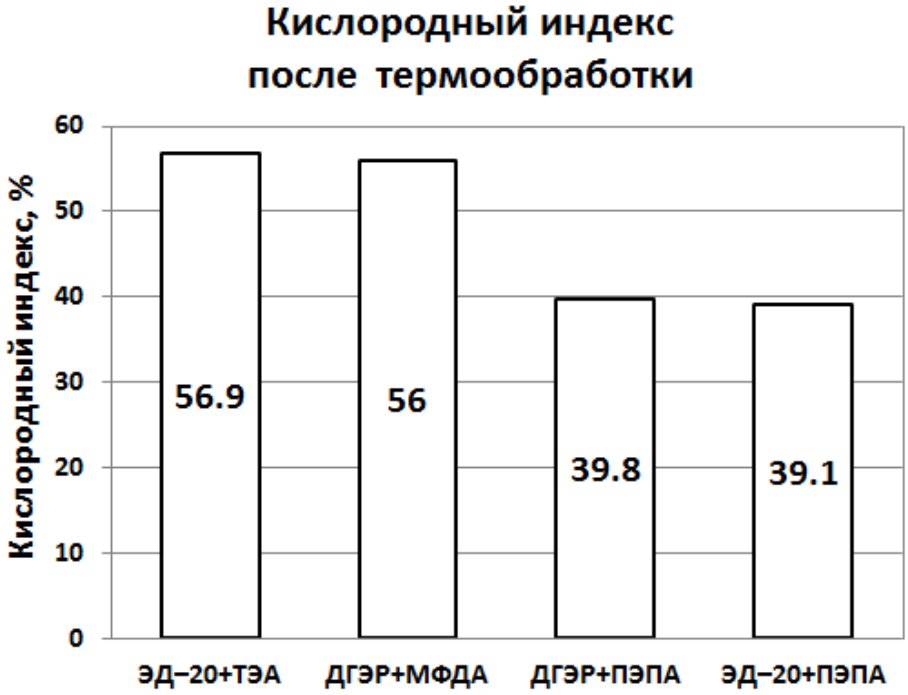


Диаграмма 2 – Кислородный индекс исследованных образцов после термообработки

Из полученных диаграмм 1, 2 видно, что в большинстве случаев термообработка образцов приводила, приближенно, к двукратному повышению кислородного индекса, что свидетельствует о высокой эффективности лучевой модификации поверхности эпоксидного материала.

Выводы. Все исследуемые эпоксидные композиции по оценки пожароопасности методом кислородного индека относятся к группе горючих. После проведения совместной от лампы накаливания и лазера термообработки четырех образцов выше упомянутых эпоксидных композиций для них аналогично определялся кислородный индекс. Высокие кислородные индексы после термообработки свидетельствуют о пониженной горючести материалов. Очевидно, что при термической обработки поверхности полимерного материала в их поверхностном слое происходит образование сшитых структур, снижающих скорость образования летучих продуктов газификации материала под действием лучистого потока, что приводит к повышению теплостойкости и изменению пределов горения материала.

Рекомендации. Исследуемые эпоксидные композиции можно применять для изготовления препрегов в зависимости от условий их применения. Применение метода может расширяться на другие полимерные материалы для снижения пожарной опасности.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по композиционным материалам / Под ред. Дж. Любина ; Пер. с англ. – М. : Машиностроение, 1988. – Т. 1. – 447 с.

2. Б. Нотон. Применение композиционных материалов в технике. Т. 3. – М. : Машиностроение,1978. – С. 236-255.

3. Стеклянные волокна / Под ред. М. С. Аслановой. –М. : Химия, 1979. – 256 с.

4. Шагин А. Л. Бетонные и железобетонные конструкции с внешним стеклопластиковым армированием : Дис. ... д-ра техн. наук / А. Л. Шагин – Харьков, 1981. – 380 с.

5. Росато Д. В. Намотка стеклонитью / Д. В. Росато, К. С. Грове. – М. : Машиностроение, 1969. – 310 с.

6. Калинчев В. А. Намотанные стеклопластики / В. А. Калинчев, М. С. Макаров. – М. : Химия, 1986. – 268 с.

7. Способы намотки изделий из стеклопластика и машины, предназначенные для их осуществления // Schwarzw Kuntstoff Rundschou. – 1974. – Bd. 54, № 10. – P. 535.

8. Abbot C. Effect of GRP Variables on Burning Praperties. British Plastics. – 1970. – V. 43. № 7. – P. 95.

9. Пожарная опасность веществ и материалов, применяемых в химической промышленности : Справочник / Под ред. И. В. Рябова. –М. : Химия, 1970. – 335 с.

10. Эпоксидные смолы и материалы на их основе. –Черкассы, 1981. – 51 с.

11. ГОСТ 10587-84. Смолы эпоксидно-диановые неотвержденные. Технические условия.

12. Пустовойтов В. П. Стеклопластики в строительстве / В. П. Пустовойтов, С. Л. Килимов, В. С. Черномаз. – М. : Стройиздат, 1978. – 212 с.

13. ГОСТ 5826-51. Отвердители. Метафенилендиамин. Технические условия.

14. ГОСТ 8728-88. Пластификаторы. Технические условия.

15. Связующие для стеклопластиков / Под ред. Н. В. Королькова. – М. : Химия, 1976. –158 с.

16. ГОСТ 21793–76. Пластмассы. Метод определения кислородного индекса. – Введ. 01.01.77. –М. : Изд-во стандартов, 1976. – 6 с.

17. ГОСТ 12.1.044–89. ССБТ. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. Номенклатура показателей и методы их определения. Введ. 01.01.91. – М. : Изд-во стандартов, 1989. – 143 с.

Тригуб С.Н. ЗНИЖЕННЯ ПОЖЕЖНОЇ НЕБЕЗПЕКИ ЕПОКСИДНИХ КОМПОЗИЦІЙ ПРИДАТНИХ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ПРЕПРЕГІВ, ЯКІ ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ У СУДНОБУДУВАННІ

У статті розглянуто види препрегів, які застосовуються у суднобудуванні, способи виготовлення препрегів; проведено добір епоксидних композицій і хімічний аналіз інгредієнтів, що входять до складу епоксидних композицій; проведено оцінку пожежної небезпеки отверділих епоксидних композицій методом кисневого індексу.

Ключові слова: препреги, епоксидні композиції, скловолокно, пожежна небезпека, кисневий індекс.

Trigub S.N. DECREASE IN FIRE DANGER OF EPOXY COMPOSITIONS SUITABLE FOR MANUFACTURING OF PREPREGS APPLIED IN SHIPBUILDING

The article considers the types used in shipbuilding, the ways of prepregs compound. The selection of epoxy compositions and the chemical analysis of the ingredients that are components of epoxy compositions was carried out. A fire danger assessment of solidified epoxy compositions was realized by oxygen index method.

Keywords: prepregs, epoxy compositions, fiber glass, fire danger, an oxygen index.

ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 330.44+330.46.

ТЕХНОЛОГИЯ ДЛЯ ТЕСТИРОВАНИЯ РЕСПОНДЕНТОВ ПРИ ПОДБОРЕ КАДРОВ В БАНКОВСКОЙ СФЕРЕ

Кирюшатова Е.В.
Херсонский национальный технический университет

Рассматриваются основные этапы отбора кадров на примере Райффайзен банк Аваль. Предлагается решение задачи использования теории звуковых волн для управления кадровым потенциалом.
Ключевые слова: система, методы подбора кадров, звуковой анализ даннях.

Введение. В современных условиях рыночных отношений управление персоналом должно строиться на концепции, согласно которой работники организации рассматриваются как человеческий ресурс [1, 2]. Работа любой организации неизбежно связана с необходимость комплектования штата. Отбор новых сотрудников не только обеспечивает режим нормального функционирования организации, но и закладывает фундамент будущего успеха. От того, насколько эффективно поставлена работа по отбору персонала, в значительной степени зависит как качество человеческих ресурсов, их вклад в достижение целей организации, так и качество предоставляемых услуг. Подбором персонала обычно занимается отдел кадров организации. Для этого применяются различные стандартные методы: тестирование, собеседование, испытания, центры оценки [3]. Наряду с этими методами широко используются нестандартные методы такие как: тестирование по почерку, разгадывание головоломок и другие. Каждый из этих методов имеет свои достоинства и недостатки, поэтому возникла необходимость создания информационной технологии тестирования респондентов с применением звукового анализа исходных данных.

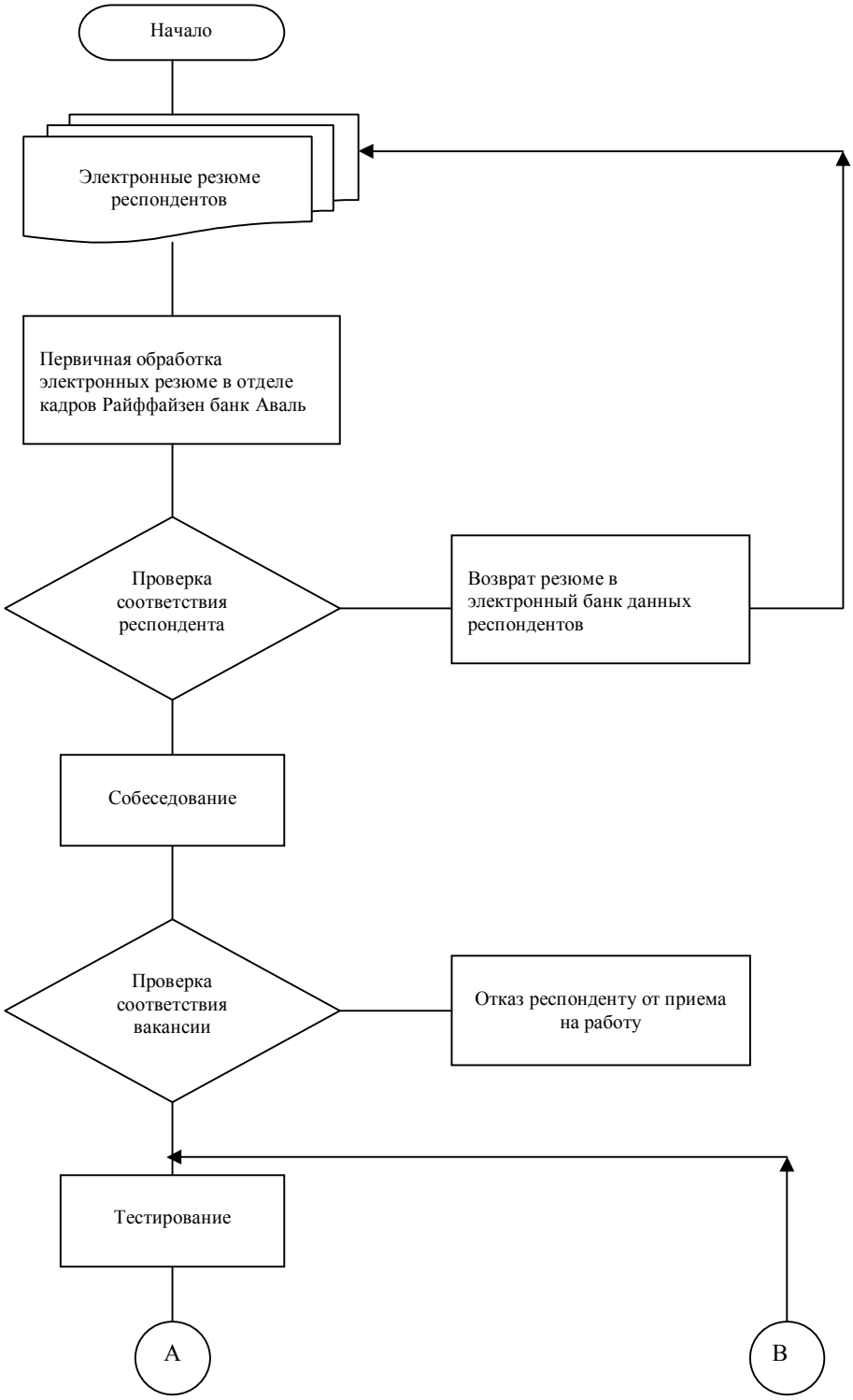
Постановка задачи. Фундаментальными исследованиями в области информационных технологий подбора кадров занимались выдающиеся ученые современности: Глушков В. М., Скурихин В. И., Згуровский М. З., Губинский А. И., Павлов А. А., Петров Е. Г., Ходаков В. Е. и др.

Современные автоматизированные системы подбора кадров имеют узкую направленность и не характеризуют личность в целом, поэтому актуальным является необходимость разработки новых моделей, алгоритмов и программных продуктов, которые бы позволяли формировать коллективы по данным тестирования, которое учитывает все аспекты личности. В настоящее время подбор кадров проводится в основном с ориентацией на профессиональную пригодность. Вначале оценивается уровень профессиональной подготовки респондентов, а затем в группе отобранных специалистов проводятся различные тестирования в плане личностной совместимости и будущей комфортной работы. Предлагается проводить тестирование кадрового состава на основании анализа звукового ряда звуков, входящих в состав фамилии, имени, отчества и других составляющих тестируемого.

Согласно теории звуковых волн, имя представляет собой набор звуков разного тембра и высоты. Звук имеет волновую природу и воздействует на организм человека. Сочетание звуков в фамилии, имени, отчестве индивидуума определенным образом влияет на его деловые качества и профессиональную пригодность [4]. Количество одинаковых звуков суммируется и преобразуется в формулу, которая позволяет определить склонность индивидуума к тому или иному виду работ [4].

Решение задачи. В данном исследовании автор остановился на предприятиях банковской сферы. Для решения задачи приведем последовательность подбора кадров в Райфайзен банк Аваль. Последовательность подбора кадров в банковской сфере можно представить в виде следующей схемы (рис. 1).

Первым этапом подбора кадров является обработка электронных резюме респондентов. На этом этапе отсеиваются кандидаты, имеющие не соответствия по возрасту, по образованию, по стажу работы для занимаемой должности.



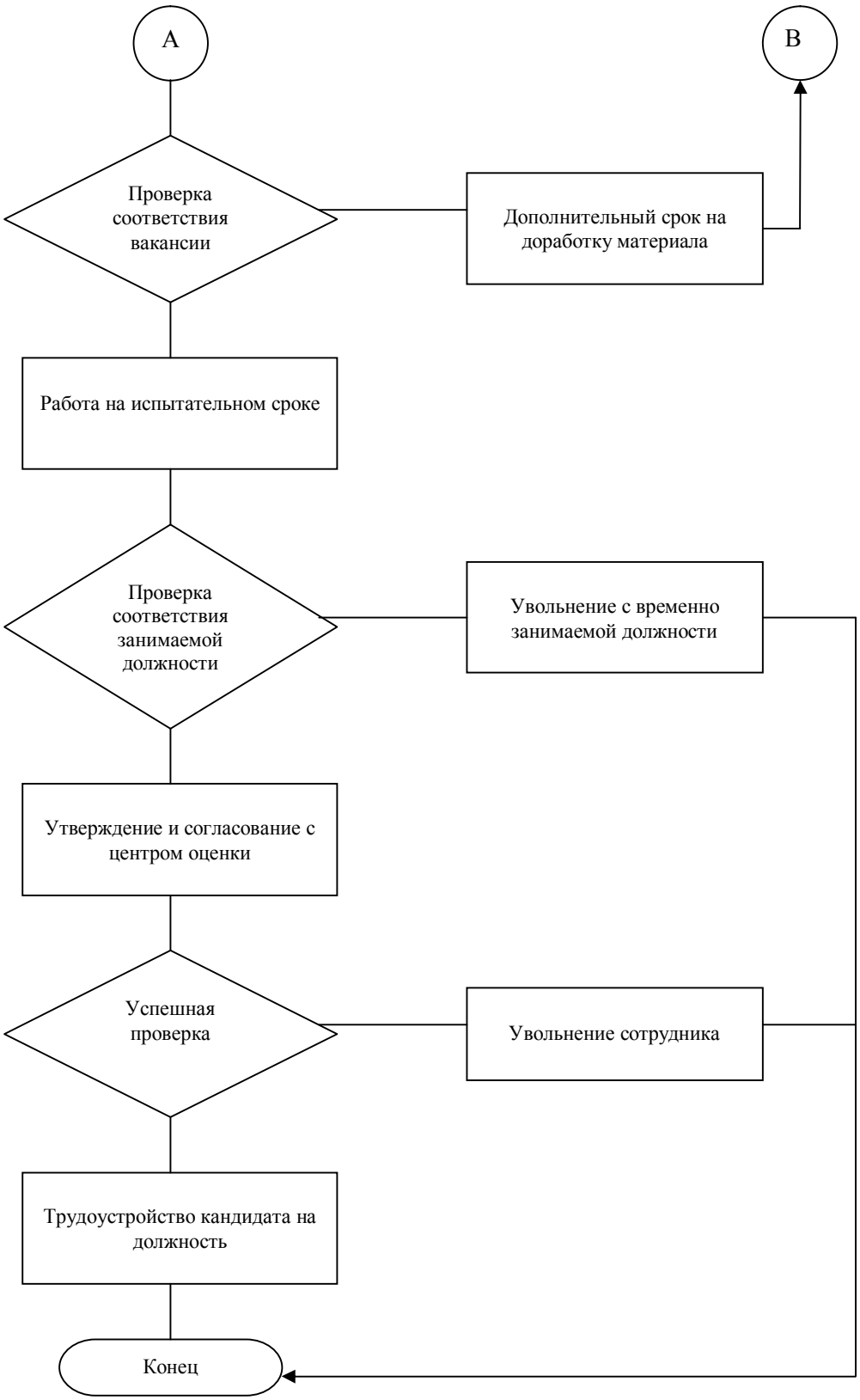


Рисунок 1 – Последовательность этапов отбора кадров на примере Райффайзен банк Аваль

Вторым этапом является собеседование. Для этого готовятся комплекты структурированных вопросов, которые будут задаваться респондентам. С респондентами общаются профессиональные сотрудники отдела кадров и других специализированных отделов. В личной беседе с респондентом устанавливается контакт с кандидатом, все ответы респондентов фиксируются в анкетах для дальнейшего анализа. Вопросы в анкетах

поделены на группы: от вопросов ознакомительного характера, до вопросов, связанных с профессиональной деятельностью.

Третий этап отбора кадров – тестирование. Так, например, для отбора сотрудников Центра сбора кредитов Райффайзен банк Аваль можно сразу же проверить речевые способности, умение работать с компьютером, скорость обработки информации. Конкретные сведения о респондентах, путем сравнения с имеющимися данными о работающих сотрудниках позволяют отсеять менее эффективных кандидатов. Тестирование предполагается дополнить и развить еще одним тестом: применением анализа звукового ряда респондента.

Четвертый этап – работа на испытательном сроке. Стажер оформляется временно с месячным испытательным сроком. В течение этого срока стажерам поручается выполнение реальных видов работ, под управлением работающих сотрудников. Результаты работы стажеров записываются и анализируются при отборе кандидатов на должности сотрудников.

Пятый этап – центры оценки для отбора кандидатов. Этот этап используется при принятии решения о назначении сотрудника на руководящую должность. Центр оценки в Райффайзен банк Аваль находится в г. Киев. Решение о принятии на руководящую должность респондента может приниматься в течение длительного времени. Заключительным этапом отбора кадров является трудоустройство кандидата на постоянную работу.

Результатом решения поставленной задачи является создание базы данных тестируемых респондентов в среде SQL-Server 2008. Для этого используем компоненту SQL Server Management Studio - графическую оболочку для управления сервером и разработки баз данных. SQL-Server 2008 создан и работает по технологии клиент-сервер. Достоинствами систем, работающих по такой технологии является следующее:

1. Доступ различных пользователей-клиентов к информации, хранящейся на сервере.
2. Возможность быстрого изменения структуры данных.
3. Небольшая стоимость компьютеров клиентов.
4. Возможность передачи данных в другие информационные системы.

На первом этапе создадим структуру таблицы респондентов STRUKTAB (табл. 1)

Таблица 1 – Структура таблицы респондентов STRUKTAB

Код респондента	***Фамилия респондента***	***Имя респондента***	***Отчество респондента***	***Уменьшительное имя респондента***	***Имя или отчество, которым по ошибке называют респондента***
KODRESP	RESFAM	RESPIM	RESPOT	RESPIM1	RESPIM2

Используя стандартные операторы среды SQL-Server 2008, введем данные о тестируемых респондентах. Для обработки данных создаются хранимые процедуры, пользовательские функции и триггеры при помощи операторов языка Transact – SQL. Создание пользовательского интерфейса производим, используя Microsoft Visual Studio 2008. После обработки введенных данных можем получить результаты тестирования, используя стандартную базу кодировки символов. Стандартная база предполагает кодировку символов числами от 1 до 9. Считается, что каждое число от 1 до 9 посылает вибрацию, которая определяет число и одновременно отличает его от других. Эти вибрации наделяют человека характерными для него личностными качествами. В случае вибрации имени можно использовать специальный нумерологический алфавит (табл. 2), в котором каждой букве соответствует определенное число [6].

Таблица 2 – Нумерологический алфавит

1	2	3	4	5	6	7	8	9
А	Б	В	Г	Д	Е	Ё	Ж	З
И	Й	К	Л	М	Н	О	П	Р
С	Т	У	Ф	Х	Ц	Ч	Ш	Щ
Ъ	Ы	Ь	Э	Ю	Я			

Используя формулу, представляющую набор деловых качеств респондентов, упорядоченных по алфавиту [4], визуально представляются результаты тестирования. Коэффициенты в формуле определяют степень усиления того или иного делового качества тестируемого. Это позволяет руководителю быстро и качественно определить деловые качества индивидуума [7].

Основные результаты и выводы. Необходимость применения информационных технологий обоснована тем, что нет стопроцентной гарантии в том, что отобранный респондент обычными способами будет лучшим кандидатом на предлагаемую должность. Информационные технологии, применяемые для отбора кадров, приводят к повышению эффективности управления предприятиями. Недостаточная разработанность проблемы, подготовки и управления кадровым потенциалом конкретной организации свидетельствует о том, что задача информатизации методов подбора кадров является актуальной. В связи с тем, что в отличие от предложенных методик, методика применения звукового анализа при тестировании респондентов позволяет более точно определять характер тестируемого и его способность работать в сформированном коллективе, создание такой информационной технологии является актуальным на сегодняшний день. Практика применения информационных технологий при отборе сотрудников сокращает скорость принятия решения при подборе кадров.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Губинский А. И. Эргономическое проектирование судовых систем управления / А. И. Губинский, В. Г. Евграфов – Л. : Судостроение, 1977. – 224 с.

2. Павлов А. А. Информационные технологии и алгоритмизация в управлении / А. А. Павлов, С. Ф. Теленик. – К. : Техника, 2002. – 334 с.

3. Кирюшатова Т. Г. О тестировании респондентов при отборе кадров в Райффайзен банк Аваль / Т. Г. Кирюшатова, Е. В. Кирюшатова // Вестник Херсонского национального технического университета. – 2012. – № 1(44). – С. 415-416.

4. Дж. Хэссет Введение в психофизиологию. – М. : Мир, 1981. – 244 с.

5. Кирюшатова Т. Г. Система информационного анализа деловых качеств тестируемых сотрудников при подборе производственных коллективов / Т. Г. Кирюшатова, Р. Н. Захарченко // Вестник Херсонского национального технического университета. – 2009. – № 1(34). – С. 470-475.

6. Щепкина Т. А. Практическая нумерология. Цифры и имя в твоей судьбе / Т. А. Щепкина. – М. : Издательский дом «Вильямс», 2004. – 560 с.

7. Шепель В. М. Управленческая психология / В. М. Шепель. – М. : Экономика, 1984. – 248 с.

Кірюшатова К.В. ТЕХНОЛОГІЯ ДЛЯ ТЕСТУВАННЯ РЕСПОНДЕНТІВ ПРИ ПІДБОРІ КАДРІВ В БАНКІВСЬКІЙ СФЕРІ

Розглядаються основні етапи відбору кадрів на прикладі Райффайзен банк Аваль. Пропонується рішення задачі використання теорії звукових хвиль для управління кадровим потенціалом.

Ключові слова: система, методи підбору кадрів, звуковий аналіз данних.

Kiryushatova K.V. TECHNOLOGY TO TEST FOR SELECTION OF THE RESPONDENTS IN THE BANKING SECTOR

The main stages of recruitment by the example of Raiffeisen Bank Aval. Offer a solution to the problem of using the theory of sound waves to control personnel.

Keywords: system, methods of recruitment, sound analysis dannyah.

УДК 62-503,57:62-229,34

КОМБІНОВАНИЙ ПІДХІД ДО ТОЧНІСНОЇ АТЕСТАЦІЇ РОБОЧИХ ЗОН ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

Кирилович В.А., Сазонов А.Ю., Самотокін Б.Б., Черепанська І.Ю.
Житомирський державний технологічний університет,
Орлюк Є.І.
Житомирський військовий інститут ім. С.П. Корольова Національного авіаційного університету

Проведено аналіз основних точнісних характеристик та існуючих методів моделювання робочих зон промислових роботів. За результатами аналізу запропоновано комбінований підхід до точнісної атестації робочих зон промислових роботів, перевірена та підтверджена його працездатність. На основі результатів досліджень визначено залежність похибки позиціонування схвата промислового робота від конфігураційного стану ланок його маніпуляційної системи.
Ключові слова: точність позиціонування, похибка позиціонування, позиційна повторюваність, промисловий робот.

Вступ. Незалежно від виду, складності та призначення технологічних структур, в яких реалізуються відповідні технологічні процеси (ТП), включаючи механоскладальні з використанням промислових роботів (ПР), точність є одним із необхідних та найважливіших показників, що враховуються при проектуванні гнучких виробничих комірок (ГВК). В механоскладальних ГВК найбільш поширеним є виконання ПР допоміжних технологічних операцій. Технологічне обслуговування ПР *t*-ої робочої позиції ($РП_t \big| t = \overline{1,T}$, де Т – загальна кількість РП), а саме завантаження тобто встановлення об'єкта маніпулювання (ОМ) $ОМ_{t-1}^{d_g}$ в пристосування $РП_t$, розвантаження $ОМ_t^{d_g}$ *d*-го виробу їх *g*-ої групи, характеризуються тим, що саме точність ПР значною мірою визначає техніко-економічні показники технологічної дії на ОМ та отримання виробів в цілому щодо їх якості, продуктивності, вартості тощо. Тому при проектуванні, впровадженні та експлуатації ГВК механоскладання, де реалізуються роботизовані механоскладальні технології (РМСТ), проблема точності є однією із ключових.

Постановка задачі. Основними точнісними характеристиками ПР є *точність позиціонування*, *позиційна повторюваність*, *траєкторна точність* та *траєкторна повторюваність* [1-9].

Для ПР поняття *повторюваність* означає відхилення множини координат характеристичної точки робочого органу ПР, яким є полюс СхПР ($Р_{Сх}$), в процесі здійснення багаторазових повторюваних рухів в одну й ту ж точку робочої зони (РЗ) при однаковій конфігурації ланок маніпуляційної системи (МС) ПР [6-8, 10-12].

Точність позиціонування або *статична точність* – зворотна величина похибки і виражає відхилення положення, досягнутого робочим органом ПР, від заданого системою управління ПР значення в певній точці РЗ ПР і визначається як середньоквадратична похибка багаторазового переміщення робочого органа ПР в задану точку РЗ ПР, наприклад, з координатами $P_{c_{Cx}}\left(x_c, y_c, z_c\right)$.

В тримірному просторі з урахуванням кутових складових розрізняють також *точність орієнтації* або *кутову точність позиціонування*, що вказує на максимальне відхилення фактичного кутового положення СхПР від заданого системою управління ПР.

Позиційна повторюваність виражає близькість між фактичними положеннями характеристичної точки ПР після *K*-ої кількості повторюваних рухів в одну і ту ж точку в однаковому напрямку з однаковою конфігурацією ланок МС.

В той час, як позиційна повторюваність може сягати значень, менших 0,1 мм, похибка позиціонування, як правило, є набагато більшою та може сягати десятків

міліметрів [13, 14]. При високій точності позиціонування недостатня позиційна повторюваність може негативно впливати на точність виконання технологічних операцій, що особливо важливо при роботизованому складанні, зварюванні, технологічному обслуговуванні металорізальних верстатів (МРВ) тощо [3, 6, 9, 15].

Для виробництв, що вимагають високої точності, особливо важливим є підвищення точності позиціонування та зменшення величини позиційної повторюваності одночасно. Вплив зміни конфігураційного стану ланок МС на точність позиціонування проявляється в тому, що похибка позиціонування ПР в різних точках робочої зони МС ПР може відрізнятися більше, ніж на порядок, перевищуючи при цьому паспорту величину точності [9, 16-20].

Оскільки точність ПР є характеристикою, що обумовлена випадковими процесами та великою кількістю першопричин різної природи, які впливають на положення кінцевої ланки – СхПР в просторі, то доцільно аналізувати «точність» з позицій понять теорії імовірності та статистики [9, 11, 18, 21], приймаючи, що компоненти вектора похибок є випадковими величинами з нульовим математичним очікуванням та відомими ненульовими дисперсіями.

Аналіз відомих моделей сучасних ПР та технічної документації на них, як правило, ускладнюється відсутністю в доступних інформаційних джерелах досить повної інформації про параметри пристроїв керування, датчиків, приводів ланок МС тощо.

Насьогодні існує два основні підходи до аналізу та моделювання точності ПР, а саме: детермінований [1, 4, 24-31] та імовірнісний [4, 6, 7, 9, 15, 17-19, 21, 32-34].

При *детермінованому* методі вважається, що елементарні похибки в зчленуваннях МС ПР викликані похибками приводів МС ПР $\delta_{П}$, системи керування $\delta_{СК}$, пружними властивостями МС $\delta_{МС}$. Для аналізу загальної похибки ПР $\Delta_{ПР} = \delta_{П} + \delta_{СК} + \delta_{МС}$ приймається абсолютне значення максимально можливої величини похибки в кожному n-му зчленуванні та вказуються переважно у вигляді «поля допуску» $\pm\Delta_{ПР}$. Недоліками такого підходу є неможливість повною мірою відтворювати випадковість виникнення похибок, а також те, що в різні моменти часу при переміщенні в певну точку робочого простору ПР похибка може приймати не лише абсолютні максимальні значення та накопичуватися на кожному зчленування. Це не дозволяє відтворити випадковість впливу похибок та провести їх статистичний аналіз [35].

Імовірнісний підхід до аналізу похибок має місце в тому випадку, коли інформація про параметри привідної системи ланок МС ПР, масо-інерційні характеристики механічної системи МС ПР та системи керування є недостатньою або відсутньою. При цьому приймається, що елементарні похибки в зчленуваннях МС ПР породжені множиною випадкових впливів різних факторів, а, отже, є випадковими величинами, що розподіляються за певним законом розподілу імовірності з відомими дисперсіями або середніми квадратичними відхиленнями та нульовим математичним очікуванням. Даний підхід дозволяє повною мірою відтворити випадковий характер виникнення похибок та проаналізувати величини похибок в різних точках РЗ ПР не лише з врахуванням максимально накопиченої похибки, а також з врахуванням взаємної компенсації похибок. Вказане вимагає наявності кінематичної моделі МС ПР з врахуванням точністних характеристик переміщень ланок ПР [1, 10, 11, 25, 32].

Точнісна програмна атестація є інструментом для прогнозування та керування непостійністю інженерних систем [11] і є особливо важливою для систем, які вимагають високої точності. Прикладом останніх можуть бути: системи промислової автоматики, промислові роботи, пристосування робочих позицій (ПрРП) тощо.

Мета дослідження: на підставі змістовної сутності терміну «атестація» щодо його використання для розв'язування задач підвищення точності ПР при технологічному обслуговуванні ПрРП та критичного аналізу існуючих підходів до точнісної програмної атестації робочих зон (РЗ) ПР запропонувати комбінований підхід до точнісної програмної атестації робочих зон ПР, розкрити його сутність, продемонструвати

працездатність, переваги та перспективи використання.

Результати досліджень. Множина факторів, що визначають кінцеву точність позиціонування полюса СхПР, вказує на недоцільність, або повну неможливість використання тільки детермінованих або тільки імовірнісних методів моделювання точнісних параметрів ПР. Для комплексного аналізу похибок ПР запропоновано *комбінований* підхід, що полягає в наступному: складові похибки в зчленуваннях МС ПР, які породжені випадковими факторами різного походження, розглядаються як випадкові величини, що приймають певне випадкове значення із вказаного «поля допуску» та розподіляються в межах цього поля за певним законом розподілу ймовірності. Такий підхід дозволяє провести статистичний аналіз випадкових похибок, визначити закон розподілу та відповідно його параметри: математичне очікування, середнє квадратичне відхилення, кореляційні моменти та коефіцієнти кореляції, що можуть бути використані як кількісні оцінки для подальших досліджень даного напрямку, в тому числі при АС РМСТ на відомому технічному базисі ГВК [30, 36].

Початковими даними комбінованого підходу до моделювання точності позиціонування СхПР є конструктивні параметри ланок МС ПР та УК (кути поворотів навколо осей системи координат ПР (A, B, C) та/або величини лінійних переміщень вздовж відповідних осей системи координат ПР (X, Y, Z)) приводів. В якості збурень, що впливають на кожну ланку МС, виступають елементарні похибки у зчленуваннях, що є випадковими величинами з певним законом розподілу та статистичними характеристиками: математичним очікуванням, середнім квадратичним відхиленням, функцією густини розподілу імовірності, коефіцієнтами кореляції.

За вказаними імовірнісними параметрами доцільно проводити атестацію РЗ ПР для виявлення секторів з різною точністю позиціонування СхПР. Це дозволить прийняти рішення про методи підвищення точності технологічної дії на ОМ, наприклад, при обробці на МРВ, за рахунок оптимізації його розміщення в РЗ ПР, обґрунтувати методи підвищення точності самого ПР або використання вузлів адаптації [33, 37], що можуть компенсувати наявні похибки позиціонування.

Використання комбінованого підходу до розгляду похибок у зчленуваннях полягає в представленні інформації про похибки, що надані компаніями-виробниками, основних вузлів ПР у вигляді статистичних вибірок, що в процесі моделювання приймають вигляд багатомірного масиву даних розмірністю $m \times n \times K$, де K – об'єм вибірки, яка змістовно відображає кількість послідовних переміщень ПР в одну і ту ж саму i-ту точку РЗ ПР. Значення похибки, що наводяться в технічній документації ПР, для процесу моделювання мають представлятись у вигляді інтервалу значень, що означає зміну похибки в межах $\pm \Delta_{j_k}$ в кожному зчленуванні ланок МС ПР випадковим чином з невідомими параметрами розподілу.

Враховуючи випадковий характер прояву похибок позиціонування при моделюванні точністних характеристик неможливо заздалегідь передбачити їх закон розподілу, проте, багатьма науковцями прийнято вважати, що похибки ПР підпорядковуються нормальному закону розподілу [2, 9, 11, 21, 29].

Найбільш розповсюдженим є представлення точності (похибки позиціонування) однорідними матрицями перетворень [10, 11, 25, 34]. Кожна з являє собою матрицю розмірністю 4x4, яка перетворює вектор, що виражений в однорідних координатах, із однієї системи координат в іншу. Однорідні матриці перетворень дозволяють виявити геометричний зв'язок між локальною зв'язаною системою координат OUVW n-ої ланки маніпуляційної системи (МС) ПР та СК ПР $OX_{ПР}Y_{ПР}Z_{ПР}$:

$$T_A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos A & -\sin A & 0 \\ 0 & \sin A & \cos A & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \; T_B = \begin{bmatrix} \cos B & 0 & \sin B & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin B & 0 & \cos B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$T_C = \begin{bmatrix} \cos C & -\sin C & 0 & 0 \\ \sin C & \cos C & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \; T_l = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де T_A, T_B, T_C – однорідні матриці повороту навколо осей X, Y, Z відповідно; T_l – матриця лінійних переміщень вздовж осей X, Y, Z; x, y, z – величини лінійних переміщень вздовж відповідних осей X, Y, Z; A, B, C – кут повороту навколо відповідних осей X, Y, Z.

З врахуванням сказаного вище, переміщення n-ої ланки МС ПР відносно $(n–1)$-ої описується множенням відповідних однорідних матриць перетворення (1) елементарних кутових та лінійних рухів для кожного n-го зчленування.

Таким чином, однорідна матриця T_N^0 для N зчленувань, що визначає положення СК OUVW кожної n-ої ланки відносно абсолютної $OX_{ПР}Y_{ПР}Z_{ПР}$, являє собою добуток послідовності однорідних матриць перетворення (1) для кожного зчленування МС ПР та має вигляд:

$$T_N^0 = \prod_{n=1}^{N} T_{n-1}^n \, . \quad (2)$$

Оскільки похибка ПР є величиною векторною та має лінійну і кутову складові, то аналогічно до однорідних матриць перетворення елементарних переміщень (1) формується матриця (3) похибок в зчленуваннях розмірністю 4×4, що враховує лінійні δ та кутові ε складові похибки n-ої ланки МС при k-му переміщенні Сх в задану точку РЗ ПР:

$$\Delta_{j_{n-1}}^{\;n} = \begin{bmatrix} 1 & -\varepsilon_{C_k}^n & \varepsilon_{B_k}^n & \delta_{X_k}^n \\ \varepsilon_{C_k}^n & 1 & -\varepsilon_{A_k}^n & \delta_{Y_k}^n \\ -\varepsilon_{B_k}^n & \varepsilon_{A_k}^n & 1 & \delta_{Z_k}^n \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

де $\varepsilon_{A_k}^n$, $\varepsilon_{B_k}^n$, $\varepsilon_{C_k}^n$ – похибки кутових переміщень навколо осей відповідно $X_{ПР}$, $Y_{ПР}$, $Z_{ПР}$; $\delta_{X_k}^n$, $\delta_{Y_k}^n$, $\delta_{Z_k}^n$ – похибки лінійних переміщень вздовж відповідних осей.

Координати полюса (P_{Cx}) СхПР в абсолютній системі координат ПР $OX_{ПР}Y_{ПР}Z_{ПР}$ з врахуванням сказаного вище, що підтверджується відповідним виразом в [11], визначається через матричне співвідношення (4), де p_{uvw} – радіус-вектор координат полюса СхПР в локальній зв'язаній системі координат OUVW; T_N^0 – однорідна матриця перетворень, що зв'язує абсолютну систему координат з локальною; p_{xyz} – радіус-вектор координат полюса СхПР в абсолютній системі координат:

$$p_{xyz} = T_N^0 \cdot p_{uvw} \, . \quad (4)$$

При цьому елементи матриці елементарних похибок зчленувань додаються до елементів матриць, що описують елементарні перетворення положення кожного зчленування. Вираз (5) з врахуванням (2) та (3) приймає вигляд:

$$p_{xyz} = \left(\prod_{i=1}^{i} \left(T_{n-1}^{n} + \Delta_{j_{n-1}}^{n} \right) \right) \cdot p_{uvw}. \qquad (5)$$

Для прикладу розглянуто ПР мод. IRB 4600-20/2.50 виробництва компанії ABB (Швейцарія) вантажопід'ємністю до 20 кг. МС даного ПР антропоморфна, має 6 ступенів рухомості, всі узагальнені координати (УК) є обертальними, система координат ПР – ангулярна. За технічними характеристиками ПР побудована математична модель, що враховує похибки відпрацювання переміщень в кожному зчленуванні, в загальному вигляді представлена виразом:

$$P_{Cx_i} = F\left(\left(f_1\left(\theta_{0_i}^{1}\right) + f_2\left(\Delta_{j_{0_i}}^{1}\right) \right) \times \left(f_1\left(\theta_{1_i}^{2}\right) + f_2\left(\Delta_{j_{1_i}}^{2}\right) \right) \times \ldots \times \left(f_1\left(\theta_{n-1_i}^{n}\right) + f_2\left(\Delta_{j_{n-1_i}}^{n}\right) \right) \right), \qquad (6)$$

де $\theta_{n-1_i}^{n}$ – значення УК в зчленуваннях пари (n – (n – *1*)) ланок МС ПР; $\Delta_{j_{n-1_i}}^{n}$ – масив значень похибок (7) в зчленуваннях n-ої та (n – *1*)-ої ланок МС ПР:

$$\Delta_{j_{n-1_i}}^{n} = \left[\left\{ \varepsilon_{A_{k_i}}^{n} \middle| k_i = \overline{1, K_i} \right\}, \left\{ \varepsilon_{B_{k_i}}^{n} \middle| k_i = \overline{1, K_i} \right\}, \left\{ \varepsilon_{C_{k_i}}^{n} \middle| k_i = \overline{1, K_i} \right\}, \left\{ \delta_{X_{k_i}}^{n} \middle| k = \overline{1, K_i} \right\}, \left\{ \delta_{Y_{k_i}}^{n} \middle| k_i = \overline{1, K_i} \right\}, \left\{ \delta_{Z_{k_i}}^{n} \middle| k = \overline{1, K_i} \right\} \right]^{T}, \qquad (7)$$

де n – номер ланки МС ПР; K – загальна кількість k_i-их послідовних переміщень СхПР в i-ту точку РЗ ПР; $\varepsilon_{A_{k_i}}^{n}$, $\varepsilon_{B_{k_i}}^{n}$, $\varepsilon_{C_{k_i}}^{n}$ та $\delta_{X_{k_i}}^{n}$, $\delta_{Y_{k_i}}^{n}$, $\delta_{Z_{k_i}}^{n}$ – відповідно кутові та лінійні складові загальної похибки, обумовлені переміщеннями n-ої ланки МС ПР навколо та/або вздовж відповідних осей $X_{ПР}$, $Y_{ПР}$, $Z_{ПР}$ СК ПР.

Графічна інтерпретація виконаного процесу моделювання величин похибок позиціонування СхПР мод. IRB 4600-20/2.50 з врахуванням похибок в зчленуваннях ланок представлена на рис. 1.

Вказаний процес моделювання виконано в два етапи. Перший етап полягає у визначенні координат положення полюса СхПР в РЗ ПР в ідеальному випадку, без врахування похибок в зчленуваннях ланок, які виникають при виконанні переміщень відповідних привідних елементів активних ланок із числа активованих МС ПР. Другим етапом моделювання є визначення величин похибок в попередньо визначеній певній точці РЗ ПР при K_i переміщеннях Сх в дану i-ту точку. В результаті багаторазового переміщення в конкретну точку РЗ сформована вибірка (масив) із значень фактичних координат полюса СхПР.

Для вирішення прямої задачі кінематики для характеристичної точки МС ПР, в даному випадку полюса (P_{Cx}) СхПР в абсолютній системі координат ПР $X_{ПР}Y_{ПР}Z_{ПР}$, що покладена в основу визначення фактичного положення СхПР при моделюванні, використано формалізований опис МС ПР з використанням теорії кватерніонів [36, 38].

Зміст процесу моделювання полягає у визначенні координат положення полюса СхПР мод. IRB 4600-20/2.50 в певній i-ій точці робочого простору як функції від УК, які задаються системою керування ПР $P_{c_{Cx_i}} = f\left(\theta_1 = B_i,\ \theta_2 = C_{1_i},\ \theta_3 = C_{2_i},\ \theta_4 = A_{1_i},\ \theta_5 = C_{3_i},\ \theta_6 = A_{2_i}\right)$, де $\theta_{1\ldots6_i}$ в залежності від конкретної кінематичної структури МС ПР може приймати значення величин лінійних (X, Y, Z) та/або кутових (A, B, C) переміщень відповідних ланок. Моделювання багаторазового переміщення в точку $P_{c_{Cx_i}}$ досягається шляхом додавання величини похибки до заданого значення УК в кожному зчленуванні ланок за виразом (5). Таким чином формуються багатомірні масиви розмірністю $4 \times 4 \times K_i$, де K_i – кількість "сторінок" багатомірного массиву, що дорівнює кількості переміщень Сх в i-ту точку РЗ ПР. Операції множення та додавання багатомірних масивів виконуються «посторінково» аналогічно матричним. З врахуванням сказаного вище координати положення полюса СхПР в i-ій точці РЗ ПР при k-му переміщенні можна розглядати як функцію двох змінних: елементарних похибок в зчленуваннях ланок МС ($\Delta_{j_{k_i}}$) та їх УК $\theta_{1\ldots6}$, тобто $P_{Cx_i} = f\left(\theta_{(1\ldots6)_i}, \Delta_{j(1\ldots6)_{i_k}}\right)$.

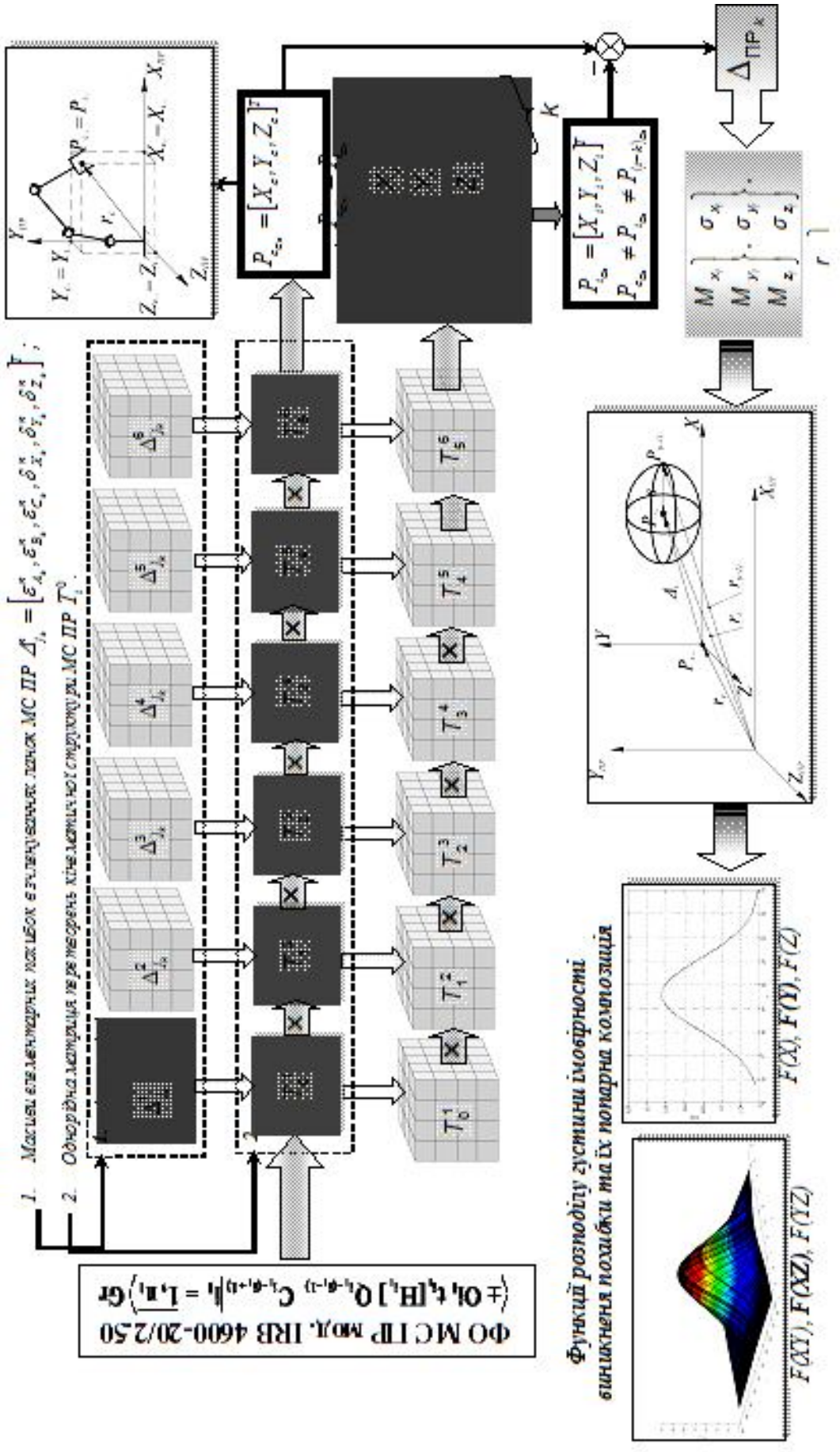


Рисунок 1 – Графічна інтерпретація процесу моделювання величин похибок позиціонування Сх в конкретній точці РЗ ПР мод. IRB 4600-20/2.50

Очевидно, що координати полюса СхПР при кожному переміщенні в *i*-ту точку РЗ ПР відрізняються від заданих системою керування на величину похибки позиціонування.

Загальну похибку позиціонування можна розрахувати як різницю координат заданого та фактичного положення полюса СхПР:

$$\Delta_{Cx_i} = P_{c_{Cx_i}} - P_{Cx_i}. \qquad (8)$$

Для кожного *k*-го переміщення в *i*-ту точку РЗ ПР координати положення СхПР будуть різними, що дає можливість сформувати статистичну вибірку щодо точності (похибки) позиціонування Сх.

Пропонований комбінований підхід найбільш точно відтворює випадковий характер прояву негативних факторів, що впливають на точність відпрацювання заданих системою керування ПР УК в зчленуваннях, і як наслідок – відхилення полюса СхПР від запрограмованого положення в РЗ ПР та дозволяє досліджувати величину похибки позиціонування полюса СхПР в РЗ як функцію від УК зчленувань ланок МС ПР в різних точках РЗ.

Виконано моделювання переміщення СхПР мод. IRB 4600-20/2.50 в довільну точку $P_{C_{Cx_i}}$ з координатами $P_{C_{Cx_i}} = [(X_{C_i}^{ПР} = 2293{,}3);\ (Y_{C_i}^{ПР} = 108);\ (Z_{C_i}^{ПР} = 494{,}7)]^{\mathrm{T}}$. Отримані значення фактичних координат положення СхПР при *K = 100* переміщеннях в задану точку РЗ ПР, представлені у вигляді статистичної вибірки. Проведено аналіз отриманих статистичних даних, розраховані похибки позиціонування СхПР в точці $P_{C_{Cx_i}}$. Із розрахованих значень Δ_{Cx} сформована статистична вибірка похибок позиціонування.

На підставі статистичної інформації щодо появу та величини похибок позиціонування та похибок повторюваності складаємо загальна функція розподілу імовірності за відомими елементарними функціями по кожній координаті 3D-простору X, Y, Z за умови їх незалежності.

Вважається, що похибки ПР є випадковими величинами, розподіляються за нормальним законом [9, 11, 20-22, 29] та є незалежними [9, 19-21, 29, 34]. Вказане в загальному випадку не є строгим та однозначним, оскільки закон розподілу випадкової величини, тобто похибки позиціонування СхПР, апріорі невідомий. Тому при комбінованому підході до моделювання та подальшої атестації РЗ ПР приймається, що похибки розподілені за невідомим законом розподілу в межах інтервалу $[+\Delta_{j_{n-1}}^{n} \ldots -\Delta_{j_{n-1}}^{n}]$, де Δ_j – позначення похибки в зчленуванні *(n – (n – 1))* ланок МС ПР (де *j* – від англ. *joint* – з'єднання) для кожного зчленування; *n* – порядковий номер ланки.

В результаті досліджень визначено, що вибірки фактичних координат положень СхПР не є корельованими, отже композиція функцій щільності розподілу похибок в 3D-просторі за всіма трьома координатами являє собою добуток окремих функцій щільності розподілу ймовірності за координатами X, Y, Z [39, 40]:

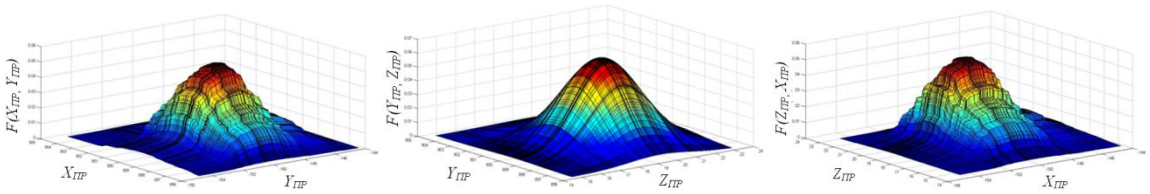
$$f(x_i, y_i, z_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 2\pi \cdot \sigma_{x_i} \cdot \sigma_{y_i} \cdot \sigma_{z_i}} \cdot e^{-\frac{(x_i - m_{x_i})}{2 \cdot \sigma_{x_i}^{\ 2}} - \frac{(y_i - m_{y_i})}{2 \cdot \sigma_{y_i}^{\ 2}} - \frac{(z_i - m_{z_i})}{2 \cdot \sigma_{z_i}^{\ 2}}}. \qquad (9)$$

Аналіз рухів встановлення ПР та площин, в яких відбуваються технологічні переходи завантаження/розвантаження ТО, похибками, що виникають вздовж вісі встановлення ОМ в $ПрРП_t$, дозволяє гіпотетично стверджувати, що у випадку завантаження $ПрРП_t$, що розташоване в площині $Y_{ПР}OZ_{ПР}$, об'єктом маніпулювання (ОМ) з його (ОМ) базуванням з упором в торець високої точності вздовж вісі встановлення $X_{ПР}$ не вимагається [23]. Тому для даних умов особливу увагу слід приділяти похибкам, що виникають за осями, перпендикулярними вісі встановлення, тобто $Y_{ПР}$ та $Z_{ПР}$.

Аналогічно вказане можна застосувати в тому випадку, коли ПрРП$_t$ розташоване в площині $X_{ПР}OZ_{ПР}$ та встановлення $OM_{t\text{-}1}^{d_g}$ виконується вздовж вісі $Y_{ПР}$. Вказане дозволяє спростити вираз (9) для полегшення графічного представлення функції щільності розподілу в площині встановлення $OM_{t\text{-}1}^{d_g}$ в ПрРП$_t$ та аналізу похибок для пар координат XY, YZ, XZ. В цьому випадку наведений для пари координат XY вираз (9) для вказаних комбінацій похибок YZ, XZ прийме аналогічний вигляд:

$$f(x_i, y_i) = \frac{1}{2\pi \cdot \sigma_{x_i} \cdot \sigma_{y_i}} \cdot e^{-\frac{(x_i - m_{x_i})}{2 \cdot \sigma_{x_i}^{\ 2}} - \frac{(y_i - m_{y_i})}{2 \cdot \sigma_{y_i}^{\ 2}}}. \qquad (10)$$

Оскільки похибки ПР поширені в 3D просторі, то для більш повного та комплексного уявлення про закони щільності розподілу імовірності необхідно виконати композицію (10) цих законів. Вказане графічно представляється на рис. 2 законом щільності розподілу імовірності системи випадкових величин (похибок позиціонування СхПР) в просторі РЗ ПР.



а) б) в)

Рисунок 2 – Графічне представлення композиції законів щільності розподілу системи похибок за координатами: а) $X_{ПР}Y_{ПР}$; б) $Y_{ПР}Z_{ПР}$; в)$X_{ПР}Z_{ПР}$

Аналогічні дослідження проведені для 120 точок зовнішнього і внутрішнього контурів РЗ ПР в площині $X_{ПР}OY_{ПР}$. Інформація про величини похибок в кожній конкретній точці РЗ ПР та отримані статистичні дані дають змогу оцінити величину похибки позиціонування, розподіл похибок в межах РЗ та провести аналіз отриманих даних. Отримані атестаційні дані для аналізованого ПР мод. IRB 4600-20/2.50, що має за паспортом точність позиціонування СхΔ$_{Cx}$=±0,8мм, вказують на те, що інтервал зміни точності становить $\left\lfloor \Delta_{Cx_{\min}} ; \Delta_{Cx_{\max}} \right\rfloor$=[0,1; 2,7]мм. Таким чином, точність позиціонування СхПР в різних точках РЗ при різних УК відрізняється на порядок, що підтверджується дослідженнями інших авторів [9, 16, 17, 19-21].

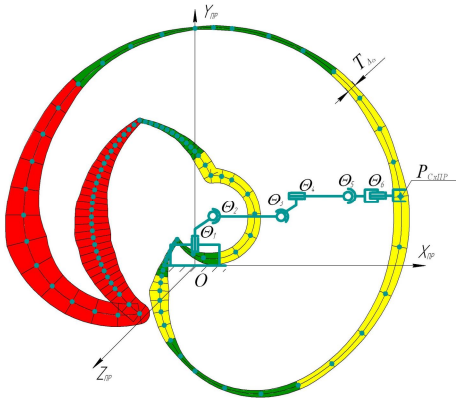


Рисунок 3 – Результат програмної атестації РЗ ПР на прикладі ПР мод. IRB 4600-20/2.50, $\Delta_{ПР}$ = ±0,8мм:

(зелений) – сектор підвищеної точності $T_{\Delta_{Cx}} < 0{,}8$ мм;

(жовтий) – сектор нормальної точності $\Delta_{Cx} = [+0{,}8; -0{,}8]$, $T_{\Delta_{Cx}} = 1{,}6$ мм;

(червоний) – сектор недостатньої точності $T_{\Delta_{Cx}} > 1{,}6$ мм

Отриманий інтервал зміни щодо точності доцільно поділити на сектори, що мають інтервали точностей, що дорівнюють «полю допуску» похибки $T_{\Delta_{Cx}} = 1{,}6$ мм = [+ 0,8; – 0,8], який відповідає паспортному і тому названо сектором нормальної точності, або більшу точність – сектор підвищеної точності [0,1; 0,8) та сектор недостатньої точності (1,6; 2,7]. При цьому середня точність позиціонування становить ±0,76 мм, що відповідає точності позиціонування за паспортом даного ПР.

Отримані атестаційні дані для внутрішнього та зовнішнього контурів одного з вертикальних перетинів РЗ ПР мод. IRB 4600-20/2.50, що графічно проілюстровані на рис. 3, можуть бути використані надалі для вирішення задач, пов'язаних з вибором та розміщенням технологічного обладнання в межах РЗ ПР за показником точності.

В процесі вказаних досліджень спостерігались тенденції щодо залежності величини похибки позиціонування СхПР від УК в зчленуваннях ланок та конфігураційного стану МС. На підставі того, що похибка позиціонування СхПР є векторною величиною [10, 21, 23, 25, 29, 30] та напрямок її (похибки) вектору залежить від векторів кутових та/або лінійних переміщень кожного зчленування і співпадає з напрямком руху ланки [18, 19, 21, 29] можна сформувати гіпотезу про те, що імовірність взаємної компенсації похибок в зчленуваннях МС ПР більша у випадку різнонаправлених переміщень суміжних ланок МС ПР, а імовірність взаємного накладання похибок в зчленуваннях більша у випадку їх однонаправлених переміщень.

Висновок. Запропонований комбінований підхід до точнісної програмної атестації РЗ ПР дозволяє розглядати абсолютні значення похибок, що, як правило, вказуються виробниками ПР, з імовірнісних позицій та використовувати статистичні методи аналізу точності точок РЗ ПР. Проведена на базі комбінованого підходу точнісна програмна атестація внутрішнього та зовнішнього контурів РЗ аналізованого ПР мод. IRB 4600-20/2.50 дозволила встановити сектори підвищеної, нормальної та недостатньої точності. Вказана градація на сектори точності виконана з врахуванням та порівнянням паспортної точності позиціонування СхПР і дає підстави для генерування рекомендацій щодо розміщення технологічного обладнання в межах РЗ ПР за критерієм точності його (обладнання) технологічного обслуговування ПР. Очевидна економія часових, енергетичних та економічних ресурсів при комбінованому підході до точнісної програмної атестації РЗ ПР є найвагомішою перевагою запропонованого підходу.

Напрямки подальших досліджень. Перевірити істинність вказаних гіпотетичних тверджень методом моделювання ПР інших конструктивних виконань, включаючи ПР з кінематично збитковими МС. Визначити умови доцільності використання вузла адаптації [33, 37] для апаратно-програмної компенсації похибок позиціонування СхПР при завантаженні-розвантаженні РП механоскладальних ГВК.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кобринский А. А. Мобильность и точность манипулятора / А. А. Кобринский, Л. А. Кобринский // Машиноведение. – 1976. – № 3. – С. 3-9.

2. Прикладная статистика. Правила оценки анормальности результатов наблюдений : ГОСТ 11.002-73. – [чинний від 1973-01-01] – М. : Изд-во стандартов, 1982. – 26 с.

3. Сварочные роботы / [Геттерт В., Герден Г., Гюттнер Х. и др.]; под ред. Г. Гердена; пер. с нем. Г. Н. Клебанова, Д. Г. Тесменецкого. – М. : Машиностроение, 1988. – 288 с.

4. Kleinkes M. An automated quick accuracy and output signal check for industrial robots / M. Kleinkes, W. Neddermeyer, M. Schnell // Proceedings of the 6th WSEAS International Conference on Robotics, Control and Manufacturing Technology. – Hangzhou, China, April 16-18, 2006. – P. 232-237.

5. Kurfess T. R. A multivariate statistical approach to metrology / T. R. Kurfess,

D. L. Banks, J. J. Wolfson. – ASME J. Manuf. Sci. Eng. – 1996. – vol. 118, no. 1. – P. 652-657.

6. Manipulating industrial robots. Performance criteria and related test methods: ISO 9283:1998. – [Чинний від 1998-08-05]. – Geneve : International Organization for Standartization, 1998. – 72 p.

7. Taslakova D. Positioning accuracy and repeatability of a class of technological robots / Daniela Taslakova // Bulgarian academy of science. Problems of engineering cybernetics and robotics. – 1997. – № 46. – P. 99-105.

8. Robotic Gripper Repeatability Definition and Measurement / Samuel Bouchard. – 08.07.2011. – Режим доступу до ресурсу: http://blog.robotiq.com/bid/36551/Robotic-Gripper-Repeatability-Definition-and-Measurement.

9. Siciliano B. Handbook of robotics / B. Siciliano, O. Khatib. – Berlin : Springer-Verlag, 2008. – 1628 p.

10. Корендясев А. И. Теоретические основы робототехники / А. И. Корендясев, Б. Л. Саламандра, С. М. Тывес; отв.ред. С. М. Каплунов; Ин-т машиноведения им. А. А. Благонравова РАН. – М. : Наука, 2006. – Кн. 1, 2.

11. Kurfess T. R. Robotics and automation handbook / Thomas R. Kurfess. – CRC Press LLC, 2005. – 579 p.

12. Statistics – Vocabulary and symbols – Part 1: General statistical terms and terms used in probability: ISO 3534-1:2006 [Чинний від 2006]. – Geneve : International Organization for Standartization, 2006. – 105 p.

13. Duysinx P. An introduction to robotics: mechanical aspects / Pierre Duysinx, Michel Geradin. – University of Li`ege, 2004. – 247 p.

14. Maas H-G. Dynamic Photogrammetric Calibration of Industrial Robots / Hans-Gerd Maas // Proc. SPIE Videometrics V. SPIE Proceedings Series Vol. 3174, – Switzerland, Zurich. – 1997. – Режим доступу до ресурсу: http://www.tu-dresden.de/fghgipf/forschung/material/publ_maas/videometrics97_robocal.pdf

15. Mechanical Engineering Handbook [Lewis L. F., Fitzgerald J. M., Walker I. D., Cutkosky M. R., Lee Kok-Meng, Bailey R., Zhou Ch., Priest J. W., Stevens G. T., Liu Kai]; Ed. Frank Kreith. – Boca Raton: CRC Press LLC, 1999. – 115 p.

16. Жавнер В. Л. Сравнительный анализ кинематических схем промышленных роботов и манипуляторов по точности позиционирования / В. Л. Жавнер, И. В. Трояновский // Интенсификация процессов и оборудования пищевых производств. – Л., 1976. – С. 66-69.

17. Иовлев В. Ю. Исследование влияния конфигурации манипулятора на ошибки позиционирования схвата / В. Ю. Иовлев, А. Н. Коршунов, О. В. Корытко и др. // Робототехника. – Л. :,ЛПИ, 1979. – С. 57-64.

18. Никифоров С. О. Точностные модели промышленных роботов / С. О. Никифоров, Б. Е. Мархадаев // Вестник машиностроения. – 1989. – № 9. – С. 22-25.

19. Никифоров С. О. Влияние метрики манипулятора на погрешности позиционирования промышленных роботов / С. О. Никифоров, Б. Е. Мархадаев // Вестник машиностроения. – 1991. – № 8. – С. 29.

20. Lenarcic J. Advances in Robot Kinematics: Analysis and Design. / J. Lenarcic, P. Wenger. – Berlin : Springer-Verlag, 2008. – 466 p.

21. Никифоров С. О. Вероятностная оптимизация конфигурации манипулятора для заданного конечного положения захватного устройства / С. О. Никифоров, Б. Е. Мархадаев // Вестник машиностроения. – 1988. – № 4. – С. 7-8

22. Павленко І. І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування [навчальний посібник] / І. І. Павленко. – Кіровоград, 2007. – 418 с.

23. Аннаби М. Х. Приближенный метод расчета погрешностей отработки роботами программных траекторий: дис. канд. техн. наук: 05.02.02 «Роботы, мехатроника и робототехнические системы» / Аннаби Мохамед Хабиб. – СПб., 2003. – 126 с.

24. Белаиди А. Разработка и исследование методов компенсации систематических

погрешностей промышленных роботов : автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.02.05 «Роботы, манипуляторы и робототехнические системы» / Абдеррахман Белаиди – Л., 1989. – 16 с.

25. Волгарев А. Л. Улучшение динамических и точностных характеристик промышленного робота с ЭВМ в контуре управления в режимах движения на малых скоростях: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.05 «Роботы, манипуляторы и робототехнические системы» / А. Л. Волгарев. – Л., 1989. – 16 с.

26. Воробьев Е. И. Матричный метод определения точностных характеристик механизмов роботов и манипуляторов / Е. И. Воробьев // Сборник научно-методических статей по теории машин и механизмов. – М. : Высшая школа, 1979. – Вып. 9. – С. 45-48.

27. Гнучкі комп'ютеризовані системи: проектування, моделювання і управління: Підручник / [Л. С.Ямпольський, П. П. Мельничук, Б. Б. Самотокін, М. М. Поліщук, та ін.]. – Житомир : ЖДТУ, 2005. – 680 с.

28. Лилов Л. Анализ точности манипуляционных систем / Л. Лилов, П. Парушев, Б. Бекяров // Теоретична и приложна механика. – Болгария. – 1981 – № 4 – С. 11-19.

29. Мархадаев Б. Е. Комбинированные математические модели при анализе точности манипуляционных роботов: автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.02.05 / Б. Е. Мархадаев. – СПб, 1998. – 20 с.

30. Технологія автоматизованого виробництва: [підручник] / О. О. Жолобов, В. А. Кирилович, П. П. Мельничук, В. А. Яновський. – Житомир : ЖДТУ, 2008. – 1014 с.

31. Яглінський В. П. Моделювання динамічних процесів роботизованого виробництва / В. П. Яглінський, Д. В. Іоргачов. – Одеса : Астропринт, 2004. – 234 с.

32. Ибрагим А. Р. Повышение точности устройств автоматической смены зажимных элементов в токарном модуле: дис. канд. техн. наук: 05.03.01 «Процессы механической обработки, станки и инструменты» / Ибрагим Фархан Салман Аль Рефо. – К. : НТУУ «КПИ», 2002. – 168 с.

33. Патент на корисну модель 58988 Україна, МПК B 25 J 15/00. Очутливлений кистьовий суглоб маніпулятора промислового робота / Кирилович В. А., Сазонов А. Ю. ; заявник та патентовласник: Житомирський державний технологічний університет – № U201013982; заявл. 23.11.2010; опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8.

34. Скворцов А. В. Основы технологии автоматизированных машиностроительных производств: учебник / А. В. Скворцов, А. Г. Схиртладзе. – М. : Высш. шк., 2010. – 589 с.

35. Бурдаков С. Ф. Проектирование манипуляторов промышленых роботов и роботизированных комплексов: [учебн. пособие для студ. вузов, обучающихся по спец. «Робототехнические системы»] / С. Ф. Бурдаков, В. А. Дьяченко, А. Н. Тимофеев – М. : Высш. шк., 1986. – 264 с.

36. Кирилович В. А. Формування функціональних моделей маніпуляцій них систем промислових роботів / В. А.Кирилович, П. П.Мельничук, О. О.Писарчук, І. Ю. Черепанська // Міжнародний збірник наукових праць «Прогресивні технології і системи машинобудування» – Донецьк : ДонНТУ, 2011. – Вип. № 42. – С.118-124.

37. Kyrylovych V. Unit of adaptation grippers of industrial robots / V. Kyrylovych, A. Sazonov // Poland, Rzeszow. – Mechanika z. 81. – 2010. – P. 15-17.

38. Ватульян А.О. Кватернионы // Соросовский образовательный журнал. – Соросов. – 1999. – № 5. – С. 117-120.

39. Елисеева И. И. Общая теория статистики: учебник / Под ред. И. И. Елисеевой. / И. И. Елисеева, М. М. Юзбашев – М. : Финансы и статистика, 2004. – 656 с.

40. Михайленко В. В. Теорія ймовірностей, математична статистика та випадкові функції : Курс лекцій [навчальний посібник] / Михайленко В. В. – Житомир : ЖІТІ, 2003. – 292 с.

Кирилович В.А., Сазонов А.Ю., Самотокин Б.Б., Черепанская И.Ю., Орлюк Е.И. КОМБИНИРОВАННЫЙ ПОДХОД К ТОЧНОСТНОЙ АТЕСТАЦИИ РАБОЧИХ ЗОН ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

Проведено анализ основных точностных характеристик и существующих методов моделирования рабочих зон промышленных роботов. По результатам анализа предложено комбинированный подход к точностной аттестации рабочих зон промышленных роботов, проверена и подтверждена его работоспособность. На основании результатов исследований определено зависимость погрешности позиционирования схвата промышленного робота от конфигурационного состоянии звеньев его манипуляционной системы.

Ключевые слова: точность позиционирования, погрешность позиционирования, позиционная повторяемость, промышленный робот.

Kyrylovych V., Sazonov A., Samotokin B., Cherepanska I., Orlyuk E. COMBINED APPROACH FOR THE WORKING ENVIRONMENT ACCURACY'S EXAMINATION.

It was analyzed of the accuracy characteristics and the existing methods of the industrial robots' working environment simulation. Based on the analysis results the combined approach for the working environment accuracy's examination was proposed, its working capability was verified and confirmed. Based on the investigation's results the industrial robot's gripper positioning error dependency on the manipulation systems links' configurational state was determined.

Keywords: pose accuracy, positioning error, pose repeatability, industrial robot.

УДК 681.3:007.52

ИНФОРМАЦИОННАЯ СИСТЕМА ОХРАНЫ ЛЕСОВ ОТ ПОЖАРОВ ХЕРСОНСКОЙ ОБЛАСТИ: КОНЦЕПЦИЯ, ВОЗМОЖНОСТИ И ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ

Ляшенко Е.Н.
Херсонский национальный технический университет

Проведен анализ и выделены основные направления развития систем охраны лесов от пожаров. Предложена концепция создания информационной системы охраны лесов от пожаров Херсонской области. Описаны функциональные характеристики системы.
Ключевые слова: информационная система, лесные пожары, клиент-серверные технологии.

Введение. Херсонская область расположена на юге Украины, в бассейне нижнего течения Днепра, в приделах Причерноморской низины. Территория области составляет 28,5 тыс. км^2.

На территории Херсонской области расположен самый крупный песчаный массив Украины – Нижнеднепровские пески (НП). Данный массив состоит из нескольких песчаных арен: Каховской, Казаче-Лагерной, Алешковской, Збурьевской, Ивановской и Чалбаской (Виноградовской). Территориально песчаные арены разделены перемычками протяженностью от 1,5 км до 6 км. Общая площадь арен составляет 161 тыс. га.

В настоящее время границы песчаного массива удерживаются искусственными лесами. Породный состав искусственных лесонасаждений представлен преимущественно сосновыми насаждениями (сосна обыкновенная, сосна крымская) – 73%, в меньшей степени представлены твердолиственные породы (бук, граб, клен и др.) – 17%, мягколиственные породы (осина, ольха, липа и др.) – 8% и дубравы (дуб обыкновенный) – 2%.

Сосновые насаждения являются чрезвычайно пожароопасными. Основным горючим материалом в них является хвойный опад, который практически не впитывает влагу от выпадающих осадков. Следовательно, уже через несколько часов после дождя хвойный опад может загореться.

Динамика числа лесных пожаров в зоне НП приведена на рис.1.

Рисунок 1 – Динамика числа лесных пожаров в зоне НП

Таким образом, в условиях чрезвычайной пожарной опасности сосновых насаждений в зоне НП, актуальной задачей является разработка информационной системы (ИС), которая позволит осуществлять комплексный анализ информации из различных источников: карт природной горимости лесов, оперативных метеорологических данных,

планов размещения сил и средств, находящихся в резерве и участвующих в ликвидации пожаров.

Анализ и основные направления развития ИС охраны лесов от пожаров. В настоящее время, ИС охраны лесов от пожаров развиваются в следующих направлениях [1, 2]:

1. Объединение ИС со спутниковыми технологиями. В последние несколько лет для детектирования лесных пожаров используются системы низкоорбитальных метеорологических спутников – NOAA. В соответствии с международными соглашениями, пользователи, имеющие необходимые средства приема, могут бесплатно получать информацию непосредственно со спутников NOAA (режим HRPT) и пользоваться ею.

Так, в России в 2000 г. при поддержке программы «TACIS» были созданы центры приема и обработки данных NOAA в Центральной и Иркутской областях, что позволяет эффективно использовать спутниковый мониторинг в оперативной практике.

До 2003 г. космическая компонента системы мониторинга лесных пожаров Канады и Италии также базировалась на данных метеорологических спутников NOAA и радиометров высокого разрешения AVHRR, наблюдающих одну и туже территорию несколько раз в сутки. Однако, появление новых космических систем (TERRA/AQUA) с радиометром среднего пространственного разрешения MODIS и развитие телекоммуникационных сетей существенно расширили возможности космических средств и методов наблюдения за лесными пожарами. С 2003 г. в Канадском Центре Дистанционного Зондирования Земли и Канадской Службе Леса введен в опытную эксплуатацию модуль первичной и тематической обработки данных MODIS для создания производных продуктов с очагами возгорания по температурным каналам этого прибора.

2. Объединение ИС с глобальными системами мониторинга окружающей среды. Наиболее известной глобальной системой мониторинга окружающей среды является система ГРИД [1]. ГРИД имеет два центра – в Найроби и в Женеве. Центр в Найроби осуществляет контроль и управление деятельностью ГРИД во всем мире. Центр в Женеве связан с получением данных, мониторингом, моделированием, а также с передачей данных. Таким образом, основная функция ГРИД – это сбор данных о состоянии окружающей среды и их структурирование.

Данные для системы ГРИД поступают через многочисленные национальные и международные организации ООН (ЮНЕП, ЮНЕСКО, ВМО, ВОЗ и др.). По далеко не полному перечню, сюда входят данные о почвах, осадках, температуре, гидрологии фоновом загрязнении воздушной среды, качестве воды и др.

3. Объединение ИС с географическими информационными системами (ГИС). Геоинформационные системы охраны лесов от пожаров – это системы сбора, хранения, отображения и распространения пространственно-координированных данных о горимости лесов, условиях возникновения и развития лесных пожаров, их воздействий на окружающую природную среду, а также интеграции и анализа этих данных [3].

Наиболее известной ГИС по обнаружению и предупреждению возникновения лесных пожаров является Канадская система FireM3 [4]. Эта система использует систему Landsat Thematic Mapper для картографирования прогоревших территорий в конце сезона пожаров. При моделировании используются данные наземных наблюдений о погоде и типах топлива, а также информация о смоделированной и наблюдаемой динамике огня для оценки эмиссии аэрозолей и парникового газа.

Среди Российских систем, используемых для охраны леса, можно выделить систему ГИС мониторинга лесных пожаров.

Информация о лесных пожарах в данной системе подразделяется на условно-постоянную, сезонную и оперативную. Условно-постоянные данные обновляются реже одного раза в год (например, характеристика лесного фонда, границы административного деления территории, топографическое описание местности, природное районирование).

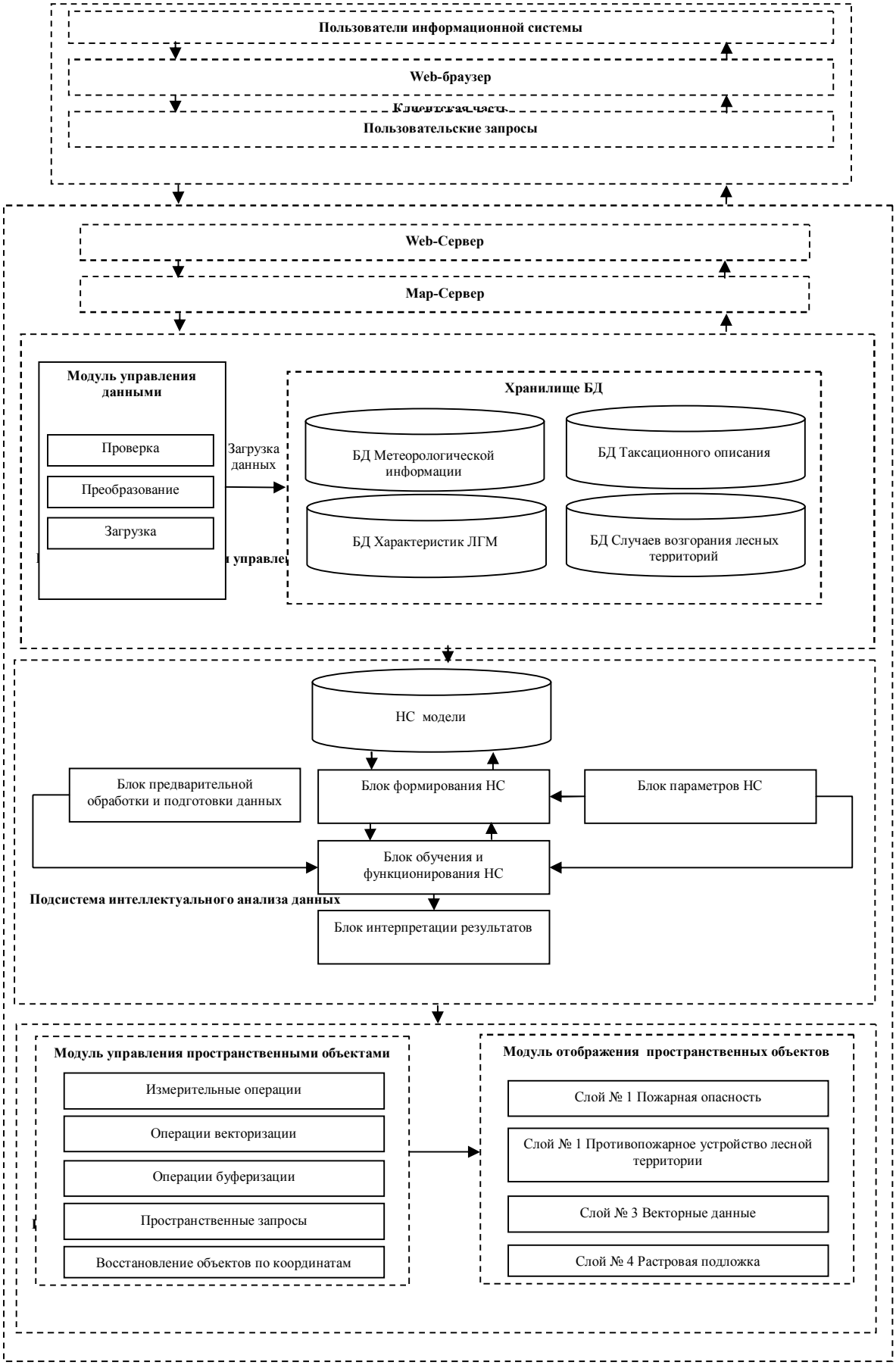


Рисунок 2 – Концептуальная схема системы

Сезонные данные изменяются один или несколько раз в течение года. К ним могут быть отнесены данные для долгосрочных и среднесрочных прогнозов пожарной опасности по условиям погоды, данные о границах структурных подразделений охраны лесов, данные о ресурсах системы охраны. Оперативные данные изменяются с частотой один или несколько раз в сутки (например, текущая и прогнозная метеоинформация, данные о возникающих и действующих лесных пожарах, о дислокации сил и средств по ликвидации лесных пожаров).

Вся информация накапливается в банке данных. В настоящее время в банке данных имеются сведения о каждом пожаре, зарегистрированном на охраняемой территории России в период с 1969 г. по 2009 г., что представляет собой основу для ведения ежегодно обновляемого архива для ретроспективного анализа горимости лесов.

Цель статьи. Целью настоящей статьи является описание концептуальной структуры, возможностей и перспектив развития ИС охраны лесов от пожаров Херсонской области.

Описание концептуальной структуры ИС. При разработке ИС охраны лесов от пожаров были использованы клиент-серверные технологии.

Использование данных технологий предполагает разделение ИС на две части – клиентскую и серверную (рис. 2) [5].

Клиентской частью ИС является web-браузер, который взаимодействует с web-сервером при помощи интерактивного пользовательского интерфейса.

Серверная часть ИС включает в себя web-сервер, map-сервер, подсистему сбора, хранения и управления данными, подсистему интеллектуального анализа данных и подсистему отображения пространственной информации.

Web-сервер обрабатывает пользовательские запросы и возвращает результаты выполнения удаленным клиентам.

Map-сервер или сервер картографической информации предназначен для отображения и анализа топографических карт лесных территорий в сети internet с помощью стандартных web-браузеров.

Подсистема сбора, хранения и управления данными оперирует данными, входящими в состав четырех основных баз данных, содержащих сведения о случаях возгорания лесных территорий, таксационное описание лесничеств, метеорологические характеристики, характеристики лесных горючих материалов.

Информация, содержащаяся в первой базе данных, передается в подсистему интеллектуального анализа, а информация из остальных баз данных передается в подсистему отображения пространственной информации.

Подсистема интеллектуального анализа данных осуществляет классификацию лесных пожаров. Для решения этой задачи использовалась нейронная сеть Кохонена.

Алгоритм работы нейросетевой модели классификации лесных пожаров можно представить в виде последовательности шагов:

1. Инициализация. Для исходных векторов синаптических весов $w_j(0)$ ($j = 1, \ldots, l$, где l – общее количество нейронов в решетке) выбираются случайные значения. Значения весов должны находиться в пределах, в которых изменяются значения входных векторов.

2. Выбор вектора из входного пространства данных. Из входного пространства выбирается вектор X размерностью m. Этот вектор представляет собой возбуждение, которое применяется к решетке нейронов.

3. Поиск максимального подобия. Определяется наиболее подходящий (победивший) нейрон $i(x)$ на шаге n с использованием критерия минимума Евклидова расстояния [6]:

$$i(x) = \arg\min_j \left\| x - W_j \right\|, \quad j = 1,2,\ldots,l. \qquad (1)$$

4. Корректировка векторов синаптических весов. Векторы синаптических весов

всех нейронов корректируются с использованием формулы [6]:

$$W_j(n+1) = W_j(n) + \eta(n) h_{j,i(x)}(n)\left(x - W_j(n)\right), \qquad (2)$$

где $\eta(n)$ – параметр скорости обучения; $h_{j,i(x)}(n)$ – функция окрестности с центром в победившем нейроне $i(x)$.

5. Возврат к шагу 2 до тех пор, пока в карте не перестанут происходить заметные изменения.

Результаты классификации лесных пожаров передаются в подсистему отображения пространственной информации.

Подсистема отображения пространственной информации включает в себя два модуля: модуль управления пространственными объектами и модуль отображения пространственных объектов.

Модуль управления пространственными объектами позволяет проводить анализ территории лесничеств с помощью тематических электронных карт.

Модуль отображения пространственных объектов позволяет отображать на электронных картах результаты анализа в виде тематических слоев.

Описание функциональной структуры ИС. При создании ИС охраны лесов от пожаров было использовано программное обеспечение с открытым исходным кодом, такое как СУБД PostgreSQL, Google Maps, Web-сервер Apache, Map-сервер, библиотека OpenLayers, языки программирования PHP, JavaScript и технология Ajax [5].

СУБД PostgreSQL – объектно-реляционная система управления базами данных, которая базируется на языке SQL.

Google Maps – набор приложений, построенных на основе бесплатного картографического сервиса, предоставляемого компанией «Google».

OpenLayers – библиотека, написанная на языке программирования JavaScript и предназначенная для создания карт на основе программного интерфейса (API). OpenLayers позволяет быстро и легко создавать web-интерфейсы для отображения картографических материалов, представленных в различных форматах и расположенных на различных серверах.

Технология Ajax предназначена для разработки интерактивных пользовательских интерфейсов web-приложений, и заключается в «фоновом» обмене данными браузера с web-сервером. В результате, при обновлении данных web-страница не перезагружается полностью, и web-приложения становятся более быстрыми и удобными.

Основной задачей web-сервера (HTTP-сервера) Apache является поддержка HTTP-запросов. Он отвечает на HTTP-запрос клиента. Ответ обычно представляет собой HTML-страницу. Ответ сервера может быть отправлен клиенту различными способами. Во-первых, он может быть отправлен клиенту непосредственно от сервера, получившего запрос. Во-вторых, запрос может быть перенаправлен и ответ будет отправлен клиенту другим HTTP-сервером. В-третьих, HTTP-сервер может генерировать динамический ответ другим программам, таким, как CGI (Common Gate Interface – общий интерфейс шлюзов), PHP-программам, или другим серверным технологиям.

К основным функциям системы можно отнести [5]:

1) создание и корректировку карт лесных территорий на основе реальных карт земной поверхности Google Maps, что обеспечивает гораздо более высокую точность по сравнению с точностью бумажных карт, которыми пользуются работники лесничеств;

2) внесение информации об участках леса с привязкой к карте;

3) хранение, обработку и анализ лесохозяйственной информации, предоставление в любой момент времени актуальной информации о состоянии лесного фонда;

4) хранение и обновление нормативно-справочной документации по лесному хозяйству и лесоустройству;

5) предоставление информации о лесном хозяйстве и лесоустройстве заинтересованным пользователям;

6) автоматизированное формирование управленческой документации в лесничестве, что позволит облегчить и ускорить работу работников лесничества, уменьшить количество неточностей и ошибок в отчетах из-за влияния человеческого фактора;

7) расчет пожароопасности участков леса;

8) классификацию выделов лесничеств по любому набору признаков с соответствующей раскраской карты.

Вывод. Проведен анализ и выделены основные направления развития систем охраны лесов от пожаров. Предложена концепция создания информационной системы охраны лесов от пожаров Херсонской области. Описаны функциональные характеристики системы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Интеллектуальные системы поддержки принятия решений в нештатных ситуациях с использованием информации о состоянии природной среды / [Геловани В. А., Башлыков А. А., Бритков В. Б., Вязилов Е. Д.]. – М. : Эдиториал УРСС, 2001. – 304 с.

2. Ginzberg M. I. Decision Support Systems: Issues and Perspectives / Ginzberg M. I., Stohr E. A. // Processes and Tools for Decision Support; ed. by H.G. Sol, Amsterdam, North-Holland Pub I.Co, 1983.

3. Кошкарев А. В. Геоинформатика / Кошкарев А. В., Тикунов В. С. / [ред. Д. В. Лисицкого]. – М. : Картгеоцентр – Геоиздат, 1993.

4. Finney M. A. FARSITE – a program for fire growth simulation / M. A. Finney, P. L. Andrews // Fire management notes. – 1999. – Vol. 59, № 2. – P. 13-15.

5. Ходаков В. Е. Проект Web-ГИС лесного хозяйства региона / В. Е. Ходаков, М. В. Жарикова, Е. Н. Ляшенко // Вестник Херсонского национального технического университета. – 2012. – № 1(44). – С. 72-81.

6. Хайкин С. Нейронные сети: полный курс / Хайкин С. – [2-е изд.] ; пер. с англ. – М. : Издательский дом «Вильямс», 2006. – 1104 с.

Ляшенко О.М. ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА ОХОРОНИ ЛІСІВ ВІД ПОЖЕЖ ХЕРСОНСЬКОЇ ОБЛАСТІ: КОНЦЕПЦІЯ, МОЖЛИВОСТІ ТА ОСНОВНІ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ

Проведено аналіз та виділені основні напрямки розвитку систем охорони лісів від пожеж. Запропоновано концепцію створення інформаційної системи охорони лісів від пожеж Херсонській області. Описано функціональні характеристики системи.

Ключові слова: інформаційна система, лісові пожежі, клієнт-серверні технології.

Lyashenko E.N. INFORMATION SYSTEM OF FOREST FIRE KHERSON REGION: CONCEPT, CAPABILITIES AND MAIN DIRECTIONS OF DEVELOPMENT

The analysis and the basic directions of development of systems for the protection of forests from fires. A concept of an information system of forest fire Kherson region. The functional characteristics of the system.

Keywords: information system, forest fires, the client-server technology.

УДК 004.9, 519.8

ПОБУДОВА ПОЧАТКОВОГО РІШЕННЯ ДЛЯ ЗАДАЧІ МАРШРУТИЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ПІДБОРОМ ТА ДОСТАВКОЮ

Молчановський О.І.
Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут»,
Любонько А.Л.
ПП «Українські Інтелектуальні Технології», м. Київ

В роботі розглянута задача маршрутизації транспортних засобів з підбором та доставкою (Vehicle Routing Problem with Pickup and Delivery – VRPPD). Ця задача є варіантом окремої задачі маршрутизації транспортних засобів (VRP). Наведено формулювання задачі та її математична модель. Запропоновано двоступеневий алгоритм побудови початкового рішення для даної задачі. Результати експериментів на відомих еталонних прикладах порівняно з найкращими відомими на даний момент. Отримані результати є кращими у порівнянні із відомими результатами побудови початкового рішення для VRPPD.
Ключові слова: маршрутизація транспортних засобів, математична модель, оптимізація, початкове рішення, кластеризація.

Вступ. У задачах маршрутизації транспортних засобів (Vehicle Routing Problem – VRP) розглядаються проблеми оптимальної доставки товарів між складами та кінцевим клієнтами. Задачі VRP вперше були сформульовані у 1959 році [1], але найбільшого розвитку вони отримали останні 20 років. У світі існує декілька наукових шкіл, які займаються цілеспрямовано цим типом задач. Проте, в Україні можна говорити про відсутність особливої цікавості до даної тематики. Задачі VRP мають великий потенціал до практичного впровадження, в першу чергу у галузі логістики. Прикладами застосувань таких задач у реальному світі є автоматизація роботи підприємств з великою кількістю транспортних засобів, збір сміття на вулицях, маршрутизація шкільних автобусів, транспортування людей з фізичними вадами, доставка товарів клієнтам магазинів [2].

Існує достатньо велика кількість задач VRP [3], які відрізняються одна від одної врахуванням тих або інших характеристик вузлів, транспортних засобів, а також введенням додаткових обмежень. Наявність різних обмежень визначається типом задач, а часто також тим, що реальні задачі є дуже складними і в таких випадках у першу чергу розглядаються спрощені задачі. Найпростішим варіантом VRP є задача з одним складом та однотипними транспортними засобами (Capacitated VRP). До обмежень задач VRP відносяться: наявність часових вікон вузлів (VRP with Time Windows); використання декількох типів транспортних засобів (VRP with Heterogeneous Fleet); врахування різних типів вузлів, наприклад, коли в одному вузлі необхідно забрати певні товари і доставити їх згодом в інший вузол (VRP with Pickup and Delivery); попереднє обмеження спрощується, коли у деяких вузлах необхідно забрати товари та доставити їх на склад (VRP with Backhauls); кожний вузол-клієнт може обслуговуватись тільки транспортними засобами певного типу (Site Dependent VRP).

У даній роботі розглядається задача маршрутизації транспортних засобів з підбором та доставкою (VRPPD). Дана задача є однією з найскладніших екземплярів задач VRP [3]. Одними з перших, хто розглянув цю задачу були Savelsbergh, Sol [4]. Першими задачу VRPPD з часовими вікнами розв'язали Li, Lim [5]. Вони також ввели еталонні приклади, які заснували на загальноприйнятих вже на той час прикладах Solomon [6].

Загальноприйнятим є підхід до вирішення задачі, при якому розв'язок будується в два етапи: спочатку генерується початкове рішення, а потім це рішення покращується алгоритмами на основі мета-евристик. Більшість літератури з даної тематики не звертає особливої уваги на побудову початкового рішення, роблячи акцент на етапі покращення, за виключенням роботи [10]. Але від якості отриманого на першому етапі рішення

залежить й загальний результат, адже відомо, що метаевристичні алгоритми є чутливими до якості вхідних сформованих рішень. Серед розповсюджених мета-евристичних методів розв'язку задачі VRPPD поширені метод симуляції відпалу [7], методи пошуку у великому просторі сусідів (Large Neighborhood Search) [8], генетичні алгоритми [9]. З точки зору побудови початкового рішення можна згадати статтю [10].

Точні методи розв'язку (такі як, наприклад, метод гілок та меж) з практичної точки зору можна застосовувати до задач із кількістю вузлів не більше 100. Серед робіт в даному напрямку можна виокремити [11]. В роботі [12] проведена спроба поєднати точні методи розв'язку з евристичними.

Опис математичної моделі. Опис математичної моделі базується на роботах [13] та [10]. Постановка задачі VRPPD включає в себе такі елементи: вузли замовлень, термінальні вузли та транспортні засоби (ТЗ). Загальна кількість замовлень n. Кожне замовлення r_i включає в себе вузол підбору p_i та вузол доставки d_{i+n}. Таким чином, маємо множину вузлів підборів $P=\{1,...,n\}$ та доставок $D=\{n+1,...,2n\}$. Нехай $N=P\cup D$. K – множина всіх ТЗ, $|K|=m$. Нехай T, $|T|=2m$ – множина термінальних вузлів. $\tau_k=2n+k$ та $\tau'_k=2n+k+m$, де $k\in K$ – відповідно початковий термінальний та кінцевий термінальний вузол для ТЗ k. Зазначимо, що як вузли замовлень, так і термінальні вузли можуть співпадати між собою. Отже може бути один термінальний вузол для всіх ТЗ (як, наприклад, в еталонних тестах Li-Lim [5]) та/або деякі вузли одночасно можуть бути й вузлами підбору, й вузлами доставки. Граф $G=(V,A)$ складається з вузлів $V=N\cup\{\tau_1,...,\tau_m\}\cup\{\tau'_1,...,\tau'_m\}$ та дуг $A=V\times V$. Для кожної дуги $(i,j)\in A$ визначається відстань $d_{ij}\geq 0$ та час подорожі $t_{ij}\geq 0$. Передбачається, що значення відстаней та подорожей задовольняють нерівностям трикутника: $d_{ij}\leq d_{il}+d_{lj}$ та $t_{ij}\leq t_{il}+t_{lj}$ для всіх $i,j,l\in V$.

Кожний вузол $i\in V$ має час обслуговування s_i та часове вікно $[a_i,b_i]$, $a_i\leq b_i$. Час обслуговування – це час необхідний для завантаження чи розвантаження ТЗ у відповідному вузлі. Часове вікно вказує часові межі для вузла, коли в ньому може відбуватись обслуговування. ТЗ може прибути у вузол раніше часу a_i, але тоді йому доведеться чекати відкриття часового вікна для початку обслуговування. Для кожного вузла $i\in P$ визначається кількість вантажу $q_i>0$, який необхідно підібрати у цьому вузлі. Так само для кожного вузла $j\in D$ визначається кількість вантажу $q_j>0$, який необхідно доставити до цього вузла. При чому, якщо вузли i та j належать до одного замовлення $(j=i+n)$, то $q_i=q_j$. Вважається, що кожний вузол доставки чи підбору відвідується лише один раз. Умова передування вимагає, щоб вузли підбору передували відповідним вузлам доставки у сформованих маршрутах.

Місткість ТЗ $k\in K$ дорівнює C_k, C – множина різних значень C_k. Для будь-якого сформованого маршруту вимагається, щоб його ТЗ на будь-якій ділянці маршруту не був завантажений більше наведеної місткості C_k. З кожним ТЗ також пов'язані вартості: α_k – вартість за одиницю шляху, β_k – вартість за одинцю часу, γ_k – одноразова вартість використання транспортного засобу.

Цільова функція може варіюватись. Загалом можуть мінімізуватись наступні характеристики: загальна вартість, загальна відстань та/або час, загальна кількість маршрутів, кількість замовлень, які не вдалось обслужити. Таким чином задача зводиться до мінімізації цільової функції:

$$\min \sum_{k\in K}\alpha_k \sum_{(i,j)\in A} d_{ij}x_{ijk} + \sum_{k\in K}\beta_k\left(S_{\tau'_k,k} - a_{\tau_k}\right) + \sum_{k\in K}\gamma_k y_k + \delta\sum_{i\in P} z_i, \qquad (1)$$

де x_{ijk} – булева змінна, яка дорівнює 1, якщо дуга $(i,j)\in A$ обслуговується ТЗ $k\in K$; $S_{\tau'_k,k}$ – час прибуття ТЗ k у термінал τ'_k; y_k – булева змінна, яка дорівнює 1, якщо ТЗ $k\in K$ використовується в остаточному рішенні; z_i – булева змінна, яка дорівнює 1, якщо замовлення $i\in P$ не було розподілено; δ – штраф за один нерозподілений вузол.

Метод побудови початкового рішення. Запропонований метод складається з двох алгоритмів: перший знаходить рішення задачі VRPPD для обмеженої кількості ТЗ, другий – для необмеженої кількості ТЗ. При чому перший алгоритм викликає на виконання другий. На вхід першого алгоритму подається множина вузлів замовлень N, термінальних вузлів T та множина транспортних засобів K; на виході алгоритму – множина сформованих маршрутів M, кожен з яких є послідовністю вузлів, в якій перший та останній – термінальні вузли відповідного ТЗ, решта – вузли підбори та доставки із виконанням умови передування.

Алгоритм побудови рішення задачі VRPPD для обмеженої кількості ТЗ.

1. Поточна множина замовлень $N' := N$. Множина доступних ТЗ $K' := K$. Множина маршрутів $M := \{\ \}$.
2. Знайти рішення для N' із необмеженою кількістю ТЗ, використовуючи наявні типи ТЗ у K'. Множина M' складається з нових знайдених маршрутів.
3. Впорядкувати множину нових знайдених маршрутів M' за важливістю.
4. Спробувати знайти для всіх маршрутів M', починаючи з найбільш важливих, вільні ТЗ серед K'.
5. Видалити відібрані у п. 4 ТЗ з множини K' та розподілені замовлення з множини N'. Додати до множини M множину M': $M := M \cup M'$.
6. Якщо множина $N' \neq \{\ \}$, то перейти до п. 2. Інакше кінець роботи.

Термін «важливість маршруту» містить наступний зміст: маршрут m_i вважається більш важливим за маршрут m_j, якщо сумарна кількість вантажу, який буде доставлений всередині маршруту m_j, є більшою за сумарну кількість вантажу у m_i.

Другий алгоритм приймає на вхід множину вузлів замовлень N та термінальних вузлів T, а також множину типів машин C; на виході – множина сформованих маршрутів M. Даний алгоритм за своєю суттю відноситься до жадібних алгоритмів.

Алгоритм побудови рішення задачі VRPPD для необмеженої кількості ТЗ.

1. Встановити $M := \{\ \}$.
2. Для кожної пари вузлів (p_i, d_{i+n}) замовлення i знайти найкращий тип ТЗ $k\in C$ та створити новий маршрут $m = (\tau_k, p_i, d_{i+n}, \tau'_k)$. $M := M \cup \{m\}$.
3. Серед усіх маршрутів M знайти пару m_i та m_j, об'єднання яких дає найбільший виграш по вартості. Якщо таких маршрутів не знайдено, то кінець роботи. Інакше перейти до п. 4.
4. Об'єднати маршрути m_i та m_j у новий маршрут $m_k = m_i \cup m_j$. $M := M \cup \{m_k\} \setminus \{m_i, m_j\}$. Перейти до п. 3.

У п. 2 алгоритму шукається найбільш вигідний тип ТЗ для майбутнього маршруту. Цей вибір робиться на основі вартості маршруту:

$$\min_{k\in C} F(\tau_k, p_i, d_{i+n}, \tau'_k), \qquad (2)$$

де $F(\cdot)$ – функція вартості маршруту.

У п. 3 шукається найкраще об'єднання двох маршрутів, яке робиться на основі різниці вартості двох окремих маршрутів та нового об'єднаного маршруту:

$$\max_{i,j\in M}\left(F(m_i)+F(m_j)-F(m_i\cup m_j)\right), \tag{3}$$

де $m_i \cup m_j$ – маршрут, який отримано в результаті об'єднання маршрутів m_i та m_j. Об'єднання враховує пошук найкращого типу ТЗ $k \in C$, щоб вартість $F\left(m_i \cup m_j\right)$ була мінімальною. Під час об'єднання двох маршрутів послідовно розглядаються всі можливі результати об'єднання. Нехай маємо два маршрути для об'єднання $m_i = (v_0^i, v_1^i, ..., v'^i_0)$ та $m_j = (v_0^j, v_1^j, ..., v'^j_0)$, які мають відповідно n_i та n_j нетермінальних вузлів. Тоді загальна кількість можливих варіантів об'єднання цих двох маршрутів дорівнює:

$$C^{n_i}_{n_i+n_j} = \frac{\left(n_i+n_j\right)!}{n_i!\cdot n_j!}. \tag{4}$$

Зрозуміло, що при достатньо великих маршрутах час на перевірку всіх варіантів є неприйнятно великим. Тому ми використовуємо кластеризацію для того щоб скоротити загальну кількість варіантів.

Кластеризація використовується для розбиття вузлів підбору та доставки на множини-кластери. І хоча на практиці нам відомі фактичні координати вузлів на карті, але ми використовуємо методи розбиття вузлів на кластери, які ґрунтуються виключно на матрицях відстані чи часу. Це обумовлено тим, що в загальному випадку ми розв'язуємо задачу у неевклідовому просторі. Використаний нами метод [14], приймаючі на вхід матриці відстані або часу, повертає ймовірність приналежності кожного вузла до кожного кластеру у вигляді матриці $\mathrm{P} = \left\|\rho_{ik}\right\|$, де ρ_{ik} – величина приналежності вузла i до кластеру k. Кількість кластерів n_C задається як вхідний параметр цього методу.

При створенні маршруту $m_i = (v_0^i, v_1^i, ..., v'^i_0)$ визначаються ймовірності його приналежності P_{ik} до кожного кластеру k, як середнє арифметичне приналежності його вершин до даного кластеру:

$$P_{ik} = \frac{1}{\left|m_i\right|}\sum_{v\in m}\rho_{vk}, \tag{5}$$

де $\left|m_i\right|$ – кількість нетермінальних вершин у маршруті m_i. При чому кожному маршруту ставиться у відповідність множина K_i, що включає кластери, до яких маршрут m_i належить з ймовірністю більше деякого порогу κ, тобто:

$$K_i = \left\{j \mid P_{ij} \ge \kappa\right\}. \tag{6}$$

Під час об'єднання двох маршрутів m_i та m_j вираховується відношення спільних кластерів для обох маршрутів до загальної кількості кластерів, яким приналежать вершини маршрутів (з урахуванням значення порогу κ). Об'єднання відбувається за умови, що дане відношення більше значення порогу λ:

$$\frac{\left|K_i \cap K_j\right|}{\left|K_i \cup K_j\right|} \ge \lambda. \tag{7}$$

При проведенні експериментів значення κ та λ бралися 0,2 та 0,5 відповідно.

На етапі вибору кращого варіанту об'єднання маршрутів можуть враховуватись додаткові характеристики маршрутів, які не включаються у функцію вартості $F(\cdot)$. Нами

було розглянуто вплив трьох таких характеристик: кількість перетинів всередині маршруту, кількість вузлів в маршруті, запас часу на маршрут.

Перетином в даній постановці вважається візуальний перетин ділянок маршруту на площині в точках, відмінних від вузлів маршруту. Даний підхід до задачі VRPPD був запропонований у [15]. В даній роботі вводиться поняття «візуальної привабливості маршруту». Вважається, що візуально більш привабливі маршрути, тобто такі, які мають меншу кількість перетинів, можуть бути оптимальнішими за своїми головними ознаками: довжина, час, вартість. З іншого боку, саме такі маршрути в першу чергу створюють в ручному режимі фахівці-логісти. Тому слід намагатись зменшити кількість перетинів у створюваних маршрутах. Цього можна досягти, додавши до функції вартості штраф за кожний перетин.

Під час синтезу маршрутів бажано зменшити загальну кількість ТЗ, які будуть використані. Хоча, загалом, це є другорядним завданням – мінімізація ТЗ, проте може бути бажаним надавати перевагу маршрутам із більшою кількістю вузлів. Таким чином, очікуючи, що це призведе до зменшення загальної кількості ТЗ у остаточному розв'язку. Цей чинник можна увести до функції вартості шляхом зменшення загальної вартості на величину залежну від кількості вузлів у маршруті. Нами було використана квадратична залежність.

Останнім евристичним міркуванням щодо покращення якостей маршрутів є запас часу по відношенню до всіх вузлів маршруту. Ми тут керуємось таким міркуванням, що чим щільніше в часі розташовані вузли в маршруті, тим краще, адже це в перспективі може дозволити додати більше нових вузлів до даного маршруту. Що в свою чергу призведе до зменшення загальної вартості розв'язку.

З урахуванням наведених вище трьох характеристик функція вартості маршруту m_i набуде наступного вигляду:

$$F'(m_i) = F(m_i) + \omega_1 \cdot crosses_i - \omega_2 \cdot |m_i|^2 + \omega_3 \cdot \frac{b_{\tau'} - a_\tau}{|m_i|}, \qquad (8)$$

де $crosses_i$ – кількість перетинів в маршруті; $|m_i|$ – кількість 260е термінальних вершин у маршруті; a_τ, $b_{\tau'}$ – час відкриття часового вікна у стартовому терміналі та час закриття вікна у кінцевому терміналі відповідно; ω_1, ω_2, ω_3 – керуючі параметри. При чому штраф ω_1 за перетини може бути абсолютним (в одиницях вартості) або відносним (у відсотках від вартості). Тож тепер у формулі (3) $F(\cdot)$ замінюється на модифіковану функцію вартості $F'(\cdot)$.

Результати експериментів. Запропонований метод побудови початкового рішення задачі VRPPD було перевірено на еталонних прикладах з роботи [5]. Дані приклади є модифікацією прикладів з роботи [6] для задачі VRPTW. Множина прикладів містить 56 задачі по 100 вузлів. Задачі розбиваються на 3 класи: LR (вузли розташовані випадково), LC (вузли розбиті на кластери), LRC (є вузли як в кластерах, так і поза кластерами). При чому в кожному класі є по два підкласи: з ТЗ меншої та більшої місткості.

При проведенні експериментів значення керуючих параметрів обирались в наступних діапазонах:

- кількість кластерів n_C – від 5 до 12;
- відносні значення ω_1 : $\{0; 0{,}1; 0{,}5; 1\}$ та абсолютні значення: $\{5; 30; 80; 300\}$;
- ω_2: $\{0; 2; 5; 10\}$;
- ω_3: $\{0; 0{,}5; 1; 2; 5\}$.

Таблиця 1 – Найкращі отримані результати експериментів

Клас	D_{best}	T_{best}	N_{best}
LR101	1679,21	3561,23	19
LR102	1608,17	3272,3	17
LR103	1568,22	2948,94	16
LR104	1290,83	2391,83	13
LR105	1521,7	3008,44	17
LR106	1356,33	2585,19	14
LR107	1251,41	2405,66	12
LR108	1144,97	2211,42	11
LR109	1359,4	2570,39	14
LR110	1292,76	2439,56	13
LR111	1247,07	2420,87	12
LR112	1193,27	2276,58	12
LR201	1469,5	3485,58	5
LR202	1658,48	3574,06	5
LR203	1446,66	3046,83	4
LR204	1435,97	2592,69	3
LR205	1552,27	3051,43	5
LR206	1413,72	2840,3	4
LR207	1569,05	2706,54	4
LR208	1364,93	2370,31	3
LR209	1331,71	3160,2	5
LR210	1635,88	3061,77	4
LR211	1378,48	2581,53	4
LC101	828,94	9828,94	10
LC102	828,94	9828,94	10
LC103	939,87	10013,68	10
LC104	1008,8	10072,83	11
LC105	828,94	9828,94	10
LC106	828,94	9828,94	10
LC107	828,94	9828,94	10
LC108	829,28	9829,28	10
LC109	828,94	9828,94	10
LC201	871,35	17931,2	6
LC202	968,63	17894,7	7
LC203	923,34	15734,59	6
LC204	1077,61	14912,47	7
LC205	823,11	14904,71	7
LC206	955,99	17339,46	7
LC207	954,34	15966,63	6
LC208	886,47	14741,8	6
LRC101	1846,17	3376,99	17
LRC102	1953,73	3495,57	18
LRC103	1503,2	2701,02	13
LRC104	1395,06	2495,41	13
LRC105	1785,34	3176,33	16
LRC106	1662,21	2827,12	14
LRC107	1445,97	2601,45	14
LRC108	1287,29	2404,98	12
LRC201	2380,48	6984,54	10
LRC202	2234,89	6819,05	10
LRC203	1866,87	5401,61	8

Продовження табл. 1

LRC204	1461,57	4822,27	8
LRC205	2199,96	6157,39	9
LRC206	2240,99	5348,96	9
LRC207	2296,42	5765,71	12
LRC208	1632,69	4767,37	10

В таблиці 1 наводяться результати експериментів по всім 56 еталонним прикладам. Наводяться найкраща отримана сумарна відстань (D_{best}), найкращий сумарний час (T_{best}) та найкраща кількість маршрутів (N_{best}). При чому ці значення можуть не належити одному розв'язку, а бути отриманими при різних керуючих параметрах.

За результатами експериментів виявилось, що оптимальна кількість кластерів n_C для задач з класу LC дорівнює від 8 до 10; для задач з класу LR – від 5 до 7; для задач з класу LRC – від 8 до 12. Окремо слід зазначити на значне пришвидшення пошуку розв'язку при використанні кластерів – від одного до двох порядків.

Також виявилось що врахування кількості перетинів (параметр ω_1) не дає гарних результатів. Тільки в одиничних випадках найкраще рішення знаходилось при невеликих (для абсолютного – 5; 30, для відносного – 0,1) значеннях цього параметру. Значення параметрів ω_2 та ω_3 для найкращих розв'язків набули широких діапазонів в залежності від задачі. Це свідчить про необхідність проведення подальших досліджень щодо впливу даних параметрів на якість отриманих рішень.

В таблиці 2 наводяться середні по класах відхилення отриманих результатів від відомих найкращих результатів (http://www.top.sintef.no/vrp/pdp_bknown100.html) для загальної відстані сформованих маршрутів Δ_{dist} та кількості маршрутів Δ_{routes}. Також для порівняння наводяться аналогічні величини з роботи [10] – стовпці Δ^1_{dist} та Δ^1_{routes}. Загальний час обрахунку одного екземпляру задачі в середньому становив 0,5 – 1 сек.

Таблиця 2 – Порівняння результатів експериментів з найкращими відомими

Клас	Δ_{dist}, **%**	Δ_{routes}, **%**	Δ^1_{dist}, **%**	Δ^1_{routes}, **%**
LR1	13,6	21,5	60	45
LC1	4,1	4,9	125	25
LRC1	16,5	27,2	65	58
LR2	54,9	56,8	175	103
LC2	58,3	116,7	370	92
LRC2	81,5	196,9	190	115

Висновки. Було розглянуто метод побудови початкового рішення для задачі VRPPD. Результати експериментів на еталонних прикладах показали, що метод непогано себе поводить для задач із ТЗ малої місткості і гірше при більшій місткості. Найгірші результати виявлено для задач з підкласу LRC2, в яких маршрути складаються з 30-50 пар вузлів. Отримані результати виявились відчутно кращими (в рази) по відношенню до методу з [10]. Подальша робота буде спрямована у бік створення методів покращення початкового рішення та більш детального аналізу керуючих параметрів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Dantzig, A. G. B., Ramser, J. H. The Truck Dispatching Problem Stable // Management Science. – 1959. – 6 (1). – P. 80-91.

2. P. Toth, D. Vigo, The vehicle routing problem // Society for Industrial Mathematics, 2002. – Vol. 9

3. Eksioglu, B., Vural, A. V., & Reisman, A. The vehicle routing problem: A taxonomic review // Computers & Industrial Engineering. – 2009. – 57 (4). – P. 1472-1483.

4. Savelsbergh, M. W. P., Sol, M. The General Pickup and Delivery Problem // Transportation Science. – 1995. – 29 (1). – P. 17-29.

5. Li, H., Lim, A. A Metaheuristic for Pickup and Delivery Problem with Time Windows. In: Proceedings of the 13th IEEE International Conference on Tools with Artificial Intelligence. Dallas, TX, USA, 2001. – P. 160-167.

6. Solomon, M. M. Algorithms for the Vehicle Routing and Scheduling Problems with Time Window Constraints // Operations Research. – 1987. – 5 (2). – Pp. 254-265.

7. Bent, R., Hentenryck, P. A two-stage hybrid algorithm for pickup and delivery vehicle routing problems with time windows // Computers & Operations Research. – 2006. – 33 (4). – P. 875-893.

8. Ropke, S., Pisinger, D. An Adaptive Large Neighborhood Search Heuristic for the Pickup and Delivery Problem with Time Windows // Transportation Science. – 2006. – 40 (4). – Pp. 455-472.

9. M. I. Hosny and C. L. Mumford. Investigating genetic algorithms for solving the multiple vehicle pickup and delivery problem with time windows. In MIC2009 // Metaheuristic International Conference, July 2009.

10. Hosny, M. I., Mumford, C. L. Constructing initial solutions for the multiple vehicle pickup and delivery problem with time windows // Journal of King Saud University, 2011.

11. Ropke, S., Laporte, G., Cordeau, J.-F. Models and Branch-and-Cut Algorithms for Pickup and Delivery Problems with Time Windows // Networks. – 2007, 49 (4). – P. 258-272.

12. Holborn, P. L., Thompson, J. M., Lewis, R. Combining Heuristic and Exact Methods to Solve the Vehicle Routing Problem with Pickups and Deliveries and Time Windows, In: Proceedings of the main European events on Evolutionary Computation. – Malaga, Spain, 2012. – P. 63-74.

13. Ropke, S., Pisinger, D. An Adaptive Large Neighborhood Search Heuristic for the Pickup and Delivery Problem with Time Windows // Transportation Science. – 2006. – 40 (4). – P. 455-472.

14. Hathaway, R. J., Bezdek, J. C., Davenport, J. W. (1996). On relational data versions of c-means algorithms // Pattern Recognition Letters, 5 (96). – Pp. 607-612.

15. Lu, Q., Dessouky, M. M. A New Insertion-based Construction Heuristic for Solving the Pickup and Delivery Problem with Time Windows // European Journal of Operational Research. – 2006. – 175 (2). – P. 672-687.

Молчановский А.И., Любонько А.Л. ПОСТРОЕНИЕ НАЧАЛЬНОГО РЕШЕНИЯ ДЛЯ ЗАДАЧИ МАРШРУТИЗАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ПОДБОРОМ И ДОСТАВКОЙ

В работе рассмотрена задача маршрутизации транспортных средств с подбором и доставкой. Приведена формулировка задачи и ее математическая модель. Предложен двухэтапный алгоритм построения начального решения для данной задачи. Эксперименты на известных эталонных примерах показали значительно более качественные результаты в сравнении с известными методами.

Ключевые слова: маршрутизация транспортных средств, математическая модель, оптимизация, начальное решение, кластеризация.

Molchanovskyi O.I., Lyubonko A.L. CONSTRUCTING INITIAL SOLUTIONS FOR VEHICLE ROUTING PROBLEM WITH PICKUP AND DELIVERY

In this paper we look at Vehicle Routing Problem with Pickup and Delivery. Problem description and mathematical model were presented. The two-stage initial solution construction algorithm was proposed. The algorithm was tested on the known benchmarks and shown better performance compared with known methods.

Keywords: vehicle routing problem, mathematical model, optimization, initial solution, clusterization.

УДК 629.439

ДИНАМИКА ТЯГОВОЙ ПОДСИСТЕМЫ МАГНИТОЛЕВИТИРУЮЩЕГО ПОЕЗДА (ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ПАРАДИГМА ИССЛЕДОВАНИЯ)

Поляков В.А., Хачапуридзе Н.М.

Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, г. Днепропетровск

Ценность транспортной системы с магнитолевитирующими поездами определяется, в первую очередь, качеством их механического движения. Оно же зависит, в том числе, от динамических свойств компонентов упомянутой системы, основными из которых являются механический и электромагнитный. В работе исследуется динамика автономной тяговой составляющей последнего компонента. Построена компьютерная модель этой динамики. Прогнозировано её дальнейшее использование в процессе исследований глобальной динамики магнитолевитирующих поездов.

Ключевые слова: магнитолевитирующий поезд, линейный синхронный двигатель, исследование динамики, энергетическая парадигма, компьютерная модель.

Актуальность исследования. Магнитолевитирующие поезда (МЛП) являются весьма дорогостоящими, уникальными артефактами. Они эксплуатируются с экстремальными, для наземного транспорта, скоростями. Проблема обеспечения высокого качества их движения приоритетна среди всех, связанных с их созданием. Натурный эксперимент над ними дорог, долог, опасен, а часто и вовсе невозможен. Традиционные теоретические методы исследования протекающих в них процессов также мало эффективны. Поэтому возможно большая часть таких исследований должна выполняться методами математического моделирования, сочетающими многие достоинства теоретических и экспериментальных методов [1].

Выполнение требуемых движений МЛП вцелом должно обеспечиваться во взаимодействии всех его подсистем. Среде них – механическая (МП), электромагнитная (ЭМП), аэродинамическая (АДП), термодинамическая (ТДП) и многие иные. Основными из них являются первые две. Но на качество реального движения МП МЛП, являющееся определяющим критерием при глобальной оценке результирующей эффективности рассматриваемой транспортной технологии, влияние, в определённой степени, оказывает функционирование всех слагающих её компонентов.

В полной мере и с требуемым качеством реализация желаемых движений МЛП должна осуществляться в управляемых эксплуатационных режимах. Построение же любого из упомянутых движений, как известно [2], невозможно без определения динамики всех, или, по крайней мере, основных подсистем поезда.

Цель работы. Доминирующим полезным движением МП МЛП является её продольное движение – вдоль оси пути. Оно инициируется тяговой подсистемой поезда – его линейным синхронным двигателем (ЛСД). Поэтому объектом рассмотрения в настоящей работе избрана динамика такого двигателя. Исследование проведено методами математического моделирования и базируется на энергетической парадигме [3].

Решение задачи исследования. Функциональным предназначением ЛСД является реализация тягового усилия F_T. Оно возникает при взаимодействии полей сверхпроводящих экипажных контуров (СЭК) поезда с бегущим синусоидальным полем якорной обмотки (ЯО) ЛСД. В результате этого, электромагнитная энергия частично (за исключением потерь) преобразуется в энергию движения МП МЛП. Выражению для нахождения мгновенного значения продольного (направленного вдоль касательной к осевой линии пути) компонента искомого усилия F_{Tx} может быть придан вид

$$F_{Tx} = \sum_{\chi=1}^{N_s} f_{Tx\chi}\ , \qquad (1)$$

где $f_{Tx\chi}$, N_s – составляющая тягового компонента, воздействующая на χ-й СЭК МЛП (являющийся χ-м электромагнитным контуром индукторной обмотки ЛСД), а также число таких контуров, установленных на МЛП.

Изменение же каждой из величин $f_{Tx\chi}$ может быть описано соотношениями [1]

$$f_{Tx\chi} = \lambda \cdot i_{s\chi} \cdot I_a \cdot M_{sa} \cdot [\sin \alpha_{v\chi} \cdot \cos \beta - \sin (\alpha_{v\chi} - \frac{2}{3} \cdot \pi) \cdot \cos (\beta - \frac{2}{3} \cdot \pi) - \\ - \sin (\alpha_{v\chi} + \frac{2}{3} \cdot \pi) \cdot \cos (\beta + \frac{2}{3} \cdot \pi)] \; \lambda = \pi \cdot \tau^{(-1)}; \qquad (2)$$

$$\alpha_{v\chi} = \lambda \cdot x_{v\chi}; \; \beta = \lambda \cdot \dot{x} \cdot t,;$$

где τ – полюсное деление ЛСД; $i_{s\chi}$ – мгновенное значение тока в цепи χ-го СЭК; I_a – амплитудное значение тока в фазе ЯО двигателя; M_{sa} – амплитудное значение взаимной индуктивности между одним из СЭК и фазой ЯО; $\alpha_{v\chi}, x_{v\chi}$ – угловое и линейное смещения χ-го СЭК относительно осевой линии v-ой катушки ЯО, с которой в текущий момент времени рассматривается электромагнитное взаимодействие указанного СЭК; $\dot{x}, t$ – текущие значения продольной составляющей скорости движения МЛП, а также времени его наблюдения.

Считая, что, благодаря принятым конструктивным мерам, в цепях всех СЭК протекают одинаковые постоянные токи со значением I_s, примем, что

$$i_{s\chi} = I_s = const \; \forall \chi \in [\overline{1, N_s}]. \qquad (3)$$

Уравнения второго закона Кирхгофа для электрических цепей фаз ЯО ЛСД (вследствие вырожденности таких цепей) имеют, как известно, вид

$$u_\lambda = \frac{d}{dt} \Psi_\lambda + r \cdot i_\lambda \; \forall \lambda \in [A, B, C], \qquad (4)$$

где $u_\lambda, \Psi_\lambda, i_\lambda \; \forall \lambda \in [A, B, C]$ – напряжения, питающие цепи этих фаз, их полные потокосцепления, а также мгновенные значения протекающих в этих цепях токов; r – активное сопротивление каждой их этих цепей.

Трёхфазная ЯО ЛСД питается от источника синусоидального напряжения, частота которого системой управления поддерживается пропорциональной $\dot{x}$ и обратно пропорциональной τ [1]

$$u_\lambda = U_m \cdot \sin (\pi \cdot \tau^{(-1)} \cdot \dot{x} \cdot t) \forall \lambda \in [A, B, C], \qquad (5)$$

где U_m – значение амплитуды упомянутого питающего напряжения.

В то же время [1]

$$\Psi_\lambda = \mathrm{M}_{sa} \cdot I_s \cdot \sum_{v=\kappa_{\chi s}}^{\kappa_{\chi f}} \sum_{\chi=1}^{N_s} \cos \alpha_{v\chi} + L_o \cdot i_\lambda + M_m \cdot (i_\mu + i_\rho) \; \forall \lambda, \mu, \rho \in [A, B, C]; \; \lambda \neq \mu \neq \rho, \qquad (6)$$

где L_o, M_m – собственная индуктивность фазы ЯО ЛСД, а также взаимная индуктивность между такими фазами; $i_\varsigma \; \forall \zeta \in [A, B, C]$ – мгновенные значения токов в цепях фаз той же ЯО; $\kappa_{\chi s}, \kappa_{\chi f}$ – начальный и конечный (в текущий момент времени) номера катушек ЯО ЛСД, с которыми учитывается электромагнитное взаимодействие χ-го СЭК.

В фазах якоря ЛСД, питаемых напряжениями вида (5), протекают токи

$$i_A = I_a \cdot \cos(\beta);\ i_B = I_a \cdot \cos(\beta - \frac{2}{3}\cdot\pi);\ i_C = I_a \cdot \cos(\beta + \frac{2}{3}\cdot\pi). \quad (7)$$

Подставляя, далее выражения (5) – (7) в (4), после преобразований, получаем

$$\begin{gathered} I_a = \Lambda \cdot \Gamma^{(-1)}; \\ \Lambda = U_m \cdot \sin\beta + M_{sa} \cdot I_s \cdot \lambda \cdot \dot{x} \cdot \sum_{\chi=1}^{N_s} \sin\alpha_{\nu\chi}; \\ \Gamma = -\{L_o \cdot \sin\beta + M_m \cdot [\sin(\beta - \frac{2}{3}\cdot\pi) + \sin(\beta + \frac{2}{3}\cdot\pi)]\} \cdot \rho + r \cdot \cos\beta; \\ \rho = \lambda \cdot (\ddot{x} \cdot t + \dot{x}). \end{gathered} \quad (8)$$

ЯО ЛСД, как правило, секционируется. Тогда считая, что каждая из таких секций состоит из K_s последовательно соединённых катушек, имеем [4]

$$L_o = \mathrm{K}_s \cdot L_c + \sum_{i=1}^{\mathrm{K}_s} \sum_{j=1}^{\mathrm{K}_s} \mathrm{M}_{ij}\ \forall i \neq j, \quad (9)$$

где L_c – собственная индуктивность каждой из упомянутых катушек ЯО; $M_{ij}\ \forall i, j \in \overline{[1, \mathrm{K}_s]};\ i \neq j$ – взаимные индуктивности между теми же катушками.

Поскольку все рассматриваемые катушки считаются линейными, то [4]

$$\begin{gathered} L_c = \mu_0 \cdot \pi^{(-1)} \cdot \{a \cdot \ln[2 \cdot a \cdot b \cdot (a+d)^{(-1)}] + \\ + b \cdot \ln[2 \cdot a \cdot b \cdot (b+d)^{(-1)}] + 2 \cdot (d - a - b)\}; \\ d = (a^{(2)} + b^{(2)})^{(0.5)}, \end{gathered} \quad (10)$$

где a, b, d – длины сторон и диагонали прямоугольника, имитирующего катушку ЯО; μ_0 – магнитная постоянная.

При определении $M_{ij}\ \forall i, j \in \overline{[1, \mathrm{K}_s]};\ i \neq j$ будем условно считать, что катушки фазовой ЯО ЛСД, включённые в одну секцию такой обмотки с каждой стороны пути, расположены в одной плоскости. Далее, поскольку смежные катушки каждой фазы якорной обмотки отстоят друг от друга на $2 \cdot \tau$, то i-я и j-я из таких катушек отстоят друг от друга на

$$q = (j - i) \cdot 2 \cdot \tau, \quad (11)$$

где i, j – порядковые номера рассматриваемых катушек (одноименной фазы) в секции.

Тогда, значения искомых взаимных индуктивностей определимы [4] согласно выражениям

$$M_{ij} = 0{,}5 \cdot (L_\alpha + L_\beta - L_\gamma - L_\delta)\ \forall i, j \in \overline{[1, \mathrm{K}_s]};\ i \neq j, \quad (12)$$

компоненты которых $L_\alpha, L_\beta, L_\gamma, L_\delta$ подчинены соотношениям, аналогичным (10)

$$\begin{gathered} L_\sigma = \mu_0 \cdot \pi^{(-1)} \cdot \{a \cdot \ln[2 \cdot a \cdot \kappa \cdot (a+\nu)^{(-1)}] + \kappa \cdot \ln[2 \cdot a \cdot \kappa \cdot (\kappa+\nu)^{(-1)}] + 2 \cdot (\nu - a - \kappa)\}; \\ \nu = (a^{(2)} + \kappa^{(2)})^{(0.5)}\ \forall \sigma \in [\alpha, \beta, \gamma, \delta] \end{gathered} \quad (13)$$

в которые, для нахождения $L_\alpha, L_\beta, L_\gamma, L_\delta$, вместо κ, последовательно подставляются

$$\alpha = q + b\ ;\ \beta = q - b\ ;\ \gamma = \delta = q\ . \tag{14}$$

Значение величины $\mathrm{M_m}$ определимо выражением

$$M_m = \sum_{\lambda=1}^{\mathrm{K}_s} \sum_{\varepsilon=1}^{\mathrm{K}_s} \vartheta_{\lambda\varepsilon}\ . \tag{15}$$

При этом величины $\vartheta_{\lambda\varepsilon}\ \forall\, \lambda, \varepsilon \in [\overline{1, \mathrm{K}_s}]$, представляющие собой взаимные индуктивности между отдельными катушками различных фаз, описуемы соотношениями, аналогичными (12)

$$\vartheta_{\lambda\varepsilon} = 0{,}5 \cdot (l_\omega + l_\xi - l_\iota - l_\varphi)\ \forall\, \lambda, \varepsilon \in [\overline{1, \mathrm{K}_s}], \tag{16}$$

где катушки с индексами λ и ε принадлежат всегда различным фазам ЯО, значение индуктивности между которыми подлежит определению. Значения компонентов последних выражений $l_\omega, l_\xi, l_\iota, l_\varphi$ могут быть получены согласно соотношениям, аналогичным (13)

$$\begin{gathered} l_\chi = \mu_0 \cdot \pi^{(-1)} \cdot \{a \cdot \ln[2 \cdot a \cdot \psi \cdot (a + \varsigma)^{(-1)}]\ + \psi \cdot \ln[2 \cdot a \cdot \psi \cdot (\psi + \eta)^{(-1)}] + 2 \cdot (\eta - a - \psi)\}\ ; \\ \eta = (a^{(2)} + \psi^{(2)})^{(0.5)}\ \ \forall\, \chi \in [\omega, \xi, \iota, \varphi]\ , \end{gathered} \tag{17}$$

в которые, для нахождения $l_\omega, l_\xi, l_\iota, l_\varphi$, вместо ψ, последовательно подставляются

$$\omega = p + b\ ;\ \xi = p - b\ ;\ \iota = \varphi = p\ ;\ p = 2 \cdot \tau \cdot (u + \varepsilon - \lambda)\ ;\ u = \begin{cases} \dfrac{1}{3} \forall\, \lambda \le \varepsilon; \\ \dfrac{2}{3} \forall\, \lambda > \varepsilon. \end{cases} \tag{18}$$

Значение величины M_{sa} может быть найдено, из рассмотрения коаксиального расположения контуров катушек СЭК и ЯО [4], согласно соотношениям

$$\begin{gathered} M_{sa} = 0{,}5 \cdot \mu_0 \cdot \pi^{(-1)} \cdot \{\Sigma_a \cdot \ln[(\Sigma_a + 2 \cdot v) \cdot t^{'} \cdot (\Sigma_a + 2 \cdot w)^{(-1)} \cdot t^{(-1)}] - \\ - \Delta_a \cdot \ln[(\Delta_a + 2 \cdot w^{'}) \cdot t^{'} \cdot (\Delta_a + 2 \cdot v^{'})^{(-1)} \cdot t^{(-1)}] \\ + \Sigma_b \cdot \ln[(\Sigma_b + 2 \cdot v^{'}) \cdot u^{'} \cdot (\Sigma_b + 2 \cdot w)^{(-1)} \cdot u^{(-1)}] - \\ - \Delta_b \cdot \ln[(\Delta_b + 2 \cdot w^{'}) \cdot u^{'} \cdot (\Delta_b + 2 \cdot v)^{(-1)} \cdot u^{(-1)}] - \ 4 \cdot (v - w + v^{'} - w^{'})\}\ ; \\ \Sigma_a = a_1 + a_2\ ;\ \Delta_a = a_2 - a_1\ ;\ \Sigma_b = b_1 + b_2\ ;\ \Delta_b = b_2 - b_1\ ; \\ t = [\Delta_y^{(2)} + 0{,}25 \cdot \Delta_b^{(2)}]^{(0{,}5)}\ ;\ u = [\Delta_y^{(2)} + 0{,}25 \cdot \Delta_a^{(2)}]^{(0{,}5)}\ ; \\ v = [\Delta_y^{(2)} + 0{,}25 \cdot (\Sigma_a^{(2)} + \Delta_b^{(2)})]^{(0{,}5)}\ ;\ w = [\Delta_y^{(2)} + 0{,}25 \cdot (\Sigma_a^{(2)} + \Sigma_b^{(2)})]^{(0{,}5)}\ ; \\ t^{'} = [\Delta_y^{(2)} + 0{,}25 \cdot \Sigma_b^{(2)}]^{(0{,}5)}\ ;\ u^{'} = [\Delta_y^{(2)} + 0{,}25 \cdot \Sigma_a^{(2)}]^{(0{,}5)}\ ; \\ v^{'} = [\Delta_y^{(2)} + 0{,}25 \cdot (\Sigma_b^{(2)} + \Delta_a^{(2)})]^{(0{,}5)}\ ;\ w^{'} = [\Delta_y^{(2)} + 0{,}25 \cdot (\Delta_b^{(2)} + \Delta_a^{(2)})]^{(0{,}5)}\ , \end{gathered} \tag{19}$$

где a_1, a_2, b_1, b_2 – длины сторон прямоугольников, имитирующих контуры СЭК и ЯО; Δ_y – зазор между плоскостями этих контуров.

Итак, исходя из энергетической парадигмы исследования, математическая модель динамики ЛСД МЛП представима выражениями (1) – (3) и (8) – (19). С использованием системы компьютерной математики Mathematica [5], они были преобразованы в компьютерную модель динамики ЛСД МЛП. В качестве иллюстрации результатов компьютерного эксперимента с такой моделью, на рисунках 1 и 2 приведены осциллограммы $F_{Tx}(t)$, а также

$\dot{x}(t)$ в режиме разгона поезда при частотном – согласно закону (5) – управлении $u_\lambda \ \forall \ \lambda \in [A,B,C]$. На рисунках же 3 и 4 приведены аналогичные осциллограммы, соответствующие амплитудно-частотному управлению теми же напряжениями согласно закону

$$u_\lambda(t) = U_m \cdot th(t \cdot k_{\lambda i}) \cdot \sin(\pi \cdot \tau^{(-1)} \cdot \dot{x} \cdot t) \ \forall \ \lambda \in [A,B,C], \tag{20}$$

где $k_{\lambda i} \ \forall \ \lambda \in [A,B,C]$ – коэффициенты, определяющие темп нарастания амплитуды напряжения в фазах ЯО двигателя.

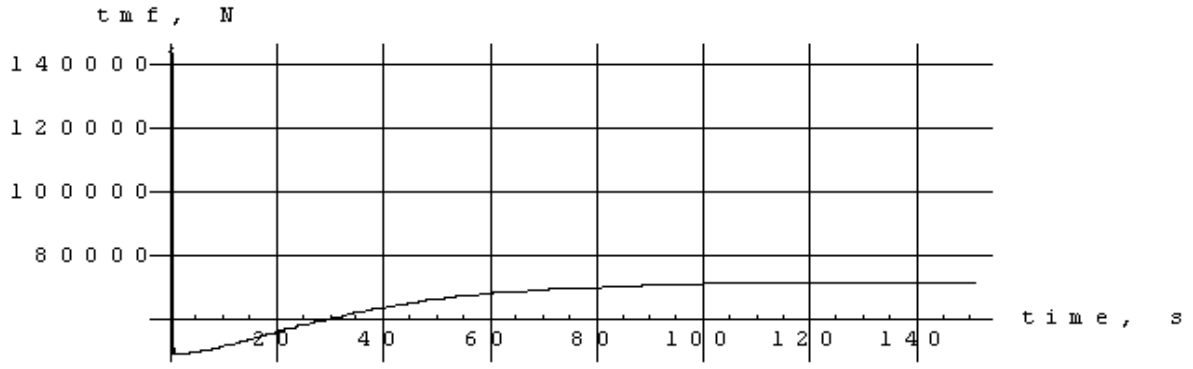


Рисунок 1 – Осциллограмма тягового усилия двигателя при частотном управлении напряжением его ЯО

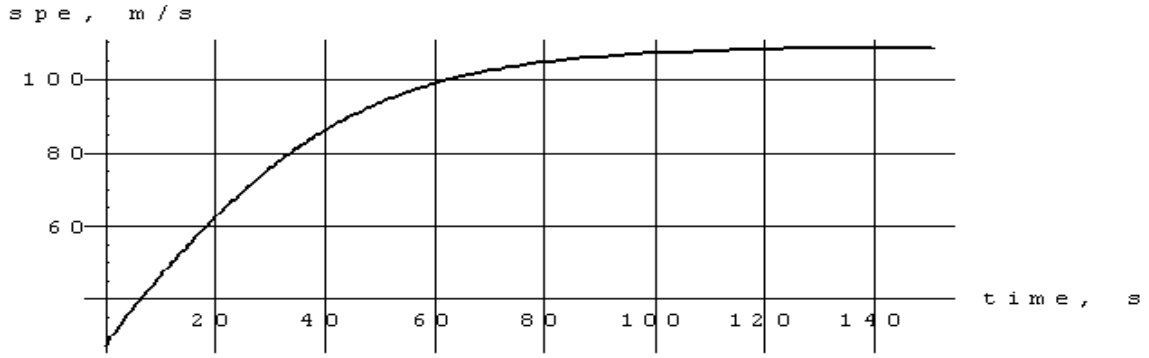


Рисунок 2 – Осциллограмма скорости поезда при частотном управлении напряжением ЯО его ЛСД

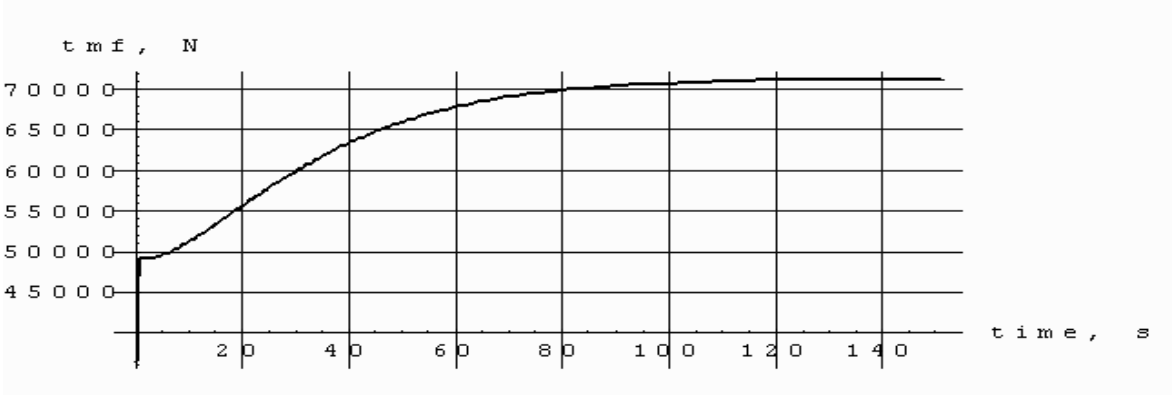


Рисунок 3 – Осциллограмма тягового усилия двигателя при амплитудно-частотном управлении напряжением его ЯО

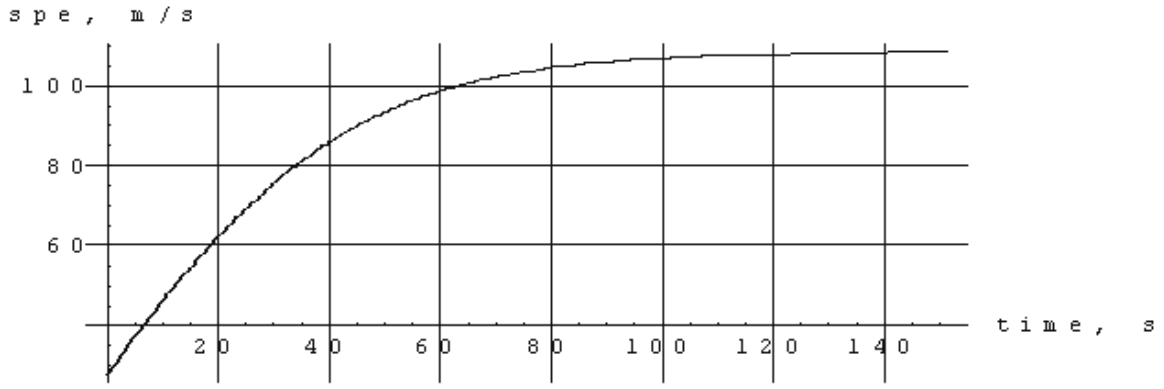


Рисунок 4 – Осциллограмма скорости поезда при амплитудно-частотном управлении напряжением ЯО его ЛСД

Вывод и перспектива продолжения исследования. Анализ этих результатов свидетельствует о работоспособности построенной компьютерной модели динамики ЛСД МЛП а, поэтому, — о возможности, после полной верификации упомянутой модели, её использования в качестве модуля глобальной модели динамики таких поездов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Высокоскоростной магнитный транспорт с электродинамической левитацией / [Дзензерский В. А, Омельяненко В. И., Васильев С. В., Матин В. И., Сергеев С. А.]. – К. : Наук. думка, 2001. – 479 с.

2. Коренев Г. В. Основы механики целенаправленного движения / Г. В. Коренев – М. : Наука, 1980. – 192 с.

3. Бочаров В. И. Транспорт на сверхпроводящих магнитах / В. И. Бочаров, И. В. Салли, В. А. Дзензерский. – Ростов-на-Дону : Изд-во РГУ, 1988. – 152 с.

4. Калантаров П. Л. Расчёт индуктивностей: Справочная книга / П. Л. Калантаров, Л. А. Цейтлин. – Л. : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1986. – 488 с.

5. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчётах / В. П. Дьяконов. – М. : СОЛОН-Пресс, 2004. – 696 с.

Поляков В.О., Хачапурідзе М.М. ДИНАМІКА ТЯГОВОЇ ПІДСИСТЕМИ МАГНІТОЛЕВІТУЮЧОГО ПОЇЗДА (ЕНЕРГЕТИЧНА ПАРАДИГМА ДОСЛІДЖЕННЯ)

Цінність транспортної системи з магнітолевітуючими поїздами обумовлюється, у першу чергу, якістю їхнього механічного руху. Вона ж залежить, у тому числі, від динамічних властивостей компонентів згаданої системи, основними з яких є механічний і електромагнітний. У роботі досліджується динаміка автономної тягової складової останнього компонента. Побудована комп'ютерна модель цієї динаміки. Прогнозоване її подальше використання у процесі досліджень глобальної динаміки магнітолевітуючих поїздів.

Ключові слова: магнітолевітуючий поїзд, лінейний синхронний двигун, дослідження динаміки, єнергетична парадигма, комп'терна модель.

Polyiakov V.A., Khachapuridze N.M. THE DYNAMICS OF AN ELECTROMAGNETICALLY SUSPENDED TRAIN'S TRACTION SUBSYSTEM

The value of a transport system with electromagnetically suspended trains is defined, first of all, by quality of their mechanical movement. This quality, in turn, depends, including, from dynamic properties of the mentioned system's components, basic of which are mechanical and electromagnetic. The dynamics of an independent traction block of such electromagnetic component is investigated in work. The computer model of this dynamics is constructed. Further use of the mentioned model during researches of electromagnetically suspended train's global dynamics is predicted.

Keywords: electromagnetically suspended train, linear synchronous engine, research of dynamics, energy paradigm, computer model.

УДК 658.5

ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ВИТРАТ НА ДОСТАВКУ МАТЕРІАЛІВ ТА ЗАПАСНИХ ЧАСТИН ДЛЯ СУДНОРЕМОНТНОГО ПІДПРИЄМСТВА В УМОВАХ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ

Терещенкова О.В.
Херсонська державна морська академія

Стаття присвячена проблемі вибору системи доставки вантажу судноремонтним компаніям. В роботі використано математичний апарат для визначення рівня якості при аналізі та виборі постачальника. Робота представляє інтерес для власників підприємств, які співпрацюють з багатьма постачальниками.
Ключові слова: система доставки вантажів, нечіткі множини, методи прогнозування.

Вступ. Традиційно велике значення для України має морський і річковий транспорт. В Україні судноремонтні підприємства, як і весь транспорт, і промисловість в цілому, переживають сьогодні нелегкі часи. Для них головна задача – вижити серед конкурентів та отримати прибуток.

Прибуток, як кінцевий фінансовий результат, на всіх етапах розвитку економіки завжди мав величезне значення для ефективної роботи підприємств і організацій. В умовах ринкових відносин значення прибутку для господарюючих суб'єктів істотно зростає, так як від цього залежить подальше підвищення ефективності їх діяльності, конкурентоспроможність та кредитоспроможність. Оптимізація ремонтів суден за економічними критеріями стає все більш необхідною, як для замовника так і для судноремонтного підприємства. Для українського судноремонту ця задача стає дуже актуальною, через зміни економічних обставин.

Основна частина. Аналіз роботи судноремонтних підприємств дозволив виявити особливості постановки задачі вибору системи доставки вантажів (ВСДВ) і існуючі вимоги до методів і моделей рішення задач подібного класу [1]. Для якісного та своєчасного ремонту суден необхідна постійна та своєчасна доставка різних матеріалів та запасних частин. При цьому важливе значення мають інші різноманітні вимоги: доставка в зазначений термін, мінімізація транспортних витрат, забезпечення схоронності перевезеного і збереженого вантажу, надання супутніх послуг і т.д.[2].

Вимоги в більшості випадків вступають у протиріччя один з одним у більшому чи меншому ступені. Так, вимога своєчасної доставки вантажів обумовлює залучення додаткових зусиль по організації й оперативному керуванні перевізним процесом і, отже, приводить до додаткових витрат, що суперечить меті мінімізації витрат на транспортування.

Модель рішення таких задач повинна надавати можливість знаходити компромісне рішення в тих випадках, коли вимоги в тій чи іншій мірі суперечать одна одній.

Значний досвід, накопичений за останні роки розробниками систем доставки вантажів при обстеженні, постановці й алгоритмізації задач ВСДВ, показує, що ці задачі характеризуються великою кількістю обмежень, обумовлених особливостями технології організації доставки конкретних видів вантажу (умови збереження, щільність і розміри вантажу і т.д.) і умовами перевезення на території певної країни, регіону, міста (швидкісний режим, осьове навантаження, кліматичні умови, екологічні обмеження і т.д.). Нерідко обмеження задачі, як і мети, визначаються з допомогою якісних понять процесу доставки вантажів, тобто понять, що не мають безпосередніх кількісних одиниць. Ці поняття трактуються неоднозначно не тільки для замовлень різних видів матеріалів, але і для того самого матеріалу в різних ситуаціях. Без використання математичного апарату, що дозволяє формулювати якісні поняття, складно досягти відповідних цілей та обмежень. Це значно знижує практичну цінність рішення задач ВСДВ, тому що не

дозволяє формалізувати якісні поняття процесу доставки вантажів для забезпечення повного обліку всіх наявних обмежень та цілей. Математичний апарат повинен надавати можливість моделювати не тільки ті обмеження, дотримання яких жорстко й однозначно описується в термінах «виконане – не виконане», але і ті, для яких необхідно враховувати ступінь їхнього виконання.

Однією з особливостей задачі ВСДВ є її багатоваріантність. В даний час зростає кількість постачальників необхідних матеріалів. Це збільшує число можливих варіантів доставки вантажів. Відповідно комп'ютерний алгоритм рішення задачі ВСДВ повинен мати достатню швидкість для обробки великої бази даних.

Методика виміру рівня якості при аналізі і виборі системи доставки або постачальника повинна ґрунтуватися на багатьох параметрах. Інструментом вираження нечітко визначених очікувань є математичний апарат, заснований на теорії нечітких множин.

Розглянемо приклад застосування даного апарату для формалізації нечіткого очікування: для планового завершення ремонту «бажано, щоб матеріал був доставлений о 10-ій годині».

Нехай X – множина альтернатив – варіантів доставки, тобто сукупність усіляких виборів особою, що приймає рішення. Нечіткою множиною C в X називається сукупність пар виду $(x, \mu_c(x))$, де $x \in X$, а $\mu_c(x)$ – рівень досягненні варіантом x заданої нечіткої мети: «бажано, щоб матеріал був доставлений о 10-ій годині».

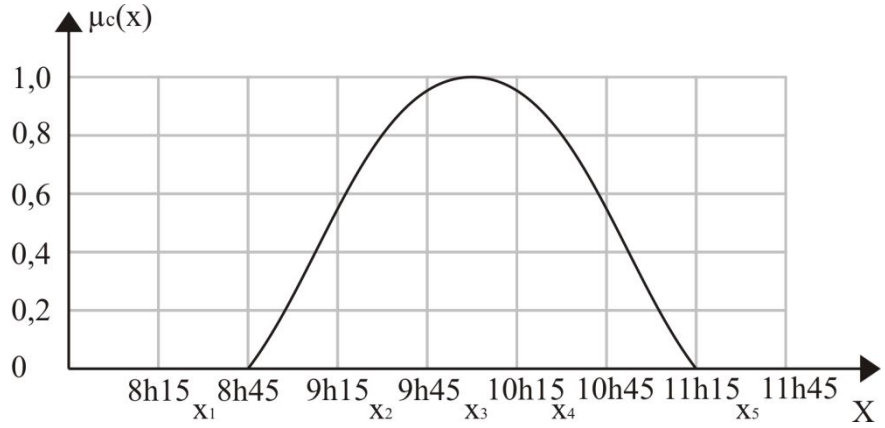


Рисунок 1 – Функція належності $\mu_c(x)$ по параметру *термін доставки матеріалів*

X μ_c – функція $x \rightarrow [0;1]$, називається функцією належності нечіткій множині C. Чим більше значення $\mu_c(x_i)$, тобто, чим більше ступінь належності альтернативи X_i нечіткій множині C, тим більше ступінь досягнення заданої мети при виборі альтернативи X_i як рішення [3, 4]

На рис. 1 приклад функції належності для здійснення нечіткої мети: «бажано, щоб матеріал був доставлений о 10-ій годині». Тут множина X – числова вісь. Кожен варіант x_i відображається відповідно своєю тривалістю доставки матеріалів.

Якщо доставку буде виконано точно о 10-ій годині – варіант x_3 (x_3 =10), то очікування підприємства можливо вважати цілком задоволеним і варіант x_3 вважається оптимальним (по цьому очікуванню). У цьому випадку функція належності приймає максимальне значення $\mu_c(x_3) = 1$.

Варіанти x_2 (9 г 30 хв) та x_4 (10 г 30 хв) не відповідають вимозі підприємства. Однак, через невелике відхилення від вимоги, їх можна приймати як рішення, але з меншим ступенем задоволеності заданої мети. Їхні ступені належності до нечіткої множини C приймають відповідно наступні значення $\mu_c(x_2) = 0{,}8$ і $\mu_c(x_4) = 0{,}8$.

Інші два варіанти x_1 (8 г 30 хв) і x_5 (11 г 30 хв) будуть виключені з подальшого розгляду через велике відхилення їхнього часу доставки від необхідного терміну. Функція належності для цих варіантів приймає відповідно мінімальне значення: $\mu_c(x_1) = 0$ і $\mu_c(x_5) = 0$.

Функція належності будується на основі суб'єктивних думок експертів і може мати різні форми. У загальному випадку ця функція нерозривна, має максимум ($\mu_c(x) = 1$) у точці, яка дорівнює оптимальному значенню параметра x, і асимптотично зменшується при видаленні значення параметра x від бажаного. У залежності від ситуації функція належності може мати кілька точок чи деякий інтервал, де $\mu_c(x) = 1$. Якщо на значення параметра накладаються жорсткі обмеження типу «не більше» чи «не менше», то функція належності приймає нульове значення, коли дана умова обмежень не виконується.

Побудова функції належності є основною і найбільш трудомісткою процедурою методів теорії нечітких множин.

Для будь-якого об'єкта (варіанта системи доставки в нашому випадку) існують як реальні (число чи не чисельні) значення параметрів, так і бажані, тобто гіпотетичні характеристики ідеального об'єкту для конкретної мети. У загальному випадку реальні і бажані значення параметрів не збігаються. Мірою їхнього збігу чи їхньої відповідності повинні служити характеристики оцінки якості об'єкту (варіанта доставки). «Якість – це задоволення усіх вимог і очікувань споживача», чи відповідність того, що споживач дійсно одержує від виробника, і тим, що він очікує одержати.

Якщо доставка була виконана, то значення параметра якості можна визначити.

Наприклад, встановлено, що доставка була виконана о 10 г 15 хв ($x_ф$ = 10h 15'), тоді вимога підприємства «бажано, щоб вантаж був доставлений о 10-ій годині» задовольняється зі ступенем:

$$K_c = \mu_c(x_ф) = 0{,}95, \qquad (1)$$

де K_c – коефіцієнт відповідності доставки вимогам клієнта; $x_ф$ – фактичний час доставки. K_c = 0,95 свідчить про високий рівень якості доставки (високій відповідності виконаної послуги очікуванням підприємства).

Рисунок 2 – Схема оцінки якості варіанта доставки

Однак, під час аналізу варіантів для вибору, ми ще не знаємо, що, якщо доставка була б здійсненна по даному варіанту, то вантаж було б доставлено о 10 годині 10 хвилин. Ми можемо лише прогнозувати цей результат з деякою імовірністю. Тут має місце проблема нечіткості інформації не тільки у визначенні вимог до системи доставки, але й в оцінці пропонованих варіантів. Невизначеність чи неможливість точного визначення значень параметрів доставки до моменту її здійснення ускладнює рішення задачі вибору варіанта доставки. На рис. 2 представлена схема оцінки рівня якості доставки при рішенні задачі вибору системи доставки вантажів.

В даний час є велика кількість (близько 200) методів прогнозування. Основними з них є: ймовірносно-статистичні методи, методи екстраполяції, методи аналогії, експертні методи, комбіновані методи і т.д. Ці методи, їх умови застосування, рівень вірогідності їхніх результатів розглянуті в спеціальній літературі. Результат прогнозування параметра доставки в загальному випадку можна представити у вигляді графіку розподілу, щільності.

На рис. 3 представлено приклад прогнозування часу доставки на одному з розглянутих варіантів. З графіку видно, якщо доставка була б виконана за даним варіантом, то вантаж був би доставлений до місця призначення:

в інтервалі від 8h45’ до 9 h 15’ з імовірністю $p_1 = 0{,}1$;
в інтервалі від 9 h 15’ до 9 h 45’ з імовірністю $p_2 = 0{,}20$;
в інтервалі від 9 h 45’ до 10h 15’ з імовірністю $p_3 = 0{,}30$;
в інтервалі від 10 h 15’ до 10 h 45’ з імовірністю $p_4 = 0{,}25$;
в інтервалі від 10 h 45’ до 11 h 15’ з імовірністю $p_5 = 0{,}1$;
в інтервалі від 11 h 15’ до 11 h 45’ з імовірністю $p_6 = 0{,}05$.

Завжди має місце:

$$\sum p_i = 1\,,\ i=1,\ ...,\ n, \qquad (2)$$

де n – кількість інтервалів значень прогнозованого параметра (n = 6 у цьому прикладі).

Перед нами стає вибір: яке значення прогнозованого параметра x (у цьому випадку x – термін доставки) необхідно вибрати для оцінки якості відповідного варіанту? Для рішення цієї задачі можуть мати місце наступні підходи.

Відразу видно, що вибір таких значень, як $x_{\min}$ = 8h45’, $x_{\max}$ = 11h45’ чи $x_{\text{ср}} = (x_{\max} + x_{\min})/2$ = 10h15’, для подальшого розрахунку, є неоптимальним. Цей підхід враховує діапазон можливих значень параметра, однак не дозволяє враховувати вид діаграми розподілу щільності параметра.

Не можна також розглядати значення з максимальною імовірністю появи $x_{\text{рmax}}$ = 10h00’, або середнє значення (математичне очікування параметра) $x_{\text{мо}}$ = 10h06’. Ці значення не зовсім відповідають закону розподілу значень прогнозованого параметру. Можуть існувати різні варіанти доставки з однаковим значенням $x_{\text{рmax}}$ чи x_{mo}, але з різними діапазонами змін $[x_{\min}; x_{\max}]$ чи з різними дисперсіями.

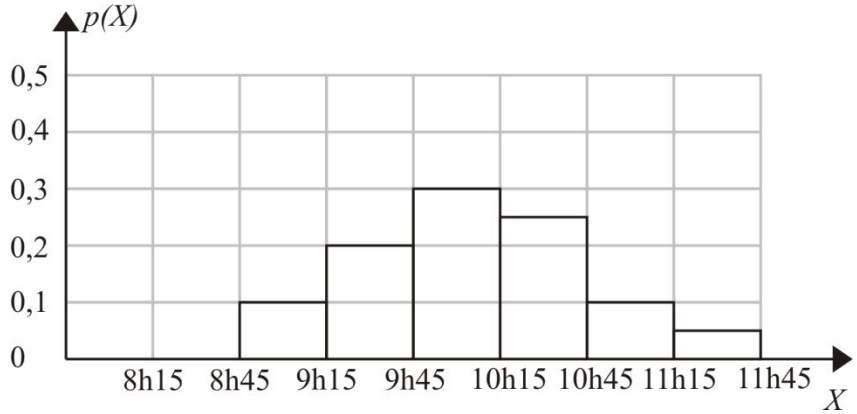


Рисунок 3 – Розподіл щільності по терміну доставки вантажів X

Має сенс поєднати графік функції належності оцінки параметру з діаграмою розподілу його щільності і визначити загальну площу двох графіків (рис. 3). Чим більша загальна площа, тим вища ступінь відповідності прогнозованого параметра його очікуванням. Повна відповідність має місце у випадку збігу обох графіків.

Однак даний підхід має наступний недолік. Він не враховує той факт, що однакові площі на графіку функції належності мають різні значимості. На рис. 4 представлено приклад, який відрізняється від попереднього (рис. 3) тим, що функція розподілу щільності має наступне розходження: $p_{2A} = 0{,}10$ і $p_{3A} = 0{,}40$. Тобто при даному варіанті імовірність того, що доставка буде виконана в інтервалі часу від 9h45’ до 10h15’, істотно вище, ніж у попередньому варіанті ($p_{3A} = 0{,}40 > p_3 = 0{,}30$). Як видно з графіка, обидва варіанти мають однакове значення загальної площі функції розподілу щільності і функції належності (рис. 4 виходить з рис. 3 шляхом перенесення частини графіка функції розподілу щільності). Однак другий варіант (рис. 4), безсумнівно, більш кращий для вибору (більш відповідає очікуванням споживача), чим перший варіант (рис. 3).

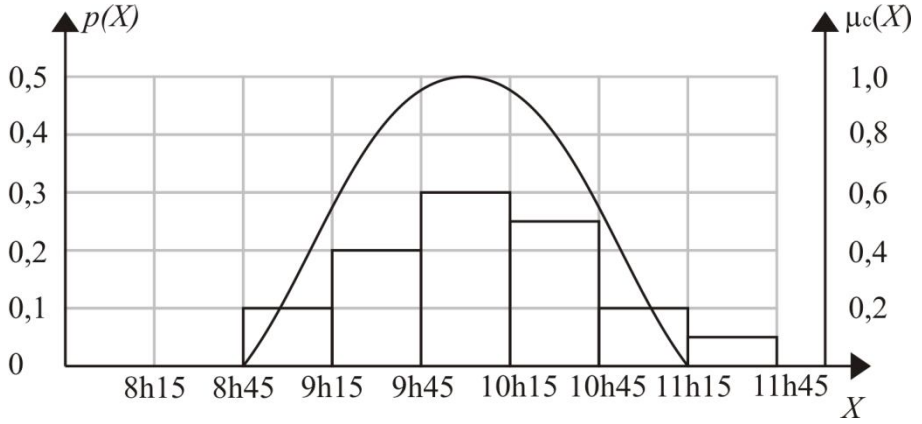


Рисунок 4 – Сполучений графік розподілу щільності p(X) і функції належності μc(X)

Отже, запропоновані вище способи оцінки рівня відповідності прогнозованого параметра очікуванням споживача можуть і не дати коректний результат. Вони не цілком враховують як вид функції розподілу щільностей прогнозованого параметра, так і особливості функції належності.

Розрахунок коефіцієнта відповідності варіанта доставки вимогам споживача опишемо формулою, що виключає недолік розглянутих вище підходів:

$$K_c = \int \mu_c(x)\, p(x) dx\,. \qquad (3)$$

Тут враховується кожне можливе значення розглянутого параметра x, імовірність його появи і відповідне значення функції належності. Для зручності застосування формула (3) може бути перетворена до більш простого вигляду:

$$K_c = \sum_{i=1}^{n} \mu_c(x_i^{CP})\, p(x_i^{CP})\,, \qquad (4)$$

де x_i^{CP} – середнє значення параметра x в інтервалі i;
i – номер інтервалу, i=1, …, n;
n – кількість інтервалів значень прогнозованого параметру;
$p(x_i^{CP})$ – ймовірність того, що параметр x приймає значення в інтервалі i;
$\mu_c(x_i^{CP})$ – значення функції належності $\mu_c(x)$ в точці x_i^{CP}.

На основі формули (4) зробимо порівняння двох розглянутих вище варіантів нашого прикладу.

Перший варіант:

$K_c^1 = 0{,}3 * 0{,}1 + 0{,}8 * 0{,}2 + 1{,}0 * 0{,}3 + 0{,}8 * 0{,}25 + 0{,}3 * 0{,}1 + 0 * 0{,}05 = 0{,}72.$

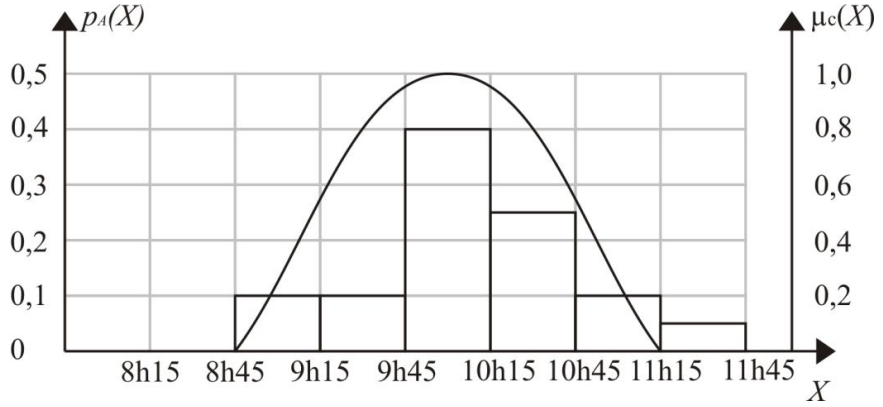


Рисунок 5 – Поєднаний графік розподілу щільності $P_A(X)$ і функції належності $\mu_c(x)$

Другий варіант:

$K_c^2 = 0,3 * 0,1 + 0,8 * 0,1 + 1\ 0 * 0,4 + 0,8 * 0,25 + 0,3 * 0,1 + 0 * 0,05 = 0,74.$

Звідси маємо: $K_c^1 < K_c^2$

Результат розрахунку показує, що другий варіант більш відповідає вимогам підприємства (тобто є більш якісним), ніж перший варіант.

Висновки. Зменшення витрат на доставку матеріалів та запасних частин для суднoремонтного підприємства підвищує конкурентоспроможність підприємства. Варіабельність прогнозованих варіантів доставки дає можливість своєчасно зреагувати на виникаючі зміни у ремонтному процесі та своєчасно скорегувати терміни постачання матеріалів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Миротина Л. Б. Транспортная логістика / Л. Б. Миротина – М. : Экзамен, 2005. – 512 с.

2. Царев В. В. Оценка экономической эффективности инвестиций / В. В. Царев. – СПб. : Питер, 2004. – 464 с.

3. Вощинин А. П. Задачи анализа с неопределенными данными – интервальность и/или случайность? / А. П. Вощинин // Интервальная математика и распространение ограничений: Рабочие совещания, МКВМ-2004. – С. 147-158.

4. Деревянко П. М. Применение теории нечетких множеств в финансовом и инвестиционном анализе деятельности предприятия в условиях неопределенности // Менеджмент и экономика в творчестве молодых исследователей ИНЖЭКОН-2005: VIII научно-практическая конференция студентов и аспирантов СПбГИЭУ (19-20 апреля 2005 г.) : Тезисы докладов. – СПб. : СПбГИЭУ, 2005. – С. 98-99. – [Электронный ресурс]. – СПб., 2006 – Режим доступа: http://fuzzylib.narod.ru/.

Терещенкова О.В. ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЗАТРАТ НА ДОСТАВКУ МАТЕРИАЛОВ И ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ ДЛЯ СУДОРЕМОНТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ В УСЛОВИЯХ НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ

Статья посвящена проблеме выбора системы доставки груза судоремонтным компаниям. В работе использован математический аппарат для определения уровня качества при анализе и выборе поставщика. Работа представляет интерес для владельцев предприятий, которые сотрудничают с многими поставщиками.

Ключевые слова: система доставки грузов, нечеткие множества, методы прогнозирования.

Tereshchenkova O.V. BY REDUCING THE COST OF SHIPPING MATERIALS AND SPARE PARTS FOR SHIPYARDS UNDER UNCERTAINTY

The problem of choosing system cargo delivery to ship repair companies considered in the article. The mathematical tools to determine the level of quality in the analysis and vendor selection has been used in this work. This work is of interest to owners of companies.

Keywords: system cargo delivery, are indistinct set, methods of forecasting.

УДК. 681.518

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ АКТИВНОЙ АДАПТАЦИИ ПИ-РЕГУЛЯТОРОВ И НЕЧЕТКИХ РЕГУЛЯТОРОВ ДЛЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ (СКВ) МОРСКИХ СУДОВ

Харченко Р.Ю.
Одесская национальная морская академия

Рассматриваются возможности применения различных вариантов адаптации математического аппарата в АСУ СКВ морских судов с ПИ и ПИД-регулированием. Проанализированы и смоделированы на ЭВМ как модели традиционных теорий, так и модели с применением альтернативного направления – теории нечеткой логики. Результаты проведенной работы показали перспективность рассмотрения нечеткого подхода в условиях неопределенности при разработке интеллектуальных систем управления.
Ключевые слова: активная адаптация, климат-контроль, ПИ-регулятор,каскадная САР, нечеткая САР, фаззи-контроллер.

Вступление. В жилых, общественных и грузовых помещениях морских судов, оснащенных системами кондиционирования воздуха (СКВ), должны обеспечиваться расчетные условия микроклимата в соответствии с нормами, существенно не отличающимися во всех морских государствах. Составляют результирующую температуру отдельные компоненты микроклимата – относительная влажность воздуха, скорость движения воздуха, показатель, характеризующий среднюю радиационную температуру (алгебраическую разность между температурой воздуха помещений и средней радиационной температурой ограждений) и т.д. в зависимости от допустимых отклонений. В свою очередь эти компоненты зависят от других, например значение средней температуры ограждений нужно брать из расчетов теплоизоляции помещений. Свои математические модели существуют и для объемов подаваемого наружного воздуха и его рециркуляции [1].

Управление работой кондиционеров на судах производится с помощью приборов ручного и автоматического управления, контролирующих и регулирующих показания температуры и влажности внутреннего и наружного воздуха, передаваемого на ходовой мостик. В условиях рейса момент начала вентиляции определяют при контроле и сопоставлении температуры и влажности наружного и трюмного воздуха, температур груза и забортной воды.

Актуальность исследования. Несмотря на то, что СКВ – одни из первых судовых энергетических установок, которые были автоматизированы, до нашего времени возникают проблемы с быстродействием и точностью регулировки этих систем. Обслуживающий персонал (в основном старший механик) вынужден часто вручную корректировать систему автоматического регулирования (САР) СКВ, а люди в обслуживаемых помещениях претерпевать временные неудобства и даже риск заболеть из-за перепадов температур. До сих пор некоторые ученые ставят под вопрос не только адекватность работы САР СКВ для некоторых применений, но и анализируют возможность автоматического управления СКВ судов в целом [1].

Задача усложнена тем, что СКВ судна, как объект управления, подвержена воздействию многочисленных возмущений нелинейно изменяющихся во времени: температура забортной воды, солнечная активность, скорость и температура воздушных потоков, меняющиеся температурные условия внутри помещений и т.д. Кроме того, в последнее время существенно возрастают требования к системам микроклимата на судах для повышения производительности труда моряков, т.к. на фоне ухудшающихся экологических параметров окружающей среды в целом, вредных производств вблизи районов плавания, аварийной опасности, вредных перевозимых грузов, вирусной и

микробиологической опасности и т.п. качество воздушной среды в помещениях, контроль его состава и быстрые меры по нормализации выходят на первый план. Компьютеризация и оснащение судов дорогостоящими приборами, точная и безотказная работа которых возможна только при определенных температуре и влажности воздуха, строгие параметры для многих перевозимых грузов также сильно усложняют задачи САР СКВ. В наше время понятие автоматизации СКВ судов стало подразумевать в себе не только контроль сразу нескольких параметров воздуха, а намного больший реестр компонентов для математических моделей и поэтому более правильно говорить о системе климатического контроля СКК. Актуальность задач обеспечения более высоких показателей быстродействия, качества, энергоемкости и надежности САР СКК судов очевидна. Они в свою очередь сводятся к правильному выбору регулятора и режима его работы.

Целью статьи является проведения анализа методов адаптации традиционных и нечетких регуляторов для САР СКВ морских судов, нахождение оптимального режима и как итог выработка рекомендаций для разработчиков данных систем.

Анализ состояния проблемы. В настоящее время большинство традиционных регуляторов (П, ПИ, ПИД) при проведении пуско-наладочных или режимных работ приходится донастраивать вручную. Именно такие регуляторы используются в основном на большинстве судовых СКВ. И хотя на современных судах, оснащенных компьютерными системами управления, процедура адаптации сводится к переустановке программного обеспечения с новыми параметрами алгоритма управления, ее все же требуется выполнить вручную, что связано с затратами времени и дополнительной работой для обслуживающего персонала. Кроме этого разработчик программного обеспечения для такой системы, как правило, пользуется моделями настройки регуляторов по реакции системы на ступенчатое воздействие, осуществляемое регулирующим органом, т.е. по переходной характеристике системы. Фиксируя вид этой характеристики, при некоторой начальной настройке и имея из опыта определенное представление о характере влияния параметров регулятора на вид этой характеристики, эксперты – наладчики производят соответствующую корректировку параметров настройки регулятора. Затем опыт повторяют и производят анализ новой характеристики. Настройки оптимизируют до тех пор, пока переходный процесс регулирования не станет удовлетворительным. Данный подход является наиболее распространенным и его модификациям посвящены многочисленные публикации и патенты [2].

Автором был проведен анализ адаптивного подхода. При наличии процесса автоматизированной адаптации, адаптивная настройка может выполняться в соответствии с классической структурной схемой, представленной на рис. 1.

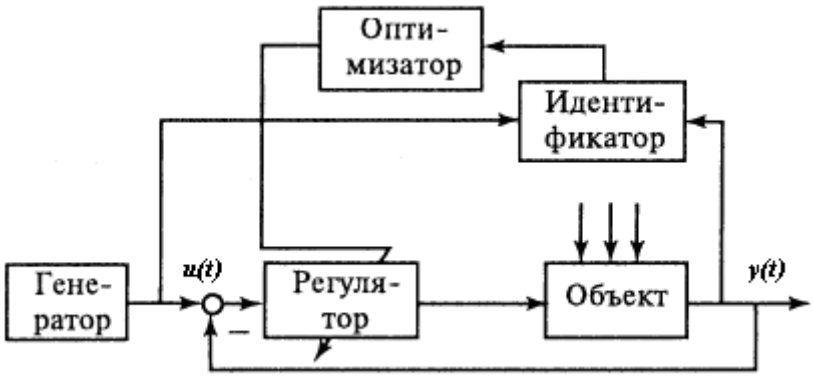


Рисунок 1 – Структурная схема системы активной адаптация в САР

Структура включает идентификатор анализирующий модель объекта, и оптимизатор, в котором производится расчет настройки регулятора на очередном шаге движения к оптимуму и соответствующая установка в регуляторе. Во время процедуры адаптации на вход регулятора от генератора подается ступенчатое внешнее

идентифицирующее воздействие в виде ступенчатой функции времени *u(t)* и регистрируется изменение регулируемой величины. Реакция на это воздействие (изменение во времени регулируемой величины *y(t)* будет с точностью до амплитуды входного воздействия представлять собой соответствующую переходную характеристику замкнутой системы. Из нее при известном алгоритме функционирования регулятора может быть получена передаточная функция или комплексная частотная характеристика (КЧХ) объекта. Рассчитывая такую математическую модель объекта, можно произвести расчет оптимальных параметров настройки ПИ или ПИД-регулятора. Следует отметить, что оценка переходной характеристики замкнутого контура в реальных условиях работы систем регулирования обычно обладает относительно нестабильным характером, т.е. если эксперимент повторять несколько раз, то будут получаться сильно разнящиеся результаты, что повлияет на адекватность модели объекта. Однако, если характеристика имеет колебательный характер, то по ней можно оценивается степень затухания колебаний и их период. В связи с этим был проведен анализ метода адаптации, при котором динамика контура оценивалась этими параметрами переходной характеристики контура, т.к. аналогичный подход используется во многих адаптивных микроконтроллерах различных компаний, специализирующихся в области автоматизации [3].

Исследования и дополнения математических моделей. Типичный вид экспериментальной колебательной переходной характеристики контура представлен на рис. 2.

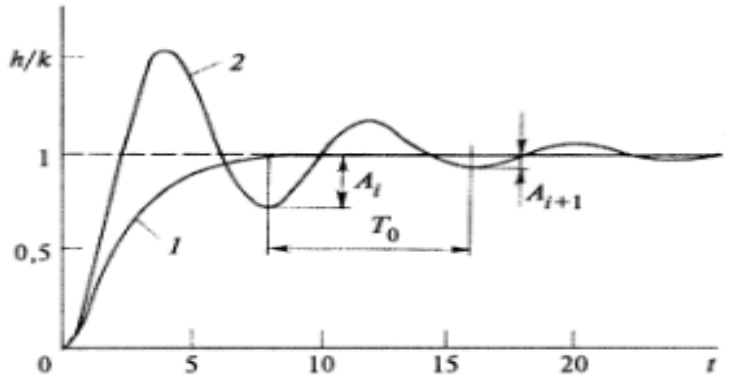


Рисунок 2 – Переходный процесс САР: 1 – кривая разгона, 2 – колебательный процесс регулирования

По характеристике определяется период колебаний T и значения двух последовательно направленных в одну сторону амплитуд колебания A_i, A_{i+1}. Это позволяет вычислить степень затухания $\Psi = (A_i - A_{i+1})/A_i$. Если предположить, что полученный колебательный процесс формируется в основном парой ближайших к мнимой оси сопряженно-комплексных доминирующих корней характеристического уравнения системы, то может быть найдено значение корневого показателя колебательности m, $\Psi = 1 - e^{-2\pi m}$.

Условие существования переходного процесса выражается зависимостью для расширенных КЧХ регулятора и модели объекта:

$$W_{мод}(-m + j\omega) \cdot W_p(-m + j\omega) = -1. \qquad (1)$$

Структурой передаточной функции модели объекта необходимо задаться. Выберем ее в виде $v(s) = 1/[(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)(T_n s + 1)]$ для объектов с самовыравниванием или $v(s) = 1/[(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)(T_n s + 1)s]$, для объектов без самовыравнивания, выделив коэффициент передачи, аналогично представим и передаточную функцию ПИ-регулятора

(применительно к этому регулятору будут конкретизированы все последующие выкладки):

$$W_{мод}(s) = k_{мод}V(s)\exp(-\tau_{мод}s)$$
$$W_p(s) = k_nR(s) \quad ,$$

где $k_{мод}, k_n, \tau_{мод}$ – коэффициенты передачи и время запаздывания; *V{s)* — дробно-рациональная функция; $R(s) = 1 + 1/T_{\grave{e}}s$

Тогда уравнение (2.1), переписанное следующим образом

$$k_{мод}k_n\left|V(-m+j\omega)\right\|R(-m\omega+j\omega)\left|e^{m\omega x}-1=0\right.$$
$$T_{u.опт} = I_{опт}\tau_{мод}; k_{n.опт} = K_{опт}/(k_{мод}\tau_{мод})$$

или можно представить в виде двух уравнений для аргументов и модулей:

$$\begin{aligned}&\left|V(-m\omega+j\omega)\right| - \tau_{мод}\omega + \arg\left|R(-m\omega+j\omega)\right| + \pi = 0\\ &k_{мод}k_n\left|V(-m+j\omega)\right\|R(-m\omega+j\omega)\left|e^{m\omega x}-1=0\right.\end{aligned} \qquad (2)$$

где

$$\left|R(-m\omega+j\omega)\right| = A_p(\omega) = \frac{1}{T_u\omega(1+m^2)}\sqrt{1+\left[T_u\omega(1+m^2)-m\right]^2}$$

$$\arg(R(-m\omega+j\omega)) = \varphi_p(m,j\omega) = arctg\left(\frac{-1}{T_u\omega(1+m^2)-m}\right)$$

Первое уравнение не зависит от коэффициентов передачи. Таким образом, по полученным из эксперимента значениям m и ω путем решения первого уравнения находится запаздывание $\tau_{мод}$, после чего по второй формуле определяется значение коэффициента передачи модели. Очевидно, что численные значения параметров настраивающей модели могут меняться в процессе движения к оптимуму настройки регулятора. Они перестают меняться и устанавливаются на некотором стабильном значении после окончания этой процедуры. Качество модели объекта зависит не только от того, насколько близка ее структура к структуре реального объекта, но и от того, насколько удачно выбран их критерий приближения. Также при получении модели объекта перед началом проектирования САР эта проблема уже возникала. В этом и состояло основное системное противоречие построения модели объекта. При адаптации уже включенной в работу системы это противоречие снимается применением процесса последовательного приближения к оптимуму [4]. В данном случае контролируется критерий оптимальности управления, в соответствии с которым осуществляется и выбор параметров настраивающей модели объекта. После окончания процедуры настройки аппроксимация модели окажется выполненной оптимальным способом в области существенных для системы частот, поэтому структура настраивающей модели может быть проще той структуры, которая требуется перед проектированием системы.

При настройке систем, объекты которых либо вообще лишены самовыравнивания, либо оно выражено относительно слабо, приемлемой настраивающей моделью, которая имеет два коэффициента, является интегрирующее звено с запаздыванием [5]. Передаточная функция такой модели при равных нулю постоянных времени имеет вид:

$$W_{мод}(s) = \frac{k_{мод}}{s}\exp(-\tau_{мод}s) \qquad (3)$$

В этом случае

$$V(s)=1/s \text{ и } \left|V(-m\omega+j\omega)\right|=\frac{1}{\omega\sqrt{1+m^2}};\arg-\tau_{мод}\omega+\arg\left|V(-m\omega+j\omega)\right|=arctg(1/m)-\pi$$

После подстановки этих выражений в (2) получим:

$$\begin{aligned}\tau_{мод}&=\frac{1}{\omega}(arctg\frac{1}{m}+\varphi_p(m,\omega))\\ k_{мод}&=\frac{\omega}{A_p(m,\omega)}\sqrt{1+m^2\exp(-m\tau_{мод}\omega)}\end{aligned} \qquad (4)$$

Определение коэффициентов настраивающей модели объекта позволяет обычным порядком найти оптимальные параметры настройки типового регулятора. Затем они устанавливаются в регуляторе, и производится повторный эксперимент по оценке переходной характеристики системы и определению из нее новых значений степени затухания и периода колебаний. Это позволяет уточнить оптимальные параметры настройки регулятора, произвести соответствующее их изменение в регуляторе и вновь вернуться к оценке параметров переходной характеристики (идентификации). Таким образом, образуется итерационная многошаговая процедура движения к оптимуму настройки, который будет достигнут тогда, когда последующий результат расчета оптимальной настройки не будет отличаться от предыдущего.

Расчет оптимальных параметров регулятора в процессе адаптации можно упростить, если перейти к безразмерным параметрам настройки, оптимальные значения которых можно рассчитать заранее. Так, передаточная функция разомкнутого контура системы с ПИ-регулятором и моделью объекта (3) может быть переходом к безразмерной переменной $s = \tau_{мод}\omega$:

$$\begin{aligned}W_{мод}(s)&=\frac{k_{мод}}{s}\exp(-\tau_{мод}s)k_i(1+\frac{1}{T_u^s})\\ W(S)&=K(1+\frac{1}{IS})\frac{1}{S}\exp(-S)\\ K&=k_nk_{мод}\tau_{мод};I=T_u/\tau_{мод}\end{aligned}$$

Следовательно, задача сводится к определению оптимальных безразмерных параметров ПИ-регулятора (в котором роль постоянной интегрирования играет безразмерный коэффициент *I*, а роль коэффициента передачи – коэффициент *K*) для объекта с безразмерной передаточной функцией (интегральное звено с запаздыванием) вида:

$$W_{мод}(s)=\frac{1}{5s}\exp(-s) \qquad (5)$$

Следует зафиксировать и безразмерную доминирующую частоту при оптимуме настройке:

$$\Omega_{дом}=\tau_{мод}\omega_{дом}$$

Расчет безразмерных параметров настройки регулятора по модели объекта с передаточной функцией (5) методом, изложенным в [5], приведен на рис. 3. Результат расчета для m = 0,366 (это значение корневого показателя колебательности будет принято во всех дальнейших примерах расчетов:

$I_{опт}$ = 2.84; $K_{опт}$ = 3.34; Ω = 0,79. Таким образом, расчет оптимальных параметров настройки регулятора и ожидаемой частоты собственных колебаний на следующем шаге процедуры поиска можно выполнять по формулам:

$$T_{и.опт} = I_{опт}\tau_{мод}; k_{п.опт} = K_{опт}/(k_{мод}\tau_{мод})\ \Omega_{дом} = \tau_{мод}\omega_{дом} \qquad (6)$$

Mathcad-документ

Расчет безразмерных параметров ПИ регулятора для настраивающей модели объекта

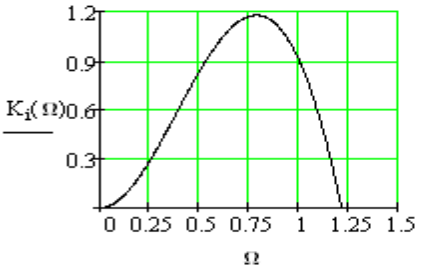
Ввод корневого показателя колебательности, безразмерной передаточной функции модели объекта::

$m := .366 \qquad S(\Omega) := -m\cdot\Omega + \Omega\cdot j \qquad W(\Omega) := \frac{e^{-S(\Omega)}}{5S(\Omega)}$

Ввод диапазона частот и числа точек:: $\Omega_{end} := 1.5 \qquad n := 500 \qquad \Delta\Omega := \frac{\Omega_{end}}{n}$

$\Omega := \Delta\Omega, 2\cdot\Delta\Omega .. \Omega_{end}$

$$K_i(\Omega) := \frac{-\mathrm{Im}\left(\frac{1}{W(\Omega)}\right)}{\mathrm{Im}\left(\frac{1}{S(\Omega)}\right)}$$



Определение максимума Ki(Ω):

$\Omega := .8 \quad \text{Given} \quad \Omega > .5 \quad \Omega < 1$

$\Omega_{dom} := \mathrm{Maximize}(K_i, \Omega)$

$\Omega_{dom} = 0.788 \qquad K_i(\Omega_{dom}) = 1.176$

Оптимальные безразмерные параметры р-тора:

$$K_{opt} := \mathrm{Re}\left(\frac{-1}{W(\Omega_{dom})}\right) - \mathrm{Re}\left(\frac{K_i(\Omega_{dom})}{S(\Omega_{dom})}\right) \qquad K_{opt} = 0.66 \qquad I_{opt} := \frac{K_{opt}}{K_i(\Omega_{dom})} \qquad I_{opt} = 2.838$$

Оптимальное отношение периода колебаний и постоянной интегрирования регулятора

$$E_{opt} := \frac{2\cdot\pi}{\Omega_{dom}\cdot I_{opt}} \qquad E_{opt} = 2.808$$

Рисунок 3 – Расчет оптимальных параметров ПИ-регулятора

При использовании представленного метода настройка регулятора начинается с того, что он включается в работу при параметрах настройки, заведомо гарантирующих устойчивую работу системы. Для ПИ-регулятора начальное значение постоянной времени интегрирования ($T_и$) выбирается достаточно большим, а начальное значение коэффициента передачи достаточно малым (можно начинать просто с нулевого значения). После этого путем постепенного увеличения коэффициента передачи следует добиться, чтобы в контуре системы возникли колебания с четко регистрируемой степенью затухания. В частности, можно добиться возникновения незатухающих колебаний. В этом случае значение $T_и$ – > ∞ (когда регулятор принимает П-алгоритм функционирования) формулы для параметров настраивающей модели объекта (4) принимают следующий вид:

$$\tau_{мод} = \pi/(2\omega_{кр}); k_{мод} = \omega_{кр}/k_{р\,кр}$$

$$T_{и.опт} = I_{опт}\pi/(2\omega_{кр}); k_{п.опт} = 2K_{опт}k_{п.кр}/(\pi\omega_{кр})$$

$$T_{и.опт} = 0{,}71T_{кр}; k_{р.опт} = 0{,}54k_{п.кр}$$

где $\omega_{кр}$, $\kappa_{кр}$ – частота незатухающих колебаний и коэффициент передачи регулятора, при котором они возникли. После подстановки их в (6) и после перехода к периоду незатухающих колебаний получим:

$$T_{и.опт} = 0{,}71T_{кр}; k_{р.опт} = 0{,}54k_{п.кр} \quad (7)$$

Также, если ограничиться одним шагом итерационной процедуры поиска, будет получен известный метод Циглера-Никольса [4], в котором рекомендуется определять оптимальные параметры по эмпирическим формулам:

$$T_{и.опт} = 0{,}83T_{кр}); k_{р.опт} = 0{,}45k_{п.кр} \quad (8)$$

Результаты компьютерного эксперимента. Проведя компьютерный эксперимент по анализу представленных методов с объектом (5) и используя выражения (6 - 8) в программе MatLab (Simulink) и определив $K_{кр}$ =15.5, $T_{кр}$ =1, получили следующие переходные процессы (рис. 4)

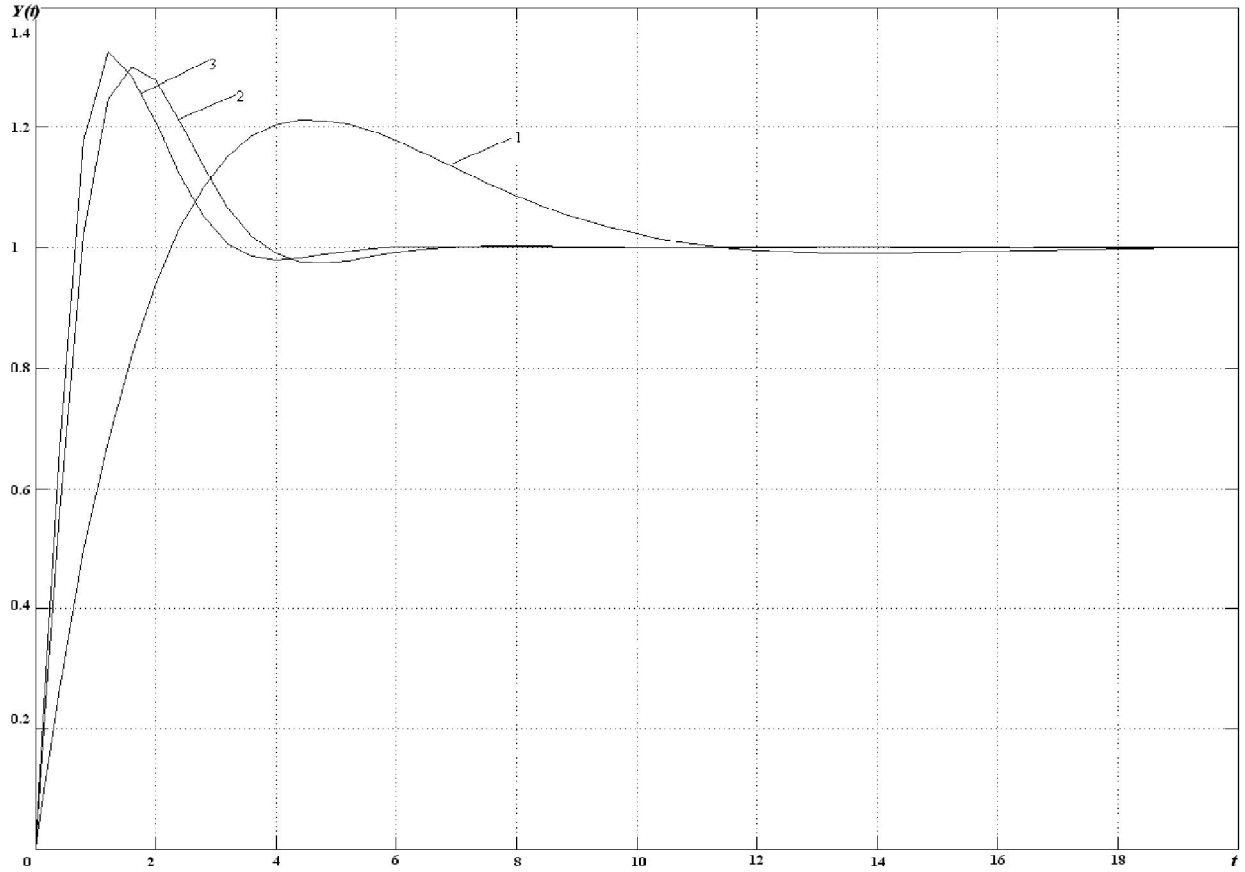


Рисунок 4 – Переходные процессы адаптивной САР по каналу задания: 1 – метод оптимальной настройки, 2 – метод Циглера-Николса, 3 – метод незатухающих колебаний

Анализ показателей качества переходных процессов (рис. 4) $T_р$, G_1 указывает на преимущество метода Циглера–Николса по сравнению с двумя другими типовыми методами адаптации [6].

Указанные методы адаптивной настройки являются наиболее распространенными, и широко используются в контроллерах российского типа «Ремиконт», «Протар», украинского «Микрол», немецкой компании «Сименс» и т.д, однако применять их, по мнению авторов, следует только с детерминированными объектами управления, т.к. они недостаточно эффективны для сложных многорежимных объектов со строгими условиями эксплуатации не допускающих автоколебательных режимов. Также если переходный процесс в ходе первоначальной настройки регулятора будет иметь апериодический

характер т.е. степень затухания Ψ=0, и период колебаний Т=0, с большим (недопустимым) временим регулирования, то методы окажутся непригодными для расчетов и адаптацию нельзя будет осуществить в автоматическом режиме без участия наладчика. Также, для объекта второго и большего порядка с малым запаздыванием, полученная с помощью методов адаптации постоянная интегрирования регулятора, окажется близкой к нулю и регулятор будет осуществлять П–закон с остаточной ошибкой. В этом случае можно рекомендовать изменение задания, но данное сигнальное воздействие может оказать негативное влияние на качество переходного процесса. Можно утверждать, что в процессе адаптации, при возникновении случайного глубокого возмущения, автоколебательный процесс может выйти за допустимый диапазон, что в свою очередь, может привести к аварийной ситуации и остановке всего технологического процесса.

Отметим что представленные методики предполагают то, что оптимальная настройка регулятора может считаться решенной и процесс последовательных приближений прекращен, если значения параметров настройки на очередном шаге окажутся близкими к их значениям на предыдущем шаге, но такой поиск может превысить допустимый временной диапазон. В последнее время начинают применяться автоматические системы каскадно-связанного регулирования, в которых для улучшения качества регулирования устраиваются дополнительные связи между каскадами (контурами). Однако, наряду с достоинствами, каскадные системы обладают и рядом недостатков. Одним из них является сложность настройки такой системы и отсутствием стандартных методик по расчету настроек для главного и вспомогательного ПИ–регуляторов. Также можно отметить, что при изменении значений параметров объекта выбранные настройки не удовлетворяют качеству переходного процесса и нуждаются в адаптации.

Таким образом, известные традиционные методы нуждаются в усовершенствовании и задача поиска оптимальных процессов адаптивного управления остается открытой. Поэтому автором предложен новый подход в автоматизации САР СКК судна – метод нечеткой адаптации. Доказано, что использование нечеткого (фаззи) управления производительностью компрессора холодильной установки СКВ позволяет добиться снижения энергопотребления и обеспечить поддержание комфортных параметров воздуха в кондиционируемых помещениях [7].

Исходя из вышеизложенного, предлагается использовать нечеткую систему регулирования с одним фаззи-контроллером и вводом в него информации по двум каналам: с выхода объекта и из промежуточной точки объекта. Такое управление является наиболее совершенным. Система с нечетким микропроцессором реализует оптимальное (программированное) управление по нечеткой модели и рационально использует все возможности системы [8]. Данные системы с высокой точностью поддерживают регулируемые параметры на заданном уровне.

Разработка нечеткой модели. При разработке нечеткой модели определены нечеткие множества ошибки $e(t)$, скорости ее изменения $e'(t)$ и управляющего воздействия $u(t)$; вышеуказанные нечеткие множества описаны с помощью лингвистического языка, где лингвистические переменные (ЛП) следующие: *NB* – негативно большое, *NS* – негативно среднее, *NM* – негативно малое, *Z* – нулевое, *PS* – положительно среднее, *PM* – положительно малое, *PB* – положительно большое [6]. Продукционная база правил вида: ЕСЛИ $e(t) = NS$ И $e'(t) = Z$ ТО $u(t) = NM$ представлена в виде табл. 1. Для апробации предложенной нечеткой каскадной системы управления СКК и проведения анализа эффективности её работы по сравнению с традиционной, состоящей из двух последовательно включенных ПИ-регуляторов, были проведены виртуальные эксперименты в среде Matlab (рис. 5). Объект 3-го порядка с запаздыванием в виде инерционных звеньев представляет собой модели двух калориферов, камеры орошения и вентилятора [7].

Таблица 1 – База правил нечеткого контроллера

Ошибка e(t)	***Производная от отклонения, e´(t)***						
	NB	***NS***	***NM***	***Z***	***PM***	***PS***	***PB***
	U(t)-управление						
NB	NB	NB	NB	OS	Z	PM	PS
NS	NS	NS	NS	NM	PM	PM	PS
NM	NS	NM	NM	Z	Z	PM	PS
Z	NS	NM	NM	Z	PM	PM	PS
PM	NM	NM	Z	Z	PM	PM	PS
PS	NM	NM	Z	PM	PS	PS	PS
PB	NS	NM	Z	PS	PS	PB	PB

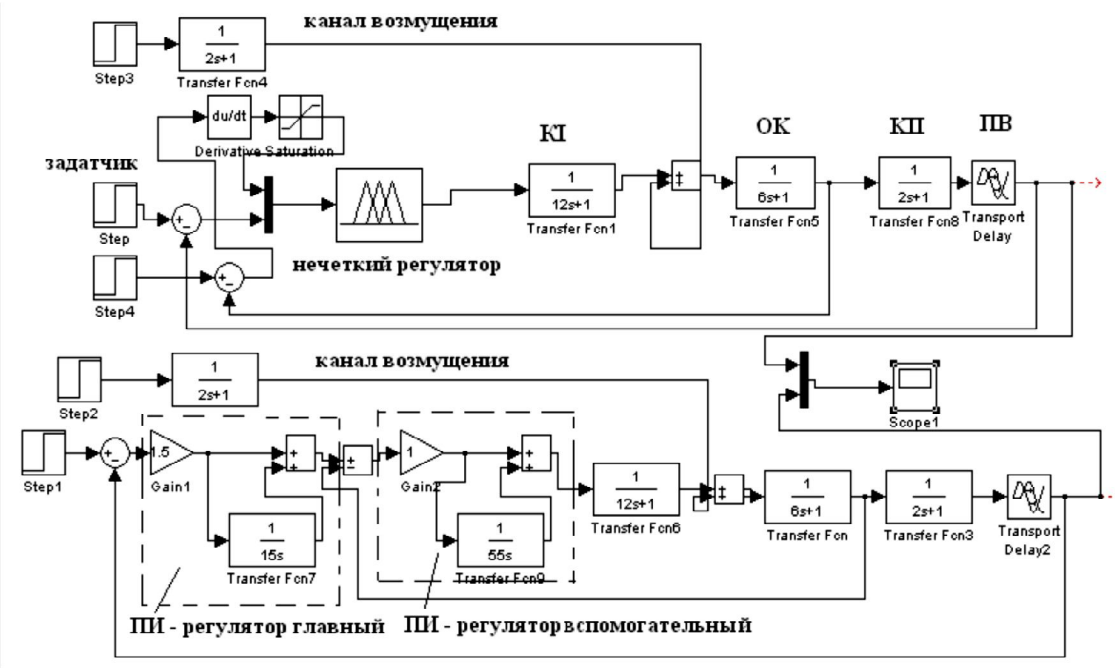


Рисунок 5 – Структурные схемы нечеткой и типовой каскадных САР СКК по каналу задания при действии канала возмущения

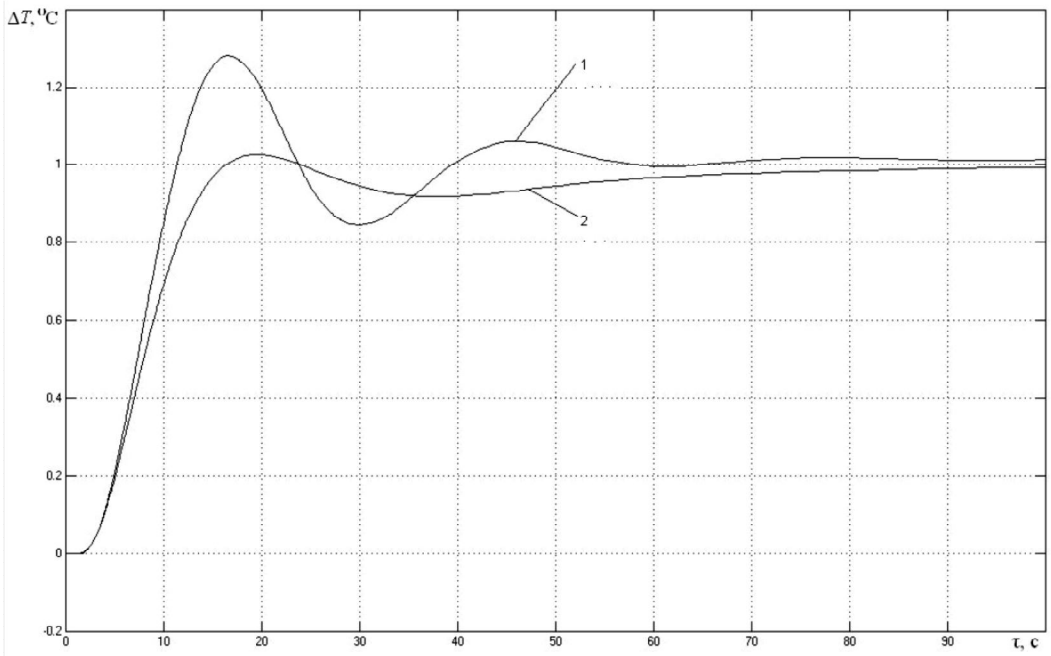


Рисунок 6 – Переходные процессы САР СКК: 1 − каскадная с ПИ-регуляторами; 2 – нечеткая адаптивная

Выводы. Переходные процессы с выхода объекта, полученные на осциллографе (рис. 6), демонстрируют преимущество фаззи-системы (апериодический процесс; $T_р$=65 с) (крив. 1) по сравнению с типовой САР (ΔT_1=0,3; $T_р$=75 с) крив. 2. Таким образом, предложенная нечеткая система управления успешно поддерживает заданные параметры воздуха и может быть использована при управлении СКК морского судна.

В заключении, кратко систематизируя все вышеизложенное, можно отметить основные достоинства предложенного нового вида управления СКК морского судна по сравнению с традиционной адаптацией: простота настройки фаззи – регулятора (доступность для понимания обслуживающем персоналом), отсутствие необходимости в построении сложных математических моделей, отсутствие необходимости в специальных устройствах для адаптации (генераторах, пробных скачках и т.д), дешевизна оборудования, экономия электроэнергии за счет уменьшения времени регулирования $T_р$, а также высокая точность поддержания заданных параметров.

Переспективы дальнейшего исследования. В дальнейшей научной работе планируется усовершенствовать предложенную нечеткую систему регулирования путем разработки и использования новых алгоритмов, а также расширения функциональных возможностей системы (регулирование воздухообмена, влажности, химико-биологического состава воздуха и т.д.) и в результате разработать систему поддержки принятия решений (СППР). Также перспективным в данной области может быть применение интеллектуально-адаптивных САР на базе нейронных сетей (НС) и генетических алгоритмов и их совместного применения в виде гибридных сетей (ГС) [9]. Имеется ряд работ, показывающих что использование аппарата гибридных сетей, в которых выводы производятся на основе теории нечетких множеств, успешно позволяют провести идентификацию объектов даже функционирующих в условиях неопределенности [10].

В заключении можно отметить, что проведенный анализ методов интеллектуального управления применительно к СППР судна позволяет сделать вывод о перспективности использования нейро-нечеткой логики для повышения качества управления судовыми автоматизированными системами. Такие интеллектуальные системы обладают свойствами самообучаемости и способностью изменяться в зависимости от обстоятельств. Научная задача поиск новых, более эффективных методов адаптивного регулирования с использованием опыта эксперта САР остается открытой.

СПСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ефремов С. Н. и др. Анализ возможности автоматического управления системой кондиционирования воздуха на морских судах // Вісник СевНТУ : зб. наук. пр. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2011. – Вип. 119/2011.

2. Усков А. А. Принципы построения систем управления с нечеткой логикой / А. А. Усков // Приборы и системы. Управление, Контроль, Диагностика. – 2004. – № 6. – С. 7-13.

3. Ротач В. Я. Теория автоматического управления / В. Я. Ротач. – М. : МЭИ, 2008. – 396 с.

4. Ковриго Ю. М. Адаптивное управление теплоэнергетическими процессами / Ю. М. Ковриго, А. П. Мовчан //Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – Харьков : ХНТУ, 2007. – № 2 (20). – С. 147–156.

5. Бондарь Е. С. Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха : учебное пособие / Е. С. Бондарь, А. С. Гордиенко, В. А. Михайлов, Г. В. Нимич ; Под общ.ред. Е. С. Бондаря – К. : ТОВ «Видавничий будинок «Аванпост-Прим», 2005. – 560 с.

6. Леоненков А. Ю. Нечеткое моделирование в среде Matlab и fuzzyTech / А. Ю. Леоненков. – СПб. : БХВ, 2003. – 720 с.

7. Харченко Р. Ю. Методы адаптивного регулирования в системе климатического контроля судна / Р. Ю. Харченко // Автоматизация судовых технических средств : научно-технический сборник – Одесса : ОНМА, 2011. – Вып. 17. – 123 с.

8. Михайленко В. С. Синтез ПИ-регулятора с использованием метода модального управления / В. С. Михайленко // Автоматизация судовых технических средств : научно-технический сборник – Одесса : ОНМА, 2010. – Вып. 16. – 123 с.

9. Рутковская Д. М. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / Д. М. Рутковская, М. В. Пилиньский, Л. М. Рутковский. – Горячая линия : Телеком, 2006. – 383 с.

10. Михайленко В. С. Застосування гібридних мереж в адаптивних системах управління теплоенергетичних об'єктів / В. С. Михайленко, Р. Ю. Харченко // Наукові праці ВНТУ. – 2012. – № 1. – С.1-9.

Харченко Р.Ю. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ АКТИВНОЇ АДАПТАЦІЇ ПІ-РЕГУЛЯТОРІВ І НЕЧІТКИХ РЕГУЛЯТОРІВ ДЛЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ (СКВ) МОРСЬКИХ СУДЕН

Розглядаються можливості застосування різних варіантів адаптації математичного апарату в АСУ СКВ морських суден з ПІ і ПІД-регулюванням. Проаналізовані та змодельовані на ЕОМ як моделі традиційних теорій, так і моделі із застосуванням альтернативного напрямку – теорії нечіткої логіки. Результати проведеної роботи показали перспективність розгляду нечіткого підходу в умовах невизначеності при розробці інтелектуальних систем управління.

Ключові слова: активна адаптація, клімат-контроль, ПІ-регулятор, каскадна САР, нечітка САР, фазі-контролер.

Kharchenko R.Yu. THE COMPARATIVE ANALYSIS OF METHODS ACTIVE ADAPTATION OF THE PI CONTROLLER AND FUZZY CONTROLLER FOR CONDITIONING AND VENTILATION SYSTEMS (CVS) SHIPS

The possibilities of different adaptation options the mathematical apparatus in ACS of CVS of the ships with PI and PID control. Have been analyzed and simulated by computer as a model of the traditional theories, and models using alternative direction - the theory of fuzzy logic. The results of this work have shown perspectivity considering fuzzy approach into conditions of uncertainty in the development of intelligent control systems.

Keywords: active adaptation, climate control, PI-control, the cascade ACS, the fuzzy ACS, fuzzy controller.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Алексішин А.В., к.т.н., доцент кафедри електронних комплексів судноводіння	Одеська національна морська академія
Бень А.П., к.т.н., доцент, проректор з науково-педагогічної роботи	Херсонська державна морська академія
Берестовой І.О., аспірант	Одеська національна морська академія
Білоусов Є.В., к.т.н., доцент, декан факультету суднової енергетики	Херсонська державна морська академія
Білоусова Т.П., асистент кафедри прикладної математики та математичного моделювання	Херсонський національний технічний університет
Бондаренко О.В., к.т.н., доцент кафедри теорії та проектування суден	Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, м. Миколаїв
Букетов А.В., д.т.н., професор, завідувач кафедри суднових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки	Херсонська державна морська академія
Вагущенко О.Л., к.т.н., доцент кафедри судноводіння	Одеська національна морська академія
Вільський Г.Б., д.філос.т.н., проф., ректор	Миколаївський політехнічний інститут
Гнатов А.В., докторант, доцент, с.н.с.	Харьковський національний автомобільно-дорожній університет
Голіков В.В. к.т.н., с.н.с., доцент, докторант	Одеська національна морська академія
Голікова В.В., к.мед.н, доцент кафедри безпеки життєдіяльності	Одеська національна морська академія
Горбатюк Є.В., к.т.н, доцент кафедри «Будівельних машин»	Київський національний університет будівництва і архітектури
Добротвор І.Г., к.т.н., доцент кафедри комп'ютерно-інтегрованих технологій	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Зайчук Н.П., к.т.н., доцент кафедри матеріалознавства та пластичного формування конструкцій машинобудування	Луцький національний технічний університет
Ісаєв Є.О., д.т.н., професор, завідувач кафедри експлуатації суднового електрообладнання і засобів автоматики	Херсонська державна морська академія
Калінчак А.І. асистент кафедри тепло- та масообміну	Одеська державна академія холоду

Калінчак В.В., д.т.н., проф., завідувач кафедри теплофізики	Одеський національний університет ім. І.І.Мечнікова
Карташов В.В., аспірант	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Касьянов В.О., д.т.н., професор кафедри механіки	Національний авіаційний університет, м. Київ
Кирилович В.А., к.т.н., доцент кафедри автоматизації та комп'ютеризованих технологій	Житомирський державний технологічний університет
Кірюшатова К.В., аспірант кафедри інформаційних технологій	Херсонський національний технічний університет
Клева Я.А., асистент кафедри теорії та проектування суден	Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, м. Миколаїв
Кобельник В.Р., асистент кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Кривий П.Д., к.т.н., доцент, професор кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Крючкова О.М., к.хім.н., доцент	Азовський морський інститут Одеської національної морської академії
Куліш Ю.О., аспірант	Харківський національний університет громадянського захисту України
Куновський Г.П., к.т.н., викладач	Бурштинський енергетичний колледж (м. Бурштин, Львівської обл.)
Лебедь О.М., к.т.н., доцент кафедри природничої підготовки	Херсонська державна морська академія
Лєонов В.Є., д.т.н., професор, завідувач кафедри судноводіння, охорони праці та навколишнього середовища	Херсонська державна морська академія
Лисак С.І., викладач спеціальних дисциплін напряму підготовки «Інженерна механіка»	Миколаївський будівельний коледж Київського національного університету архітектури і будівництва
Литвиненко В.П., к.т.н., доцент	Азовський морський інститут Одеської національної морської академії
Ловейкін В.С., д.т.н., проф., завідувач кафедри конструювання машин	Національний університет біоресурсів і природокористування України (НУБПУ)

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Любонько А.Л., керівник відділу математичного моделювання	Приватне підприємство «Українські Інтелектуальні Технології», м. Київ
Ляшенко О.М., к.т.н., доцент кафедри інформаційних технологій	Херсонський національний технічний університет
Малащенко В.В., к.т.н., асистент кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки	Національний університет «Львівська політехніка»
Малащенко В.О., д.т.н., професор кафедри деталей машин	Національний університет «Львівська політехніка»
Мамонтов В.В., аспірант	Одеська національна морська академія
Міщук Д.О., асистент кафедри будівельних машин	Київський національний університет будівництва і архітектури
Молчановський О.І., старший викладач кафедри автоматизованих систем обробки Інформації та Управління	Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут»
Настасенко В.О., к.т.н., доцент, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки	Херсонська державна морська академія
Одінцов В.В., д.ф.-м.н., професор кафедр фізики	Херсонський державний університет
Панкова О.В., к.т.н., старший викладач кафедри теорії та проектування суден	Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, м. Миколаїв
Пелевін Л.Є., к.т.н., проф., завідувач кафедри будівельних машин	Київський національний університет будівництва і архітектури
Поляков В.О., к.т.н., старший науковий співробітник	Інститут транспортних систем та технологій Національної академії наук України, м. Дніпропетровськ
Продан В.І., аспірант кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Сазонов А.Ю., аспірант	Житомирський державний технологічний університет
Селіванов С.Є., д.т.н., професор завідувач кафедри управління судном та безпеки життєдіяльності на морі	Херсонська державна морська академія
Соколов А.Є., к.т.н., доцент кафедри інформаційних технологій	Херсонський національний технічний університет

Сологуб Б.В, к.т.н., доцент кафедри деталей машин	Національний університет «Львівська політехніка»
Степкова В.В.,асистент кафедри судноводіння, охорони праці та навколишнього середовища	Херсонська державна морська академія
Стрілець В.М., к.т.н., доцент кафедри теплоенергетики та машинознавства	Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне
Стухляк П.Д., д.т.н., проф., завідувач кафедри комп'ютерно-інтегрованих технологій	Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Суслов С.І., магістр	Миколаївський будівельний коледж Київського національного університу будівництва та архітектури
Терещенкова О.В., к.т.н., доцент кафедри інформаційних технологій, комп'ютерних систем і мереж	Херсонська державна морська академія
Тригуб С.М., директор Морського коледжу	Херсонська державна морська академія
Федорук В.А., інженер кафедри теплоенергетики та машинознавства	Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне
Фещук Ю.П., асистент кафедри матеріалознавства та пластичного формування конструкцій машинобудування	Луцький національний технічний університет
Харченко Р.Ю., старший викладач	Одеська національна морська академія
Хачапуридзе М.М., к.т.н., старший науковий співробітник, заступник директора з наукової роботи	Інститут транспортних систем та технологій Національної академії наук України, м. Дніпропетровськ
Черепанська І.Ю., доцент кафедри автоматизації та комп'ютеризованих технологій	Житомирський державний технологічний університет
Черненко О.С., к.ф.-м.н., старший викладач кафедри теплофізики	Одеський національний університет ім. І.І.Мечнікова
Шанюк С.О., аспірант кафедри теплофізики	Одеський національний університет ім. І.І.Мечнікова
Яковлєв В.Г., к.т.н., головний інженер	Волочиський машинобудівний завод ПАТ «Мотор Січ»

ІМЕННИЙ ПОКАЖЧИК

А
Алексішин А.В., 4, 8
Аржаєв Г.О., 197

Б
Балака М.М., 197
Бень А.П., 26
Берестовой І.О., 102
Білоусов Є.В., 17
Білоусова Т.П., 17
Бондаренко О.В., 62
Букетов А.В., 68

В
Вагущенко О.Л., 31, 34
Вербицький О.І., 217
Вільський Г.Б., 39

Г
Гнатов А.В., 108
Голіков В.В., 45
Голікова В.В., 90
Гончаренко А.В., 56
Горбатюк Є.В., 162

Д
Добротвор І.Г., 217

З
Зайчук Н.П., 137

І
Ісаєв Є.О., 68

К
Калінчак А.І., 115
Калінчак В.В., 115
Карташов В.В., 217
Касьянов В.О., 56
Кирилович В.А., 238
Кірюшатова К.В., 233
Клева Я.А., 62
Кобельник В.Р., 145
Корінь О.В., 193
Кривий П.Д., 145
Крючкова О.М., 102
Куліш Ю.О., 124
Куновський Г.П., 170

Л
Лебедь О.М., 131
Лєонов В.Є., 68, 74
Лисак С.І., 156
Литвиненко В.П., 102
Ловейкін В.С, 162
Любонько А.Л., 256
Ляшенко О.М., 250

М
Малащенко В.В., 170
Малащенко В.О., 176
Мамонтов В.В., 45
Міщук Д.О., 162
Молчановський О.І., 256
Морозов Б.І., 183

Н
Настасенко В.О., 188

О
Одінцов В.В., 193
Орлюк Є.І., 238

П
Панкова О.В., 79
Пелевін Л.Є., 197
Поляков В.О., 264
Продан В.І., 145

С
Сазонов А.Ю., 238
Самотокін Б.Б., 238
Селіванов С.Є., 115, 124
Сис В.Б., 68, 74
Сис Д.Г., 68, 74
Соколов А.Є., 97
Сологуб Б.В., 206
Сорівка І.Т., 217
Степкова В.В., 74
Стрілець В.М., 176
Стухляк П.Д., 217
Суслов С.І., 156

Т
Терещенкова О.В., 270
Ткачук Ю.М., 137
Тригуб С.М., 223

Ф
Федорук В.А., 176
Фещук Ю.П., 137

Х
Харченко Р.Ю., 276
Хачапуридзе М.М., 264

Ч
Черепанскька І.Ю., 238
Черненко О.С., 115

Ш
Шанюк С.О., 115
Шевченко В.А., 83
Шимчук С.П., 137
Шух Д.Ю., 137

Я
Яковлєв В.Г., 145

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ МАТЕРІАЛІВ

До друку приймаються статті з результатами власних оригінальних досліджень, що мають наукову і практичну значущість і не публікувалися досі. До друку **не приймаються суто оглядові статті**. Відповідальність за зміст статті несе автор.

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. Сумарний обсяг рисунків і таблиць повинен бути менше 50% обсягу основної частини.

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 – 10.

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 – 12, інтервал – 1.

Параметри сторінки (опція меню ФАЙЛ, Параметри сторінки):

розмір паперу – А4: 210*297 мм;

орієнтація аркуша – книжна (альбомна не допускається);

поля – 2 см;

палітурка – 0 см;

колонтитули – 1,3 см;

абзацний відступ – 1,25 см, вирівнювання за шириною, сторінки без нумерації.

Формули повинні бути набрані за допомогою вбудованого редактора формул Equation Editor 2.0, 3.0. Всі формули вставляються в таблицю з неокресленим контуром, що складається з двох колонок: у першій знаходиться формула без абзацу і вирівняна по центру, у другій – номер формули (якщо такий є) теж без абзацу і з вирівнюванням по центру. Межа між колонками таблиці встановлюється на позначці 14 см.

Це стосується також формул і символів формул, які стоять по тексту. Параметри в редакторі формул повинні в точності відповідати наведеним нижче.

Розміри (опція меню редактора Equation Editor: РОЗМІР, Визначити ...):

- Звичайний 12 пт.
- Крупний індекс 7 пт.
- Дрібний індекс 5 пт.
- Крупний символ 18 пт.
- Дрібний символ 12 пт.

Таблиці набираються у Microsoft Word.

Рисунки повинні бути чорно-білими. і вставлені у файл і роздруківку статті. Формат рисунків (tif, pcx, bmp тощо) повинен бути сумісний з редактором тексту Microsoft Word XP. Роздільна здатність рисунків – не менше 300 dpi. Рисунки можуть бути вставлені в текст за допомогою наступних команд:

- додати рисунок – Рисунок Microsoft Word;
- додати рисунок – Bitmap Image;
- додати рисунок – рисунок Corel Draw.

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 відділу інноваційних технологій ХДМА:

– 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 та ключові слова українською, англійською і російською мовами, включаючи назву статті та прізвища авторів трьома мовами – на окремій сторінці;

– зовнішня рецензія професора, доктора наук (редакційна колегія залишає за собою право направляти статті на додаткову рецензію);

– 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.

Редакційна колегія залишає за собою право як не публікувати роботи у разі їх відхилення, так і приймати рішення щодо їх відповідності напрямам журналу. Рукописи авторам не повертаються.

ЗМІСТ

МОРСЬКИЙ ТА РІЧКОВИЙ ТРАНСПОРТ

ВЛИЯНИЕ РЫСКАНИЯ СУДНА НА ЕГО БОКОВОЕ СМЕЩЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНО ЗАДАННОЙ ТРАЕКТОРИИ **4**
Алексишин А.В.

РАСЧЕТ ГРАНИЧНЫХ ПЕЛЕНГОВ К ЗОНАМ БЕЗОПАСНОСТИ СУДОВ **8**
Алексишин А.В.

НОВЫЕ ПОДХОДЫ В ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В СУДОВЫХ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ **17**
Белоусов Е.В., Белоусова Т.П.

ЛЮДСЬКИЙ ФАКТОР В АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМАХ УПРАВЛІННЯ СУДНОМ ТА ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ЙОГО ВПЛИВУ **26**
Бень А.П.

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ГРАНИЦЫ БЕЗОПАСНЫХ РАССТОЯНИЙ РАСХОЖДЕНИЯ ПО ДОМЕНУ «ПОЛУКРУГ-ПОЛУЭЛЛИПС» **31**
Вагущенко А.Л.

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ГРАНИЦ БЕЗОПАСНЫХ ЗНАЧЕНИЙ РАССТОЯНИЯ И ВРЕМЕНИ КРАТЧАЙШЕГО СБЛИЖЕНИЯ **34**
Вагущенко А.Л.

ИНФОРМАЦИОННЫЕ РИСКИ СУДОВОЖДЕНИЯ **39**
Вильский Г.Б.

ВЫБОР КОРРЕКТИРУЮЩИХ ДЕЙСТВИЙ ПРИ АВАРИЙНОМ УПРАВЛЕНИИ СУДНОМ **45**
Голиков В.В., Мамонтов В.В.

VARIATIONAL PRINCIPLE IN THE PROBLEM OF SHIP PROPULSION AND POWER PLANT OPERATION WITH RESPECT TO SUBJECTIVE PREFERENCES **56**
Kasyanov V.O, Goncharenko A.V.

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОЦМАНСКИХ КАТЕРОВ **62**
Клева Я. А., Бондаренко А.В.

ОХРАНА ТРУДА ЭКИПАЖА СУХОГРУЗА (ГРУЗ-УГОЛЬ) **68**
Леонов В.Е, Букетов А.В., Исаев Е.А., Сыс В.Б., Сыс Д.Г.

АНАЛІЗ ШУМУ ТА ВІБРАЦІЇ НА СУДНІ ТА ПОПЕРЕДЖЕННЯ НЕГАТИВНОГО ВПЛИВУ НА ЕКІПАЖ **74**
Лєонов В.Є., Степкова В.В.,Сис В.Б., Сис Д.Г.

ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕХНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ БАЛКЕРА **79**
Панкова О.В.

ВЕРИФИКАЦИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ АЛГОРИТМОВ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СУДОВЫМ РУЛЕВЫМ ПРИВОДОМ **83**
Шевченко В.А.

ПРОБЛЕМИ ВИЩОЇ ШКОЛИ

ФИЗИЧЕСКОЕ ВОСПИТАНИЕ В СИСТЕМЕ ФОРМИРОВАНИЯ У КУРСАНТОВ МОРСКИХ ВУЗОВ ПРОФЕССИОНАЛЬНО ВАЖНЫХ КАЧЕСТВ СУДОВОГО ОПЕРАТОРА **90**
Голикова В.В.

ФОРМАЛІЗАЦІЯ ЗАДАЧІ ОПТИМІЗАЦІЇ ІНДИВІДУАЛИЗОВАНОГО КОМП'ЮТЕРИЗОВАНОГО НАВЧАННЯ **97**
Соколов А.Є.

РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ МЕХАНИЗМОВ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА ПРИ СГОРАНИИ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ **102**
Берестовой И.О., Литвиненко В.П., Крючкова Е.Н.

МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ БЕСКОНТАКТНОЙ РИХТОВКИ КОРПУСНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ **108**
Гнатов А.В.

ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НА КРИТИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ЗАЖИГАНИЯ, ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОРЕНИЯ И САМОПРОИЗВОЛЬНОГО ПОГАСАНИЯ ЧАСТИЦЫ ЖЕЛЕЗА В ВОЗДУХЕ КОМНАТНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ **115**
Калинчак В.В., Черненко А.С., Шанюк С.А., Селиванов С.Е., Калинчак А.И.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АЭРОМОБИЛЬНОГО КОМПЛЕКСА АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНЫХ РАБОТ В СИСТЕМЕ ГРАЖДАНСКОЙ ЗАЩИТЫ УКРАИНЫ В УСЛОВИЯХ ВОЗНИКНОВЕНИЕ МАССОВЫХ ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ СИТУАЦИЙ **124**
Кулиш Ю.А., Селиванов С.Е.

АНАЛИЗ ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИХ И ЛЮМИНЕСЦЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭПИТАКСИАЛЬНЫХ СЛОЕВ GaAs:Ge ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИЗОВАЛЕНТНОГО МЕТАЛЛА-РАСТВОРИТЕЛЯ **131**
Лебедь О.Н.

ІНЖЕНЕРНІ НАУКИ

ВЛАСТИВОСТІ ТА СТРУКТУРА ПОВЕРХОНЬ БАНДАЖНИХ ПОЛИЧОК ЛОПАТОК ЗІ СПЛАВУ ВТ3-1 **137**
Зайчук Н.П., Шимчук С.П., Фещук Ю.П., Ткачук Ю.М., Шух Д.Ю.

МЕТОДИ ВИМІРЮВАННЯ ГОЛОВНОГО ЗАДНЬОГО КУТА СПІРАЛЬНОГО СВЕРДЛА **145**
Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Продан В.І., Яковлєв В.Г.

ГІДРАВЛІЧНИЙ ОДНОКІВШЕВИЙ ЕКСКАВАТОР ДЛЯ РОБОТИ НА ОПОРНІЙ ПОВЕРХНІ ЗІ СКЛАДНИМ РЕЛЬЄФОМ **156**
Лисак С.І., Суслов С.І.

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РУХУ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРОПРИВОДОМ **162**
Ловейкін В.С, Горбатюк Є.В., Міщук Д.О.

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДАХ З КУЛЬКОВИМИ ОБГІННИМИ МУФТАМИ **170**
Малащенко В.В., Куновський Г.П.

ПРИНЦИП ПЕРЕДАВАННЯ ЕНЕРГІЇ ДВИГУНІВ ІНЕРЦІЙНО-ФРИКЦІЙНИМИ МУФТАМИ ТА ЇХ АНАЛІЗ **176**
Малащенко В.О., Федорук В.А., Стрілець В.М.

АКУСТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРНО-ЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЛЕЙ И СПЛАВОВ **183**
Морозов Б.И.

НОВОЕ ТОЛКОВАНИЕ ГРАВИТАЦИОННОЙ ПОСТОЯННОЙ И ЗАКОНА ВСЕМИРНОГО ТЯГОТЕНИЯ **188**
Настасенко В.А.

МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ДОДЕКАБОРИДІВ РІДКІСНОЗЕМЕЛЬНИХ МЕТАЛІВ **193**
Одінцов В.В., Корінь О.В.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РЕОЛОГІЧНИХ МОДЕЛЕЙ СИСТЕМИ «ПНЕВМАТИЧНА ШИНА – ОПОРНА ПОВЕРХНЯ, ЩО ДЕФОРМУЄТЬСЯ» **197**
Пелевін Л.Є., Балака М.М., Аржаєв Г.О.

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТА ОСНОВИ СИНТЕЗУ ПАСАЖИРСЬКИХ ДОРІГ З ТЯГОВО-НЕСНИМ КАНАТОМ **206**
Сологуб Б.В.

ДОСЛІДЖЕННЯ І МОДЕЛЮВАННЯ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ ЕПОКСИКОМПОЗИТНИХ ПОКРИТТІВ ВІД ВМІСТУ ДИСПЕРСНИХ ЧАСТОК **217**
Стухляк П.Д., Добротвор І.Г., Сорівка І.Т., Карташов В.В., Вербицький О.І.

СНИЖЕНИЕ ПОЖАРНОЙ ОПАСНОСТИ ЭПОКСИДНЫХ КОМПОЗИЦИЙ ПРИГОДНЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРЕПРЕГОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ В СУДОСТРОЕНИИ **223**
Тригуб С.Н.

ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ

ТЕХНОЛОГИЯ ДЛЯ ТЕСТИРОВАНИЯ РЕСПОНДЕНТОВ ПРИ ПОДБОРЕ КАДРОВ В БАНКОВСКОЙ СФЕРЕ **233**
Кирюшатова Е.В.

КОМБІНОВАНИЙ ПІДХІД ДО ТОЧНІСНОЇ АТЕСТАЦІЇ РОБОЧИХ ЗОН ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ **238**
Кирилович В.А., Сазонов А.Ю., Самотокін Б.Б., Черепанська І.Ю., Орлюк Є.І.

ИНФОРМАЦИОННАЯ СИСТЕМА ОХРАНЫ ЛЕСОВ ОТ ПОЖАРОВ ХЕРСОНСКОЙ ОБЛАСТИ: КОНЦЕПЦИЯ, ВОЗМОЖНОСТИ И ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ **250**
Ляшенко Е.Н.

ПОБУДОВА ПОЧАТКОВОГО РІШЕННЯ ДЛЯ ЗАДАЧІ МАРШРУТИЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ПІДБОРОМ ТА ДОСТАВКОЮ **256**
Молчановський О.І., Любонько А.Л.

ДИНАМИКА ТЯГОВОЙ ПОДСИСТЕМЫ МАГНИТОЛЕВИТИРУЮЩЕГО ПОЕЗДА (ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ПАРАДИГМА ИССЛЕДОВАНИЯ) **264**
Поляков В.А., Хачапуридзе Н.М.

ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ВИТРАТ НА ДОСТАВКУ МАТЕРІАЛІВ ТА ЗАПАСНИХ ЧАСТИН ДЛЯ СУДНОРЕМОНТНОГО ПІДПРИЄМСТВА В УМОВАХ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ **270**
Терещенкова О.В.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ АКТИВНОЙ АДАПТАЦИИ ПИ-РЕГУЛЯТОРОВ И НЕЧЕТКИХ РЕГУЛЯТОРОВ ДЛЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ (СКВ) МОРСКИХ СУДОВ **276**
Харченко Р.Ю.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ **287**

ІМЕННИЙ ПОКАЖЧИК **291**

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ МАТЕРІАЛІВ **292**

ДЛЯ НОТАТОК

Науковий журнал

НАУКОВИЙ ВІСНИК

ХЕРСОНСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ МОРСЬКОЇ АКАДЕМІЇ

№ 2 (7), 2012

Відповідальний за випуск *Врублевський Р.Є.*
Науковий редактор *Ляшкевич А.І.*
Технічний редактор *Клементьєва О.Ю.*
Коректор *Надточій К.О.*
Друк, фальцювально-палітурні роботи *Удов В.Г.*

Підписано до друку 26.12.2012 Формат 84×108/32.
Папір офсетний. Друк цифровий.
Ум. друк. арк. 26,25. Наклад 100 прим.

Видавництво ХДМА
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 4312 від 10.05.2012
73000, м. Херсон, пр. Ушакова, 20, к. 224
тел. (0552) 44-25-24