



#1(53), 2020 część 3

Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe
(Warszawa, Polska)

Czasopismo jest zarejestrowane i publikowane w Polsce. W czasopiśmie publikowane są artykuły ze wszystkich dziedzin naukowych. Czasopismo publikowane jest w języku polskim, angielskim, niemieckim i rosyjskim.

Artykuły przyjmowane są do dnia 30 każdego miesiąca.

Częstotliwość: 12 wydań rocznie.

Format - A4, kolorowy druk

Wszystkie artykuły są recenzowane

Każdy autor otrzymuje jeden bezpłatny egzemplarz czasopisma.

Bezpłatny dostęp do wersji elektronicznej czasopisma.

Zespół redakcyjny

Redaktor naczelny - Adam Barczuk

Mikołaj Wiśniewski

Szymon Andrzejewski

Dominik Makowski

Paweł Lewandowski

Rada naukowa

Adam Nowicki (Uniwersytet Warszawski)

Michał Adamczyk (Instytut Stosunków Międzynarodowych)

Peter Cohan (Princeton University)

Mateusz Jabłoński (Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)

Piotr Michalak (Uniwersytet Warszawski)

Jerzy Czarnecki (Uniwersytet Jagielloński)

Kolub Frennen (University of Tübingen)

Bartosz Wysocki (Instytut Stosunków Międzynarodowych)

Patrick O'Connell (Paris IV Sorbonne)

Maciej Kaczmarczyk (Uniwersytet Warszawski)

#1(53), 2020 part 3

East European Scientific Journal
(Warsaw, Poland)

The journal is registered and published in Poland. The journal is registered and published in Poland. Articles in all spheres of sciences are published in the journal. Journal is published in **English, German, Polish and Russian.**

Articles are accepted till the 30th day of each month.

Periodicity: 12 issues per year.

Format - A4, color printing

All articles are reviewed

Each author receives one free printed copy of the journal

Free access to the electronic version of journal

Editorial

Editor in chief - Adam Barczuk

Mikołaj Wiśniewski

Szymon Andrzejewski

Dominik Makowski

Paweł Lewandowski

The scientific council

Adam Nowicki (Uniwersytet Warszawski)

Michał Adamczyk (Instytut Stosunków Międzynarodowych)

Peter Cohan (Princeton University)

Mateusz Jabłoński (Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)

Piotr Michalak (Uniwersytet Warszawski)

Jerzy Czarnecki (Uniwersytet Jagielloński)

Kolub Frennen (University of Tübingen)

Bartosz Wysocki (Instytut Stosunków Międzynarodowych)

Patrick O'Connell (Paris IV Sorbonne)

Maciej Kaczmarczyk (Uniwersytet Warszawski)

**Dawid Kowalik (Politechnika
Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)**

**Peter Clarkwood(University College
London)**

**Igor Dziedzic (Polska Akademia
Nauk)**

**Alexander Klimek (Polska Akademia
Nauk)**

**Alexander Rogowski (Uniwersytet
Jagielloński)**

Kehan Schreiner(Hebrew University)

**Bartosz Mazurkiewicz (Politechnika
Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)**

**Anthony Maverick(Bar-Ilan
University)**

**Mikołaj Żukowski (Uniwersytet
Warszawski)**

**Mateusz Marszałek (Uniwersytet
Jagielloński)**

**Szymon Matysiak (Polska Akademia
Nauk)**

**Michał Niewiadomski (Instytut
Stosunków Międzynarodowych)**

Redaktor naczelny - Adam Barczuk

**Dawid Kowalik (Politechnika
Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)**

**Peter Clarkwood(University College
London)**

**Igor Dziedzic (Polska Akademia
Nauk)**

**Alexander Klimek (Polska Akademia
Nauk)**

**Alexander Rogowski (Uniwersytet
Jagielloński)**

Kehan Schreiner(Hebrew University)

**Bartosz Mazurkiewicz (Politechnika
Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)**

**Anthony Maverick(Bar-Ilan
University)**

**Mikołaj Żukowski (Uniwersytet
Warszawski)**

**Mateusz Marszałek (Uniwersytet
Jagielloński)**

**Szymon Matysiak (Polska Akademia
Nauk)**

**Michał Niewiadomski (Instytut
Stosunków Międzynarodowych)**

Editor in chief - Adam Barczuk

1000 kopii.

**Wydrukowano w «Aleje Jerozolimskie
85/21, 02-001 Warszawa, Polska»**

**Wschodnioeuropejskie Czasopismo
Naukowe**

**Aleje Jerozolimskie 85/21, 02-001
Warszawa, Polska**

E-mail: info@eesa-journal.com ,

<http://eesa-journal.com/>

1000 copies.

**Printed in the "Jerozolimskie 85/21, 02-
001 Warsaw, Poland»**

East European Scientific Journal

**Jerozolimskie 85/21, 02-001 Warsaw,
Poland**

E-mail: info@eesa-journal.com ,

<http://eesa-journal.com/>

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Баймаханов К., Мухаммадиев А., Эгамбердиев Р., Каспаков Е. АГРОЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИЯ СТИМУЛЯЦИИ ХЛОПЧАТНИКА И ДРУГИХ СЕЛЬХОЗКУЛЬТУР	4
Берлінець Ю. М. ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАСІННЕВОЇ МАСИ ПІД СИЛОВОЮ ДІЄЮ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПОЛЯ КОРОННОГО РОЗРЯДУ	8
Выговский А.В., Краснянская Т.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАЦИОНАРНЫХ И ПЕРЕХОДНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ОБМОТКАХ СТАТОРА МОЩНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ТИПА ТВВ В ТРЁХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ	12
Гайдукевич С.В., Семенова Н.П. ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЗА РАХУНОК КОМПЕНСАЦІЇ РЕАКТИВНОЇ ПОТУЖНОСТІ	24
Gubashova V.E. EXPERIENCE OF PERFORMANCE OF THE HORIZONTAL ANTI-FILTRATION SCREEN WITH THE APPLICATION OF DOUBLE FLUID JET GROUTING	28
Завертанний Б.С., Манойленко О.П., Акимов О.О., Горобець В.А. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ УКОЧУЮЧОГО РОЛИКА МЕХАНІЗМУ НАМОТУВАННЯ БОБІНАЖНО- ПЕРЕМОТУВАЛЬНИХ МАШИН	34
Шибасєв О.Г., Коскіна Ю.О. ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОЕКТУ РОБОТИ МОРСЬКОГО ТОРГОВЕЛЬНОГО ФЛОТУ	44
Арзуманян А.М., Манукян О.С. ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗВРЕДНАЯ СУХАЯ ТОНКОЛЕЗВИЙНАЯ ОБРАБОТКА СПЛАВОВ ИЗ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ	48
Масікевич Ю.Г., Тюленєва В.О. ЕКОЛОГІЧНА ЗУМОВЛЕНІСТЬ ПОПУЛЯЦІЙНОГО ЗДОРОВ'Я ЖИТЕЛІВ ГІРСЬКИХ РЕГІОНІВ ЧЕРНІВЕЦЬКОЇ ОБЛАСТІ	53
Воробйов М.С., Прокопенко Д.П. СПЕЦИФІКА ЗВЕДЕННЯ МАС ДО ЛАНКИ, ЩО РУХАЄТЬСЯ ПЛОСКО-ПАРАЛЕЛЬНО	58
Рабош И. А., Кофанова Е. В. ТЕХНОГЕННАЯ НАГРУЗКА НА УЧАСТОК ГОРОДСКОГО РАЙОНА СО СТОРОНЫ ОБЪЕКТОВ АВТОТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСА (НА ПРИМЕРЕ ГОРОДА КИЕВА)	67
Kuchynskyi K.A., Kramarskyi V.A., Hvalin D.I., Mystetskyi V.A. THERMOMECHANICAL PARAMETERS OF STATOR WINDING INSULATION OF A TURBOGENERATOR WITH CONTROLLABLE COOLING	74

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК: 633.511.631:523

Баймаханов¹ К.

кандидат технических наук, доцент

195 ЮКТУ им.М.Ауезова

Мухаммадиев² А.

доктор технических наук, профессор

Эгамбердиев² Р.

кандидат сельскохозяйственных наук,

старший научный сотрудник

Каспаков³ Е.

кандидат технических наук, доцент

КАТУ им. С.Сейфуллина

АГРОЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИЯ СТИМУЛЯЦИИ ХЛОПЧАТНИКА И ДРУГИХ СЕЛЬХОЗКУЛЬТУР

Аннотация. В статье приведены сведения о агроэлектротехнологии стимуляции хлопчатника и других сельхозкультур с использованием ультрафиолетового излучения.

Сущность новой агроэлектротехнологии заключается в совокупном и стадийном электровоздействии на систему «семя, почва и растение» с использованием ультрафиолетового излучения и электроактивированных вод. При этом стимуляция и обеззараживание семян осуществляется за одним прием без применения ядохимикатов, протравителей и химических стимуляторов.

Совокупное электровоздействие на почву и вегетирующие органы сельхозкультур в вегетационный период осуществляется в сочетании с подкормкой растений удобрениями либо нарезкой борозд перед поливом.

Ключевые слова: Агроэлектротехнология, стимуляция, защита растений от болезней и вредителей, электростимулятор, электровоздействие, ультрафиолетовое облучение, электроактивация воды, сельскохозяйственные культуры.

Введение

Сущность агроэлектротехнологии стимуляции хлопчатника и результаты исследований.

Проведенные в Узбекистане многолетние научные исследования привели к разработке и обоснованию агроэлектротехнологии для различных сельхоз культур (хлопчатник, зерновые, овощебахчевые и др.) и конструктивных параметров электротехнических средств (стационарных и мобильных установок) для электростимуляции семян, почвы и растений. [1].

Значительную роль с точки зрения повышения урожайности, уборки выращенного урожая без потерь и в короткие сроки с использованием уборочной техники принадлежит правильной и своевременной организации и проведению предпосевной обработки семян, чеканки, дефолиации и десикации, а также мероприятий по борьбе с сорняками, болезнями и вредителями хлопчатника.

Многократное использование ядохимикатов, химических стимуляторов и протравливателей для предпосевной обработки почвы, семян и борьбы с болезнями и вредителями сельскохозяйственных культур, а также дефолиантов и десикантов в вегетационный период наряду с загрязнением окружающей среды, ещё и губительно воздействует на аппарат наследственности и хромосомы живых существ и человека. У растений, особенно хлопчатника, повышается ухудшение

промышленных сортов из-за появления растений с сильно измененными свойствами. Поэтому в настоящее время жизненной необходимостью становится (не только в Узбекистане, но и во всём мире) создание экологически чистых, безопасных в использовании, высокоэкономичных, нетрадиционных, инновационных, технологических операций и разработок.

Сущность новой агроэлектротехнологии заключается в совокупном и стадийном электровоздействии на систему «семя, почва и растение» с использованием ультрафиолетового излучения и электроактивированных вод.

Методика исследований

В соответствии с разработанной технологией предпосевная электрообработка семян осуществляется за один прием с их увлажнением (если это по технологии необходимо). Одной из основных особенностей применяемой агроэлектротехнологии является то, что стимуляция и обеззараживание семян осуществляются за один прием без применения ядохимикатов, протравливателей и химических стимуляторов. Совокупное и стадийное электровоздействие на почву и вегетирующие органы сельхоз культур в вегетационный период осуществляется совместно с подкормкой растений удобрениями, либо нарезкой борозд перед поливом. [1,2].

Новая агроэлектротехнология показала свою эффективность в производстве хлопка-сырца, пшеницы, риса, соя, кукурузы, картофеля, томата, огурцов и другой сельхоз продукции в поливных и богарных землях, в открытом и защищенном грунте. Её эффективность и успешность доказаны в борьбе с болезнями и вредителями сельхоз культур, при выращивании сельхоз культур в экстремальных условиях (водный дефицит, засоление почв и т.д.).

Результаты исследований

Как показывают результаты многолетних научных исследований (см таблицы 1,2,3,4,5,6,7): Электростимуляция семян и растений усиливает нуклеиновый и белковый обмен в семенах в результате: происходит усиленный синтез ДНК и РНК (в 2-3 раза), что приводит к изменению

функциональной активности ядерных структур, изменяются структурно-функциональные свойства генетического и белоксинтезирующего аппарата. При этом усиливается физиологический рост и развитие надземной и корневой части растений (на 25-30%), одновременно повышается продуктивность процесса фотосинтеза (на 40-45%) и в ядре клеток увеличивается количество функциональных генов. Последнее повышает солеустойчивость (при прорастании семян), болезнестойкость (в 2-5 раз) и устойчивость растений к водному дефициту (на 25-30%) и другим экстремальным явлениям, способствует стабилизации формирования плодоземелентов и цветков по времени, что обеспечивает равномерное (до 92-95%) созревание урожая по всей высоте куста (например хлопчатника). [3].

Таблица 1

Влияние электростимуляции вегетирующих органов хлопчатника (I-18 мая; II-28 июня; III-20 июля) линия хлопчатника –“Водий-28ф” на фазу созревания, в % (процентах). Ферганская область

Варианты	Повторность опытов	Количество учетных растений хлопчатника	14.02	17.08	20.08
Опыт	I	100	21	52	84
	II	100	24	57	84
Контроль	I	100	11	32	51
	II	100	12	39	54

Таблица 2

Динамика раскрытия коробочек, в %

Варианты	Общее количество коробочек на 25 растения хлопчатника	14.08		24.02		17.08	
		Количество раскрытых коробочек	%	Количество раскрытых коробочек	%	Количество раскрытых коробочек	%
Опыт	320	39	2,1	205	4,1	260	1,2
	332	51	5,3	220	6,2	288	6,7
Контроль	281	22	1,8	136	8,4	204	2,6
	274	17	3,2	110	0,2	185	7,5

Таблица 3

Урожайность, ц/га

А. При водном дефиците

Варианты	1-сбор	2-сбор	3-сбор	Общая урожайность	Прибавка урожая по сравнению с контролем
Опыт	25,6	9,9	2,7	38,2±1,64	4,8
Контроль	21,4			33,4±1,85	--
					+27%
Б. При засолении :					
Опыт	16,6	3,7	2,4	22,7±1,36	7,3
Контроль	11,7	2,2	1,5	15,4±1,21	--
					+32%

Источник: К.б.н. А.Сабилов научно-технический отчет Центра науки и технологии Ферганской области за 2008 год по теме: «Полевые испытания электростимуляции хлопчатника засоленных землях и при водном дефиците».

Таблица 4

Среднее значение признака «Продуктивность хлопка-сырца одного растения на 20.09.2015 г.»

Ташкентская область.

№	Сорт, вариант опыта	Повторность (%)				Средняя величина признака (г)
		I	II	III	IV	
1	С-6524 контроль	74,2	67,2	70,2	93,5	76,27
2	С-6524 протравленные	91,8	110,2	106,2	100,8	102,25
3	С-6524 УФО-15 минут обработка семян	134,2	144,9	126,0	148,8	137,45

P=3,69%, E=1,79 г.

Таблица 5

Среднее значение признака «Продуктивность хлопка-сырца одного растения на 20.09.2015 г.»

Сырдарьинская область.

№	Сорт, вариант опыта	Повторность (%)				Средняя величина признака (г)
		I	II	III	IV	
1	С-6524 контроль	57,2	66,3	75,6	54,0	63,28
2	С-6524 протравленные	63,6	82,5	89,6	91,8	81,88
3	С-6524 УФО-15 минут обработка семян	106,2	112,0	109,7	103,5	107,9

P=3,71%, E=2,14 г.

Таблица 6

Среднее значение признака «Продуктивность хлопка-сырца 1-го сбора на 20.09.2015 г.»

Ташкентская область.

№	Сорт, вариант опыта	Густота стояния растений тыс.га	Повторность (%)				Средняя величина признака (г)
			I	II	III	IV	
1	С-6524 контроль	54,1	40,1	36,3	38,0	50,6	41,2
2	С-6524 протравленные	53,9	49,5	59,4	57,2	54,3	55,1
3	С-6524 УФО-15 минут обработка семян	55,6	63,5	63,9	64,5	66,1	64,5

P=2,17%, E=0,37ц/га.

Таблица 7

Среднее значение признака «Продуктивность хлопка-сырца 1-го сбора на 20.09.2015 г.»

Сырдарьинская область.

№	Сорт, вариант опыта	Густота стояния растений тыс.га	Повторность (%)				Средняя величина признака (г)
			I	II	III	IV	
1	С-6524 контроль	56,4	32,3	37,4	42,6	30,4	35,68
2	С-6524 протравленные	54,7	34,8	45,1	49,0	50,2	44,78
3	С-6524 УФО-15 минут обработка семян	57,1	60,6	63,9	62,6	59,1	61,55

P=2,63%, E=0,48 ц/га.

Источник: А.Мухаммадиев, В.А.Автономов, А.О.Арипов, К.С.Сафаров, М.Ф.Санамьян, Р.К.Шадманов, Р.Р.Эгамбердиев, Б.У.Айтжанов. Влияние электрообработки на рост, развитие и продуктивность хлопчатника. Ташкент-2016, 287 с.

Электровоздействие на посевные семена не оказывает отрицательного влияния на посевные качества семян не только в год посева, но и в последующем году. В семенах, полученных у растений, выращенных с использованием электростимуляции, мутагенный эффект не наблюдается. Электростимулирующий эффект усиления и улучшения морфохозяйственных показателей признаков сохраняется в течение 1-2 лет. Электровоздействие не нарушает формирование пыльца, не снижает ее жизнеспособность, способствует нормальному росту пыльца по рыльцу и столбику, а также процессу оплодотворения. [1,3].

Применение новой агроэлектротехнологии при возделывании хлопчатника обеспечит раннее на 10-12 дней созревание коробочек и повышение урожайности в 1,2... 1,3 раза, что увеличит долю получаемого высокосортного хлопкового волокна. В результате раннего сбора урожая хлопка поле освобождается для сева озимой пшеницы в оптимальные агросроки. Возделывание озимой пшеницы с применением электротехнологии позволит повысить урожайность пшеницы на 30-35% по сравнению с существующей технологией возделывания. [3].

Агроэлектротехнология внедрена на полях экспериментальной базы Каракалпакского научно-

исследовательского института земледелия (ККНИИЗ), учебное хозяйство Нукусского филиала ТашГАУ, фермерских хозяйств «Бахтли» и «Айбек», в учебном хозяйстве и на опытной станции ТашГАУ, в модельном хозяйстве АО «БМКБ-Агромаш», экспериментальных хозяйствах УзМЭИ, Института генетики и экспериментальной биологии растений АН РУз, Института селекции, семеноводства и агротехнологии выращивания хлопчатника, Академии Маъмуна, фермерских хозяйствах «Покиза-М», «ТуйчикизиУгилжон», «ТомирМузаффар», «ЗохидЗиё», «КузбойотаДавлатов» Ташкентского вилоята, «Давр плюс барака», «КамронХамроз», «Абдумаликсараури» Ферганского вилоята, «КулматКассоб» Наманганского вилоята, «Элбек» Сырдарьинского вилоята, «Агрохорвест» Кашкадарьинского вилоята, ширкатном хозяйстве «Узбекистан» Хорезмского вилоята, фермерского хозяйство «СПК АРСЕНАЛ САД» (Казахстан) [3].

Электротехнология возделывания сельхозкультур прошла производственную проверку и за пределами нашей Республики - в хлопкосеющих странах СНГ, КНР, Арабской Республике Египет. Особенности новой электротехнологии такие, как высокая агротехническая эффективность, сочетаемость с существующими агротехническими приемами, универсальность, то есть приемлемость для использования в производстве сельскохозяйственной продукции, как в открытом, так и в защищенном грунте.

В рамках Государственных научно-технических программ Республики Узбекистан в ТашГАУ и отраслевой научно-исследовательской лаборатории АО «БМКБ-Агромаш» велись научные исследования по обоснованию эффективности агроэлектротехнологии в

выращивание огурцов и томата. Разработаны рекомендации по использованию агроэлектротехнологии в выращивании огурцов и томата. [4].

Совместно с Институтом селекции, семеноводства и агротехнологии выращивания хлопчатника проводятся научные исследования по разработке высокоэффективного и селекционного метода с использованием агроэлектротехнологии. Сочетая элементы электровоздействия на посевные семена и вегетирующие растения с гибридологическим анализом удалось получить следующие результаты:

- определены оптимальные сроки электровоздействия на вегетирующие растения;
- установлено увеличение процента завязываемости до 27% скрещенных коробочек у обоих видов хлопчатника;
- выявлено повышение на 30-40% коэффициента размножения семенного материала перспективных гибридов, линий и новых сортов хлопчатника;
- сочетая гибридологический метод оценки исходных форм гибридов P_1 - P_3 и применяя элементы метода электровоздействия на посевные семена и вегетирующие растения, путем выделения перспективных гибридов в P_1 , а в P_2 растений и в P_3 семей с комплексом стабильных признаков, что значительно (на 5-6 лет) сократило время создания нового сорта хлопчатника. Создан и получен патент на новый сорт хлопчатника С-6201. [1].

По заказу фермерских хозяйств Республики АО «БМКБ-Агромаш» на договорной основе изготовил в последние годы более 30 опытнопромышленных образцов электростимуляторов растений.(см. фото)



ЭЛЕКТРОСТИМУЛЯТОР ХЛОПЧАТНИКА И ДРУГИХ СЕЛЬХОЗКУЛЬТУР

Ареал использования агроэлектротехнологии не ограничивается только поливными и богарными землями фермерских хозяйств Узбекистана.

Общеизвестно, что засуха, засоление и другие экстремальные явления становятся тормозящими факторами развития сельского хозяйства центрально-азиатских республик и планеты.

Пустыни также являются невостребованным резервом для хозяйственной деятельности человека

и в XXI веке проблема освоения, управления и использования природными ресурсами аридных земель привело бы к укреплению социально-экономической и хозяйственной структуры человечества многих регионов планеты, снизило бы напряженность населения, проживающего в пустынных и полупустынных зонах.

Указанные положения дел и факторы тормозят и ограничивают человеческую деятельность, создают социальную и экономическую напряженность в развитие общества вследствие нехватки работающих интенсифицирующих сельскохозяйственное производство технологий.

Агроэлектротехнология могла бы стать одной из инновационных технологий интенсифицирующих сельскохозяйственное производство центрально-азиатских республик.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных в Узбекистане многолетних фундаментальных и прикладных научных исследований созданы экологически чистые, безопасные в использовании, высокоэкономичные нетрадиционные, инновационные агротехнологии и технические средства для их реализации заключающейся в совокупном и стадийном воздействии на сложный биологический объект состоящий из «семя, почва и растение» с использованием электротехнологических приемов.

Новая агроэлектротехнология показала свою эффективность в производствы хлопка-сырца, пшеницы, риса, соя, кукурузы, пустынных кормовых культур, картофеля, томата, огурцов и другой сельхоз продукции в поливных, богарных

землях, в открытом и защищенном грунте. Её эффективность доказаны в борьбе с болезнями и вредителями сельхоз культур, при выращивании сельхоз культур в экстремальных условиях (водный дефицит, засоление почв и т.д.)

Ареал использования агроэлектротехнологии не ограничивается только поливными и богарными землями её можно использовать в аридных земля для сохранения и размножения исчезающих пустынных кормовых культур в Узбекистане и центрально-азиатских Республиках.

Использованная литература

1.Р.Хусанов, М.Касымов, Б.Мамбетназаров, И.Турапов, А.Мухаммадиев, М.Саидова. Проблемы стабилизации развития сельского хозяйства в засушливых зонах и низовьях Амударьи в условиях маловодия. Ташкент-2014.114с.

2.А.Мухаммадиев, В.А.Автономов, А.О.Арипов, К.С.Сафаров, М.Ф.Санамьян, Р.К.Шахманов, Р.Р.Эгамбердиев, Б.У.Айтжанов. Влияние электрообработки на рост, развитие и продуктивность хлопчатника. Ташкент, "ILMIY TEXNIKA AXBOROTI – PRESS NASHRIYOTI", 2016, 287 с.

3.А.Мухаммадиев, И.Турапов, А.Арипов, Р.Бекпулатов, С.Мухаммадиева, Б.Каримов. Электростимулятор хлопчатника. Ташкент-2005. 8 с.

4.А.Мухаммадиев, В.Зуев, С.Дустмуратова, С.Юнусов, А.Арипов. Рекомендации по стимуляции роста и развития томата и огурца. Ташкент-2009. 27 с.

Berlinets Yu. M.

Researcher

State Enterprise "Central Laboratory of Water and Soil Quality" IVPiM NAAS of Ukraine

RESEARCH PHYSICO-MECHANICAL PROPERTIES OF THE SEED MASS UNDER THE POWER ACTION OF THE ELECTRIC FIELD OF THE CORONA DISCHARGE

Берлінець Ю. М.

науковий співробітник

Державне підприємство «Центральна лабораторія якості води та ґрунтів» ІВПіМ НААН України

ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАСІННЕВОЇ МАСИ ПІД СИЛОВОЮ ДІЄЮ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПОЛЯ КОРОННОГО РОЗРЯДУ

Abstract. A method for investigating the angle of natural inclination of seed masses in the corona discharge field is developed, taking into account the parameters of the electrode system in the working zone and the thickness of the seed layer.

It has been established that in the corona discharge field of an needle electrode system with a power supply of 25 kV when changing the height of the needle position from 0.065 m to 0.085 m and the thickness of the seed layer from 0.01 m to 0.03 m, the angle of slope of the seed of wheat is within 60 ... 80 degrees, and the angle of slope of soybean seeds within 40... 59 degrees.

Анотація. Розроблений метод для дослідження кута природного укосу насіннєвих мас в полі коронного розряду з урахуванням параметрів електродної системи в робочій зоні і товщини шару насіння.

Встановлено, що в полі коронного розряду вістрьової електродної системи з джерелом живлення 25 кВ при зміні висоти розташування вістря від 0,065 м до 0,085 м, а товщини шару насіння від 0,01 м до

0,03 м, кут укошу насіння пшениці знаходиться в межах 60...80 градусів, а кут укошу насіння сої в межах 40...59 градусів.

Keywords: *flowability, angle of natural slope, electric field, corona discharge, transporting of seed of agricultural cultures.*

Ключові слова: *сипкість, кут природного укошу, електричне поле, коронний розряд, транспортування насіння сільськогосподарських культур.*

Постановка проблеми. Одним із ключових завдань передпосівної підготовки насіння сільськогосподарських культур є підготовка якісного насіннєвого матеріалу. Важливим фактором, який суттєво впливає на показники якості насіннєвого матеріалу є рівень його травмування. Відомо, що при висіванні насіння, в якому механічно пошкоджено 10 % маси, врожайність знижується більш як на 1 ц/га [1].

В системі післязбиральної та передпосівної підготовки важливе місце займають транспортуючі засоби. Разом з тим, на їх долю припадає до 80 % всього травмованого зерна в процесі підготовки [2]. Основною причиною травмування зерна під час переміщення є механічна взаємодія окремих зернівок з кромками робочих органів транспортуючих засобів.

Встановлена можливість використання сил електричної природи, які діють на зернівки в полі коронного розряду, для транспортування насіння сільськогосподарських культур стрічковим конвеєром [3]. При цьому робочим органом виступає електричне поле, завдяки чому відсутня силова взаємодія зернівок з кромками робочих органів машин, які спричиняють їх травмування. Проте, для створення та ефективного використання транспортуючого засобу з використанням сил електричного поля коронного розряду необхідно дослідити вплив дії сил електричного поля коронного розряду на фізико механічні – властивості насіннєвого матеріалу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Велике значення для вибору технологічного процесу та конструкції машин мають фізико – механічні властивості зерна. В більшості випадків на якість післязбиральної та передпосівної обробки вони відіграють велике значення [4]. Важливою фізико – механічною властивістю насіннєвої маси, яка безпосередньо впливає на рівень її механічного пошкодження є сипкість. Сипкість характеризують кутом природного укошу, який залежить від розмірів та форми зернівок, стану їх поверхні, характеру домішок та вологості зерна [5].

Зернова і насіннєва маса, як сипучі середовища, відноситься до зв'язних, тобто погано сипких. Кут внутрішнього тертя на поверхні сипкого середовища – це кут природного укошу. Для зв'язних сипких матеріалів кут природного укошу більший від кута внутрішнього тертя і для його визначення відомі ряд способів [5, 6, 7, 8].

Як показали проведені дослідження [9], при утриманні насіння на стрічці конвеєра електричним полем коронного розряду, відбуваються зміни фізико – механічних властивостей насіннєвої маси,

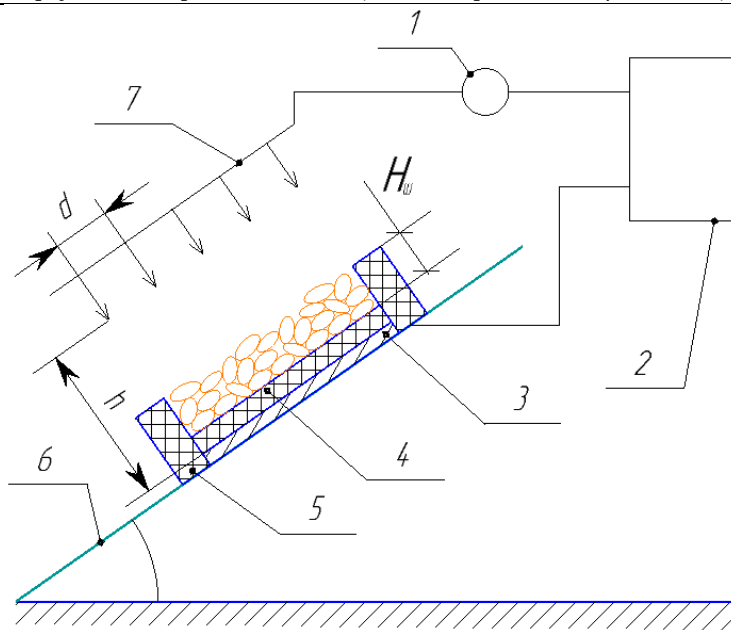
яка знаходиться в електричному полі. Причиною цих змін є поляризація окремих зернівок насіннєвої маси і поява електричних сил взаємодії між ними. При цьому змінюються і показники сипкості насіннєвої маси, в тому числі і кут природного укошу. Наявність взаємозв'язку цих показників насіння різних сільськогосподарських культур з параметрами і режимами роботи електродної системи необхідне при обґрунтуванні конструктивного виконання крутосхилих стрічкових конвеєрів з утриманням насіння на стрічці силовою дією поля коронного розряду. Тому, виникає необхідність розроблення методу для визначення кута природного укошу насіннєвих мас в полі коронного розряду.

Мета досліджень – встановлення впливу силової дії електричного поля коронного розряду на кути укошу насіннєвих мас пшениці та сої.

Матеріали і методи дослідження. При розробленні методу визначення кута природного укошу враховувались як положення методики їх отримання і розрахунку без силової дії електричного поля [5, 7], так і величина напруги джерела живлення електродної системи та товщина шару насіння, яке піддавалось силовій дії електричного поля. З урахування геометричних розмірів зернівок насіння різних культур вибиралась така товщина шару насіння або кілька його значень, які очікуються в робочій зоні крутосхилого стрічкового конвеєра з утриманням насіння на стрічці силовою дією поля коронного розряду.

Метод визначення кута укошу насіннєвої маси в електричному полі базується на використанні похилої площини. На рис. 1 показана схема розробленої установки на базі похилої площини, яка реалізує метод визначення кута укошу зернових і насіннєвих мас, як сипких середовищ, в полі коронного розряду.

Згідно розробленого методу, визначення кутів укошу насіннєвих мас сільськогосподарських культур в полі коронного розряду (рис. 1), проводиться в такій послідовності. Похила площина встановлюється в горизонтальне положення. В рамку 5 засипається насіння до рівня висоти рамки і подається напруга від джерела живлення на електродну систему. Після цього, збільшуючи кут похилої площини до горизонтальної поверхні, шляхом візуального спостереження, фіксується кут похилої площини, коли починається рух зернівок насіння в рамці. Цей кут є кутом укошу насіннєвої маси в полі коронного розряду.



1 – мікроамперметр; 2 – джерело високої напруги; 3 – осаджуючий електрод; 4 – фрагмент стрічки конвеєра; 5 – рамка; 6 – похила площина; 7 – коронуючий електрод; d – відстань між голками коронуючих електродів; h – відстань між поверхнею насіння і електродом; $H_{ш}$ – товщина шару насіння
Рис. 1 – Схема установки для визначення кутів укусу насіння сільськогосподарських культур з урахуванням силової дії електричного поля коронного розряду.

З використанням лабораторної установки (рис. 1) проведені двохфакторні експерименти по визначенню кута природного укусу в полі коронного розряду насінневих мас пшениці і сої. Змінними факторами були товщина шару насіння і висота розташування вістря коронуючих електродів. Напруга джерела живлення коронуючих електродів 25 кВ. Повторність дослідів чотирикратна, результати експериментів обробляються методами математичної статистики з використанням критерію Стюдента для рівня

значущості 0,05, в спеціалізованому програмному середовищі RegMod та Microsoft Office Excel.

Результати досліджень та їх обговорення.

По результатам проведених експериментальних досліджень отримані залежності кутів укусу насіння пшениці $\alpha_{пу}$, градусів, і сої $\alpha_{сy}$, градусів, від товщини шару насіння $H_{ш}$, мм, та висоти розташування вістря коронуючих електродів h , мм в такому вигляді:

$$\alpha_{пу} = 122,36 - 3,35 \cdot H_{ш} - 0,00645 \cdot h^2 + 0,025 \cdot H_{ш} \cdot h^2 + 0,023 \cdot H_{ш}^2, \quad (1)$$

$$\alpha_{сy} = 64,852 - 0,0041 \cdot h^2 + 0,0059 \cdot H_{ш} \cdot h. \quad (2)$$

Без дії поля коронного розряду кути природного укусу, визначені з використанням лабораторної установки (рис. 1), становили: для насіння пшениці – 40° , для насіння сої – 35° . Графічні залежності кутів укусу в полі коронного розряду насіння пшениці і сої показані на рис. 2.

Аналіз аналітичних залежностей (1),(2) і рис. 2 показав, що в полі коронного розряду вістрячої електродної системи з джерелом живлення 25 кВ при зміні висоти розташування вістря від 0,065 м до 0,085 м, товщини шару насіння від 0,01 м до 0,03 м, кут укусу насіння пшениці знаходиться в межах $60 \dots 80$ градусів, а кут укусу насіння сої в межах $40 \dots 59$ градусів.

Аналіз результатів проведених експериментальних досліджень показує, що в полі коронного розряду відбуваються зміни фізико-механічних властивостей насінневих мас сільськогосподарських культур. Кут укусу суттєво

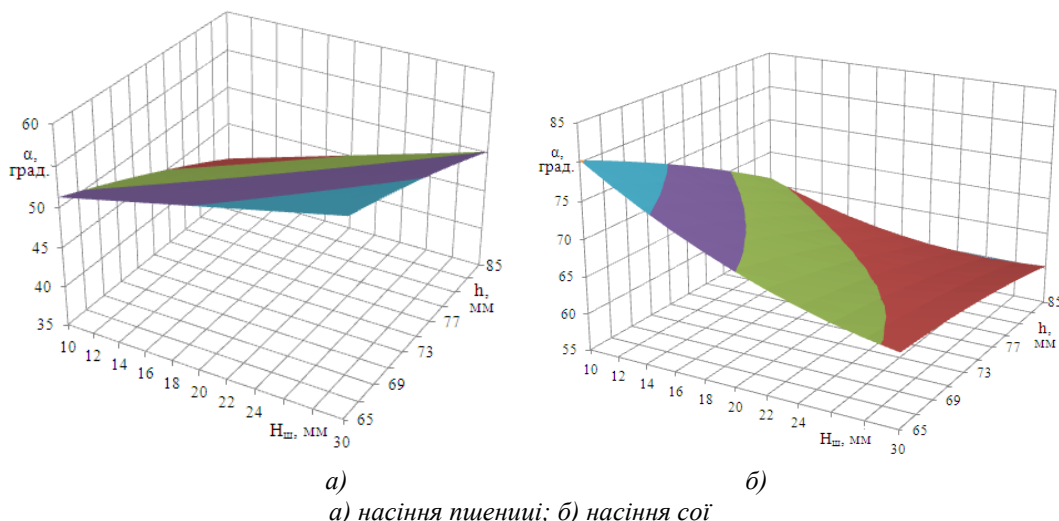


Рис. 2 – Залежність кута укусу насіння сільськогосподарських культур в полі коронного розряду від товщини шару насіння ($H_{\text{ш}}$) та висоти розташування вістря коронуючих електродів (h) при напрузі джерела живлення коронуючих електродів 25 Кв

збільшується. Тому, спричинена дією поля коронного розряду зміна фізико-механічних властивостей насіннєвих мас сільськогосподарських культур, дозволяє використовувати для їх переміщення крутосхилі стрічкові конвеєри з новим принципом утримання на стрічці без травмування зернівок. Використання таких засобів для завантаження і вивантаження робочих машин післязбиральної і передпосівної підготовки насіння дозволить значно скоротити його травмування

Висновки і перспективи. В полі коронного розряду змінюються фізико – механічні властивості насіннєвих мас сільськогосподарських культур, а саме збільшується кут природного укусу.

Розроблений метод для дослідження кута природного укусу насіннєвих мас в полі коронного розряду з урахуванням параметрів електродної системи в робочій зоні і товщини шару насіння.

Встановлено, що в полі коронного розряду вістрявої електродної системи з джерелом живлення 25 кВ при зміні висоти розташування вістря від 0,065 м до 0,085 м, а товщини шару насіння від 0,01 м до 0,03 м, кут укусу насіння пшениці знаходиться в межах 60...80 градусів, а кут укусу насіння сої в межах 40...59 градусів.

Спричинена дією поля коронного розряду зміна фізико-механічних властивостей насіннєвих мас сільськогосподарських культур дозволяє використовувати для їх переміщення крутосхилі стрічкові конвеєри з новим принципом утримання на стрічці за рахунок силової дії електричного поля, що усуває причини травмування зернівок.

Список літератури:

1. Зінченко О.І. Рослинництво: Підручник / О. І. Зінченко, В. Н. Салатенко, М. А. Білоножко; За

ред. О. І. Зінченка. — К.: Аграрна освіта, 2001. — 591 с.: іл.

2. Тарасенко А.П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке. — Воронеж: ФГОУ ВПО ВГАУ, 2003 – 331 с.

3. Герасимчук Ю.В. Перспективи використання електричного поля для зниження травмування насіння в процесах передпосівної підготовки / Ю.В. Герасимчук, В.Г. Сахневич // Механізація та електрифікація сільського господарства. Глевах, 2012. – Вип. 96. – С. 444 – 453.

4. Пугачев А.Н. Повреждения зерна машинами. М.: «Колос», 1976. – 320 с. с ил.

5. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / О. М. Царенко, Д. Г. Войтюк, В. М. Швайко [та ін.]; за ред. С. С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448 с.

6. Дринча В. М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки / В. М. Дринча. – Воронеж: Издательство НПО «МОДЭК», 2006. – 384 с.

7. Весовое дозирование зернистых материалов / С.В. Першина, А.В. Каталимов, В.Г. Однолько, В.Ф. Першин. – М.: Машиностроение, 2009. – 260 с.

8. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов / Р. Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1964. – 251 с.

9. Розробити наукові основи електрофізичних способів підготовки насіння сільськогосподарських культур: звіт (заключний): 33.01.00.07.Ф / НААН ; ННЦ «ІМЕСТГ» ; кер. Ю. Герасимчук. – Глевах, 2015. – 116с. – Вик. : І. Колесник, Ю. Берлінець, В. Сахневич, О. Соколенко, С. Кустов. - № ДР0111U004081.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАЦИОНАРНЫХ И ПЕРЕХОДНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ОБМОТКАХ СТАТОРА МОЩНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ ТИПА ТВВ В ТРЁХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Аннотация. Разработаны методика, математические модели, алгоритмы и программа для выполнения на компьютере расчёта трёхмерных температурных полей в обмотках статора мощного турбогенератора типа ТВВ-1000-2У3 с непосредственным водяным охлаждением обмоток статора в установившихся и переходных режимах эксплуатации. Для сравнения с экспериментальными данными выполнены расчеты нестационарного и стационарного нагрева стержней обмотки статора турбогенератора. Проведены вычислительные эксперименты по определению трёхмерных температурных полей обмотки статора в установившихся режимах эксплуатации при наличии частичной и полной закупорки полых проводников стержней обмотки статора. Проведен анализ влияния частичной и полной закупорки полого проводника обмотки статора на максимальные температуры в обмотке статора и показания штатного термометра сопротивления, установленного в пазу статора. Проведены расчёты трёхмерных температурных полей обмотки статора в процессе пуска при изменении нагрузки турбогенератора от нуля до номинальной при наличии дефектов в стержнях этой обмотки. Произведена обработка расчетных температурно - временных зависимостей нагрева медного полого проводника и термометра сопротивления (расположенного под клином) в пазу верхнего стержня обмотки статора в зависимости от наличия дефектов при пуске турбогенератора. Определены диагностические признаки, с помощью которых, возможно надёжно и эффективно диагностировать появление и развитие дефекта в стержнях обмотки статора.

Abstract. Developed a technique, mathematical models, algorithms and program for implementation on the personal computer of calculating the three-dimensional temperature field of stator winding of powerful turbogenerator with direct water cooling of the stator windings types TVV-1000-2U3 in steady state and transient modes of exploitation. For comparing to experimental information, the non-stationary and stationary calculations of heating of bars of stator windings of turbogenerator type TVV-1000-2U3 are executed. Comparison is made of experimental and calculated data, which showed, that the experimental and calculation data practically coincide (differ by less than 5%), that confirms the accuracy of developed techniques, algorithms and mathematical apparatus.

Computational experiments were carried out to determine the three-dimensional temperature fields of the stator winding of the TVV-1000-2U3 turbogenerator in steady-state operation with partial and complete encapsulation of the hollow conductors of the bar stator windings. The analysis of the influence of partial and complete encapsulation of the hollow conductor of the stator winding on the maximum temperature in the stator winding and the indications of the regular resistance thermometer established in the stator groove was carried out.

The calculations of the three-dimensional temperature fields of the stator winding in the process of starting at the change of loading of turbogenerator from a zero to nominal at presence of defects in the bars of this winding are carried out. Treatment calculated temperature-temporal dependences of heating a hollow copper conductor and a resistance thermometer (located under the wedge) in the groove of the upper stator winding bar depending on the presence of defects during the turbogenerator start-up was produced. Diagnostic features, with the help of which, it is possible to reliably and effectively diagnose the appearance and development of a defect in stator winding bars were identified.

Ключевые слова: турбогенератор, обмотка статора, математическая модель, закупорка полого проводника, температурное поле, диагностические признаки.

Keywords: turbogenerator, stator winding, mathematical model, encapsulation of the hollow conductors, temperature fields.

Турбогенераторы – самый сложный элемент электрической части тепловых и атомных электростанций, в которых сочетаются проблемы мощности, габаритов, электромагнитных характеристик, тепловых процессов нагрева и охлаждения, статической и динамической прочности элементов конструкции и тому подобное. Надёжность их работы определяет надёжность функционирования энергоблока в целом.

Турбогенераторы типа ТВВ-1000-2У3 обладают недостаточной надёжностью [1, 2, 3], несмотря на проведенные заводом «Электросила» модернизации [4 - 6]. Это является существенным

фактором, влияющим на надёжность, безопасность и эффективность эксплуатации энергоблоков электростанций, в составе которых установлены такие турбогенераторы. Простой турбогенератора АЭС мощностью 1000 МВт - это экономические потери в 480 000 USD в сутки только от недовыработки электроэнергии [7].

В турбогенераторах серии ТВВ, в целях повышения единичной мощности, применено непосредственное водяное охлаждение обмотки статора и непосредственное водородное охлаждение обмотки ротора и активной стали статора.

Мощные турбогенераторы с водяным охлаждением обмоток имеют повышенную опасность засорения каналов охлаждения. Анализ информации о возникновении и развитии термических дефектов обмоток статоров турбогенераторов показывает, что практически все они связаны с нарушениями охлаждения [8, 9]. Наиболее опасны нарушения, которые заключаются в частичной или полной закупорке водяных каналов одной или нескольких гидравлических ветвей системы водяного охлаждения статора. Чаще всего встречаются следующие причины этого явления: рост отложений в водяных каналах; утечки водорода в дистиллят. При закупорке полых проводников их температура может значительно превышать допустимую для изоляции, что уменьшает срок службы обмотки и может привести к пробое изоляции [10]. Например, при закупорке двух полых проводников стержня обмотки статора их температура может повышаться до значений, в 3 - 3,5 раза превышающих допустимую. При этом более чем в 100 раз повышается вероятность пробоя изоляции стержня [11]. Механизм закупорки гидравлических ветвей продуктами коррозии меди таков: внутренняя поверхность полых проводников покрыта слоем оксидных отложений, химический или фазовый состав которых определяется окислительно-восстановительными свойствами дистиллята. При низкой концентрации кислорода в дистилляте (менее 0,05 мг/дм³) защитная поверхностная пленка состоит из закиси меди, а при высокой концентрации кислорода в дистилляте (более 0,5 мг/дм³) защитная поверхностная пленка, в основном, состоит из окиси меди; при промежуточных концентрациях кислорода оксидная пленка имеет смешанный фазовый состав. В случае резких и значительных изменений концентрации кислорода в дистилляте в указанном диапазоне происходит фазовая перестройка оксидной пленки, что сопровождается ее разрыхлением и частичным смывом в поток дистиллята. Смываемые отложения обычно накапливаются и образуют локальные отложения в застойных участках, изгибах и т.п. По данным фирмы Альстом (и других фирм) медь подвергается усиленной коррозии в кислой среде, а в слабощелочных условиях имеются две коррозионно-безопасные зоны, отличающиеся высокой и низкой концентрациями кислорода, между ними расположена область усиленной коррозии меди и неустойчивости оксидной пленки [9, 12]. Для предотвращения закупорки проводников обмотки статора необходимо избегать области промежуточных концентраций кислорода в дистилляте ~ 0,05-2 мг/дм³.

В процессе эксплуатации температуры стержней обмоток статора работающего турбогенератора тщательно контролируются. На турбогенераторах серии ТВВ температура обмотки измеряется термометрами сопротивления,

наложенными на изоляцию каждого стержня обмотки статора со стороны слива дистиллята. На верхних стержнях термометры сопротивления уложены под пазовый клин вблизи выхода из паза. На генераторах мощностью 800 МВт и выше нижние стержни охлаждаются независимо от верхних и контролируются термометрами сопротивления, наложенными на боковую поверхность лобовой части стержня.

Нормативные методы контроля теплового состояния обмоток статора [13 - 15] предусматривают контроль температур стержней и их превышений над температурой хладагента. Например, согласно [13] признаком дефекта охлаждения стержня является повышение показаний его термометра сопротивления сверх 75 °С или значение разности максимальной и номинальной температур обмотки, превышающее 25 °С. Согласно [14] и [15] признаком дефекта служит возрастание температуры стержня более чем на 5 °С. Несмотря на значительное повышение температуры закупоренных полых проводников изменение показаний термометра сопротивления не так велико, если между закупоренными проводниками и термометром сопротивления имеются исправные проводники с циркуляцией дистиллята. Такие изменения часто не превосходят установленного [14] порога в 5°С. Их трудно обнаружить на фоне помех, создаваемых изменениями параметров режима работы турбогенератора. Кроме того, чувствительность термометра сопротивления к изменению температуры меди стержня существенно зависит от степени прижатия термометра сопротивления к изоляции стержня. Например, при ослаблении клиновки паза, ослабевает прижатие термометра сопротивления к изоляции, увеличивается обдув корпуса термометра сопротивления водородом и чувствительность термометра сопротивления уменьшается. В ряде случаев дефект прекращения циркуляции воды в обмотке обнаруживается, когда процесс разрушения изоляции достигает последней стадии своего развития – происходит пробой корпусной изоляции. Нормативные методы контроля имеют низкую эффективность обнаружения закупорки полых проводников стержней обмоток статора [11]. Использование штатной системы теплового контроля также малоэффективно для выявления локальных перегревов в стержнях обмотки статора. Термометры сопротивления установлены в ограниченном количестве мест на наружной поверхности изоляции стержней, они являются распределенными по поверхности и, следовательно, измеряют усредненное значение температуры в месте расположения, и не могут непосредственно контролировать температуру в наиболее нагретых местах обмотки, тем более, что размещение локальных перегревов изменяется с изменением режимов работы турбогенератора.

Вопросам температурного контроля и температурной диагностики стержней обмоток с

непосредственным охлаждением в концептуальном и техническом плане уделяется серьезное внимание. Однако проблема до сих пор не решена. В связи с этим моделирование тепловых процессов для целей контроля и диагностики дефектов в стержне статора мощных турбогенераторов ТЭС и АЭС, разработка математических моделей теплового состояния стержня, разработка алгоритмов и программ, получение исходных данных по параметрам теплопередачи и добавочным потерям в стержне, принимают все большее значение.

Для решения такой проблемы была поставлена и решена новая полевая задача расчета трехмерного температурного поля обмотки статора турбогенераторов типа ТВВ-1000-2УЗ в стационарных и переходных режимах эксплуатации.

Расчетная схема выбрана в виде двух витков обмотки статора, верхний и нижний стержни которых размещаются в одном пазу (рис. 1). Как известно, для турбогенераторов типа ТВВ

мощностью 1000 МВт стержни каждого витка, расположенные в разных пазах, соединенные последовательно по току и параллельно по воде - дистилляту. Верхний и нижний стержни в поперечном сечении разбиты на участки таким образом, чтобы выделить каждый элемент и элементарный проводник в качестве элементарного объема (узел сетки). Расчетная модель позволяет определить подогрев воды в каждом полом проводнике, учитывать транспозицию стержня в пазовой и лобовой частях обмотки. Для пазовой части обмоток описана тепловая связь с сердечником (сталью) статора, температура которого совместно с обмоткой статора рассчитывается в виде трехмерного поля. Аналогично описана тепловая связь лобовых частей обмотки с охлаждающим газом, подогрев которого также рассчитывается. При расчете предусмотрен учет зависимостей от температуры теплофизических параметров меди и хладагентов, а также потерь в меди.

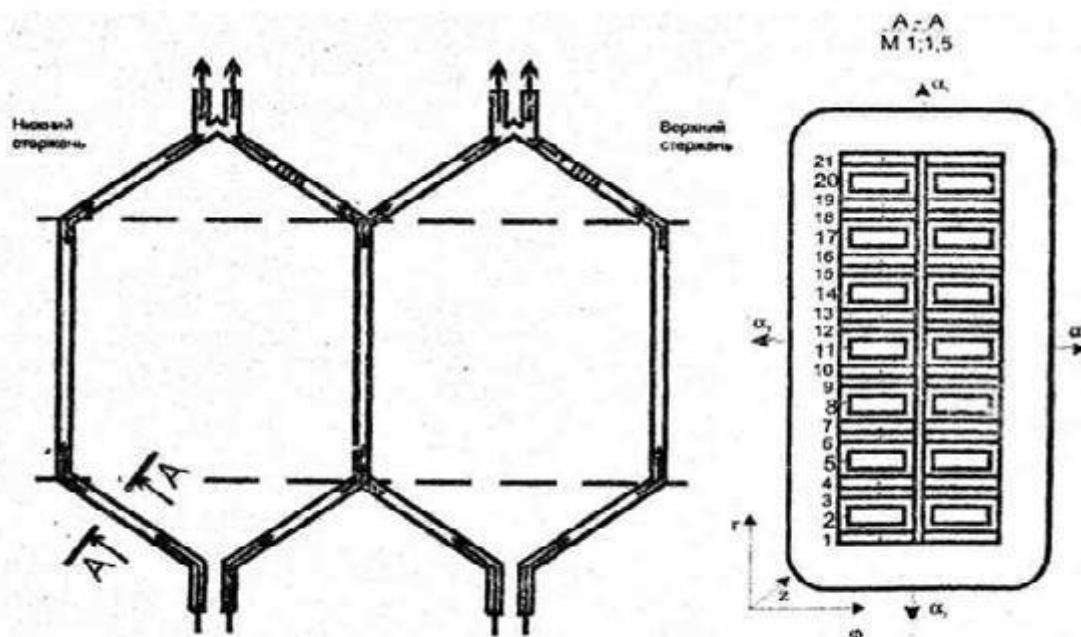


Рис. 1. Расчетная модель обмотки статора турбогенератора типа ТВВ-1000-2УЗ

При математическом описании температурного поля приняты следующие допущения:

1. Учитывая наличие транспозиции в пазовой части стержня на 540° и на 360° в лобной части, а также учитывая результаты экспериментальных исследований, принимаем, что тепловыделения распределены равномерно по высоте стержней.

2. Принимаем, что тепловыделения распределены равномерно по длине лобовых частей.

3. Элементы анализируемой области рассматриваются как однородные анизотропные тела с усредненными теплофизическими

характеристиками материалов по соответствующему направлению в пределах элементарных расчетных объемов, которые зависят от температуры.

4. Зависимость теплофизических параметров (коэффициентов теплопроводности, удельной плотности, теплоемкости) материалов обмотки и сердечника статора от температуры учитываются с помощью соответствующих аналитических зависимостей.

5. Электромагнитные потери в обмотке, которые выделяются в виде тепла, и теплофизические параметры (коэффициенты теплопроводности, удельной плотности и

теплоемкости) обмотки и сердечника статора на первом этапе задаются для ожидаемой температуры, а затем уточняются в процессе расчета в зависимости от температуры на каждом временном или итерационном шагах.

6. Коэффициенты теплоотдачи с охлаждающихся поверхностей определяются по соответствующим критериальным зависимостям.

7. При выборе расчетной области предполагается, что существует симметрия и периодическая повторяемость элементов конструкции обмотки и сердечника статора, их теплофизических свойств, условий охлаждения и тепловыделений по окружности статора. Наличие неоднородности и асимметрии параметров по окружности, особенно на стыке фазных зон, может быть определено расчетом выделенных областей с

последующим "сшиванием" методом последовательных приближений.

8. Граничные условия на границах соприкасающихся поверхностей описываются следующим образом. Известно, что между соприкасающимися поверхностями в области контакта процесс теплопередачи имеет сложный характер. Используя метод эквивалентирования, удобно рассматривать эквивалентные коэффициент теплопередачи контакта λ_k (Вт/(м²·К)) и термическую проводимость теплопередачи - Λ_k (Вт/К), $\Lambda_k = F_k \lambda_k$ (F_k - площадь контакта).

Тогда на границе соприкасающихся поверхностей имеет место равенство тепловых потоков:

$$\pm \lambda_i \frac{\partial \theta_i}{\partial n} (\xi - 0) = \Lambda_k [\theta_i(\xi + 0) - \theta_j(\xi - 0)],$$

$$\Lambda_k [\theta_i(\xi + 0) - \theta_j(\xi - 0)] = \pm \lambda_i \frac{\partial \theta_i}{\partial n} (\xi + 0).$$

9. Предполагается, что граница и граничные условия рассматриваемой области является математически гладкими.

Описание температурного поля, с учетом вышеизложенных допущений, выполнено с

помощью системы дифференциальных уравнений теплопроводности, уравнений подогрева хладагента, начальных и граничных условий I - IV рода:

$$c(\theta, l) \rho(\theta, l) \frac{\partial \theta}{\partial t} = \text{div}(\lambda(\theta, l) \cdot \text{grad} \theta) + q_v(\theta, l); \quad (1)$$

$$\frac{c_{xi}(\theta_{xi}, l) \rho_{xi}(\theta_{xi}, l)}{\alpha_{xi}(\theta_{xi}, l) \cdot b_i} \left[F_i \frac{\partial \theta_{xi}}{\partial l} \right] + \theta_{xi} = \theta. \quad (2)$$

Уравнения теплопроводности для описания имеющих форму параллелепипеда, в декартовых температурного поля в узлах и элементах, координатах имеют вид:

$$c(\theta, x, y, z) \rho(\theta, x, y, z) \frac{\partial \theta}{\partial t} =$$

$$= \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda(\theta, x) \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda(\theta, y) \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda(\theta, z) \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) + q_v(\theta, x, y, z). \quad (3)$$

Уравнения теплопроводности для описания имеющих цилиндрическую форму, в температурного поля в узлах и элементах, цилиндрических координатах имеют вид:

$$c(\theta, r, \varphi, z) \rho(\theta, r, \varphi, z) \frac{\partial \theta}{\partial t} =$$

$$= \lambda_r(\theta, r) \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + \lambda_\varphi(\theta, \varphi) \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \varphi^2} + \lambda_z(\theta, z) \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + q_v(\theta, r, \varphi, z) \quad (4)$$

В стационарном режиме $\frac{\partial \theta}{\partial t} = 0$, уравнение (3) и (4) превращаются в соответствующие эллиптические уравнения вида:

$$\lambda_x(\theta, x, y, z) \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \lambda_y(\theta, x, y, z) \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \lambda_z(\theta, x, y, z) \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + q_v(\theta, x, y, z) = 0, \quad (5)$$

$$\lambda_r(\theta, r) \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + \lambda_\varphi(\theta, \varphi) \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \varphi^2} + \lambda_z(\theta, z) \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + q_v(\theta, r, \varphi, z) = 0, \quad (6)$$

где θ - температура в области анализа; Q_i - расход хладагента в соответствующем i -м канале; F_i , b_i - площадь поперечного сечения и ширина i -го охлаждающего канала соответственно; l - соответствующая пространственная координата;

α_{xi} , c_{xi} - коэффициент теплоотдачи и удельной теплоемкости хладагента соответственно; c , ρ , λ - удельная теплоемкость, плотность и коэффициент теплопроводности области анализа.

Граничные условия запишем в виде:

$\theta_{xi} = \pm \frac{\lambda_M}{\alpha_{xi}} \frac{\partial \theta}{\partial l_i}$ - для охлаждающих каналов полых проводников;

$\theta_{xi} = \pm \frac{\lambda_3}{\alpha_{xi}} \frac{\partial \theta}{\partial l_i}$ - для внешних теплообменных поверхностей обмотки статора, ее лобовых частей и пакетов сердечника статора;

$$\pm \lambda_i \frac{\partial \theta_i}{\partial n} (\xi - 0) = \Lambda_k [\theta_i (\xi + 0) - \theta_j (\xi - 0)] \text{ и}$$

$$\Lambda_k [\theta_i (\xi + 0) - \theta_j (\xi - 0)] = \pm \lambda_j \frac{\partial \theta_j}{\partial n} (\xi + 0) -$$

на границе соприкасающихся поверхностей элементов обмотки.

Настоящая задача является нелинейной, так как при изучении температурных процессов необходимо учитывать нелинейную зависимость коэффициентов теплопроводности, плотности, теплоемкости и электрического сопротивления от температуры. В качестве первого этапа решения этой задачи проводится дискретизация исходных дифференциальных уравнений, в результате которой получаем систему нелинейных алгебраических уравнений (нелинейную разностную схему). В дальнейшем производится

кусочная линеаризация и усреднение указанных теплофизических параметров в зависимости от температуры. Среда в рассматриваемой области является неоднородной (изоляция, медь). На границе разнородных материалов теплофизические параметры будут разрывными функциями. Следовательно, для решения настоящей краевой задачи требуется метод, при помощи которого можно получить схемы, сходящиеся в случае разрывных коэффициентов. Эффективным методом решения задач такого класса является интегро-интерполяционный метод (метод баланса).

Аппроксимация задачи осуществляется в два этапа: сначала по пространственным переменным, а затем по времени. По пространственным переменным узлы и элементы рассматриваемой области разбиваются на N –е количество элементарных объемов. Используя результаты построения разностной схемы задачи теплообмена с помощью интегро-интерполяционного метода, уравнение теплового баланса для каждого элементарного объема представим в конечно-разностном виде:

$$c_n \rho_n V_n \frac{\partial \theta}{\partial t} = (\theta_{n+1} - \theta_n) \Lambda_{n+1,n} + (\theta_{n-1} - \theta_n) \Lambda_{n-1,n} + \dots + q_n \cdot V_n, \\ n = 1, 2, \dots, N, \quad (7)$$

где $\Lambda_{n \pm j, n}$ – взаимная тепловая проводимость к соседнему элементарному объёму (узлу).

В результате получено дифференциальное уравнение по времени и разностное по пространственным координатам. В правой части представлены непрерывные составляющие (тепловые потоки), в которых в явном виде отсутствуют точки (линии) разрыва теплофизических параметров. Данное обстоятельство позволяет записать во всех узлах

сетки одни и те же формулы (без какого-либо изменения формул в окрестности разрывов). Таким образом, с помощью интегро-интерполяционного метода получаем однородную разностную схему (в том числе и для участков подогрева (охлаждения) хладагента в охлаждающих каналах и областях). Затем проведем разностную аппроксимацию частных производных по времени. Расчетные формулы для определения температуры в n -ом узле в следующий момент времени t^{j+1} имеют вид:

$$\theta_n^{j+1} = \left(\sum \theta_i \Lambda_{n \pm 1, n} + q_n^j v_n + \theta_n^j (F_{0n} - \sum_{i=1}^6 \Lambda_{n \pm 1, n}) \right) / F_{0n}, \quad (8)$$

где $F_{0n} = V_n c_n \gamma_n / t_j$.

Решение будет устойчивым при выполнении условия:

$$F_{0n} - \sum_{i=1}^6 \Lambda_{n \pm 1, n} \geq 0.$$

На каждом временном и итерационном шагах уточняются значения теплофизических параметров меди и потерь в меди, которые задаются в виде

функций от температуры по следующим зависимостям:

$$\lambda_{cu} = 400 \cdot (1 - 1,8 \cdot 10^{-4} \theta) \text{ Вт/(м·К)} \quad (9)$$

$$c_{cu} = 389 \cdot (1 + 1,7 \cdot 10^{-2} \theta + 0,6 \cdot 10^{-6} \theta^2) \text{ Дж/(кг·К)} \quad (10)$$

$$\gamma_{cu} = 1,68 \cdot 10^{-8} (1 + 4,33 \cdot 10^{-3} \theta + 4,53 \cdot 10^{-7} \theta^2) \text{ (Ом·м}^2\text{)/м} \quad (11)$$

$$\rho_{cu} = \frac{8800}{(1 + \alpha_{лр} \theta)^5} \text{ кг/м}^3, \quad (12)$$

где $\alpha_{\text{лр}}$ - коэффициент линейного расширения:

$$\alpha_{\text{лр}} = 1,67 \cdot 10^{-6} + 3,8 \cdot 10^{-9} \theta + 1,5 \cdot 10^{-12} \cdot \theta^2 \quad (13)$$

Потери на элементарном участке:

$$\rho = I^2 \frac{\gamma_{\text{cu}} l}{S} \text{ Вт}, \quad (14)$$

где l – длина элементарного участка; S – площадь поперечного сечения проводника.

С помощью описанных выше методики, алгоритмов и математических моделей разработана программа для выполнения на компьютере расчета трехмерного температурного поля обмотки статора турбогенераторов мощностью 1000 МВт типа ТВВ–1000-2У3 в стационарных и переходных режимах эксплуатации. Блок – схема программы расчёта приведена на рис. 2. Программа построена по структурно-модульному принципу, осуществляет расчеты температур и других теплофизических параметров (удельных тепловых потоков, удельных тепловыделений и т.п.) в узлах (точках) расчетной схемы, автоматический выбор шагов дискретизации по пространственным координатам и по времени. Разработанная программа позволяет рассматривать различные стационарные и нестационарные режимы теплового состояния обмотки статора мощных турбогенераторов с учетом подогрева воды вдоль длины стержня обмотки, зависимости теплофизических параметров (теплоемкость, плотность, коэффициент теплопроводности) меди и хладагентов от температуры, зависимости потерь в меди от температуры, частичной закупорки или прекращения циркуляции воды в одном или нескольких полых проводниках, определять температуру дистиллята на сливе из фторопластовых шлангов. Предусмотрено моделирование показаний термометров сопротивления, установленных в пазах статора.

В качестве тестового для сравнения с экспериментальными данными, выполнены расчеты нестационарного (для пуска) и стационарного режимов нагрева стержней обмотки статора турбогенератора. Для сравнения были использованы данные тепловых испытаний турбогенератора типа ТВВ-1000-2У3 Ровенской

АЭС (ст. № 5). Были заданы следующие значения экспериментального режима: активная мощность $P = 946,2$ МВт; $\cos \varphi = 0,994$; напряжение $U = 24,2$ кВ; токи фаз статора (кА) соответственно 22,5; 22,5; 21,8, среднее значение – $I_{\text{ср}} = 22,3$ кА; частота $f = 50$ Гц; температура холодного дистиллята равная 38 °С, средняя температура горячего дистиллята 52,5 °С, средняя температура холодного газа (водорода) 25,5 °С, средняя температура горячего водорода 41,9 °С, давление водорода в корпусе турбогенератора $p = 5$ кПа. Были заданы коэффициенты теплоотдачи в полых каналах проводников стержней обмотки статора к воде равные $\alpha = 15000$ Вт / (м² К).

Экспериментальные значения температуры и подогрева горячего дистиллята составляют 52,5 °С и 14,5 °С, а расчетные – 53,6 °С и 15,0 °С; они отличаются между собой на 2,1 % и 3,4 %, соответственно.

При непосредственном жидкостном интенсивном охлаждении температура полых медных проводников незначительно отличается от температуры охлаждающей воды. Так, в сечении на выходе из нижнего стержня максимальная температура горячей воды 50,3 °С, а температура полых медных проводников находится в интервале 50,8 - 50,9 °С. По данным АСКР (Автоматическая система контроля), значения измеренных температур по термометрах сопротивлений, установленных в пазу на боковых поверхностях нижних стержней, находятся в интервале 34 - 48,0 °С. Расчетное значение показаний соответствующего термометра сопротивления 42,9 °С. Для верхних стержней, установленных в пазу под клином, экспериментальные значения термометров сопротивлений находятся в интервале 40,6 - 48,7 °С, а расчетное значение – 48,2 °С.

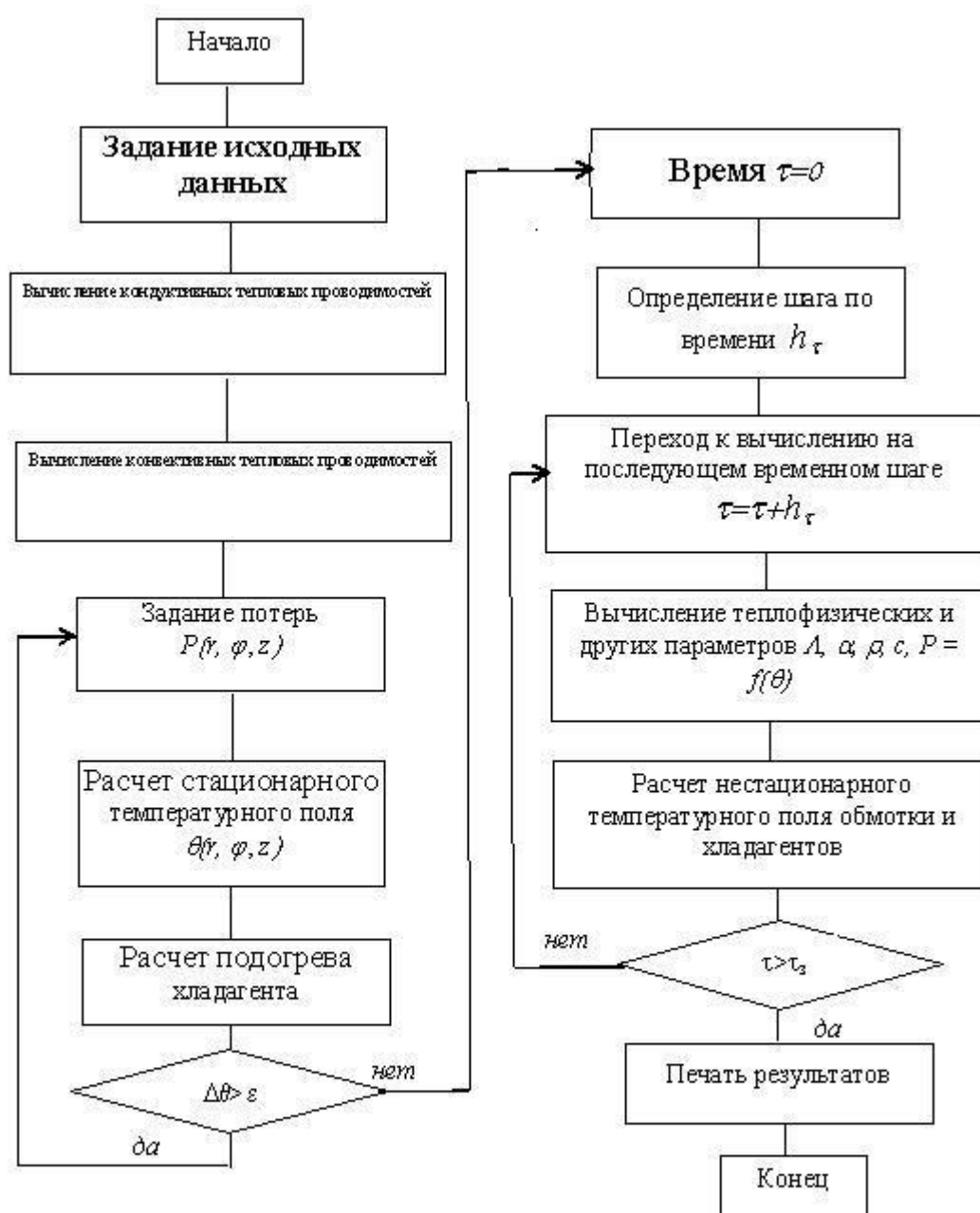


Рис. 2. Блок-схема программы расчета трёхмерного температурного поля обмотки статора турбогенератора типа TBB-1000-2У3

Учитывая погрешность измерений, можно утверждать, что данные расчета и эксперимента практически совпадают (отличаются менее чем на 5%). Это свидетельствует о достоверности разработанных методик, математических моделей, алгоритмов и программы расчета трёхмерных температурных полей обмотки статора турбогенераторов мощностью 1000 МВт типа TBB-1000-2У3.

В процессе эксплуатации турбогенераторов с непосредственным охлаждением проводников обмотки статора периодически возникают проблемы с отсутствием проходимости её полых проводников. При этом очень важно знать влияние

закупорки полых проводников на тепловое состояние обмотки статора. Наличие таких знаний может позволить принять оптимальное решение относительно дальнейших действий – например, проводить профилактические работы или ремонт, или продолжать эксплуатацию турбогенератора с ограничением или без ограничения нагрузочной способности.

С помощью разработанных методик, алгоритмов и программ были проведены вычислительные эксперименты анализа температурных полей в стержнях обмотки статора турбогенератора мощностью 1000 МВт в двухполюсном исполнении типа TBB-1000-2 в

зависимости от полной и частичной закупорки полых проводников обмотки статора. Учитывая, что верхний стержень по сравнению с нижним подвержен существенно большим электромагнитным и тепловым нагрузкам, рассмотрим влияние частичной и полной закупорки полых проводников верхнего стержня на тепловое состояние обмотки статора. В табл. 1 приведены результаты расчета зависимости максимальной температуры верхнего стержня и показаний

соответствующего термометра сопротивления под клином от частичной и полной закупорки одного среднего ($n=14$) по высоте полого проводника стержня обмотки статора $\theta_{\max}=f(S_{\text{зак}} / S_{\text{ном}})$ (где $S_{\text{зак}}$ - часть закупоренного сечения охлаждающего канала полого проводника; $S_{\text{ном}}$ - сечение (чистое) охлаждающего незакупоренного полого проводника).

Таблица 1.

Максимальные температуры верхнего стержня и показания термометра сопротивления под клином в зависимости от степени закупорки полого проводника

N	Коэффициент частичной закупорки $k_{\text{зак}} = S_{\text{зак}} / S_{\text{ном}}$, о.е.	Максимальная температура верхнего стержня, °C	Показания термометра сопротивления верхнего стержня, °C
1	Номинальный режим $k_{\text{зак}}=0$	90,7	61,9
2	0,300	104,3	62,4
3	0,400	111,8	62,7
4	0,500	121,9	63,1
5	0,561	130,0	63,4
6	0,600	136,3	63,6
7	0,700	158,3	64,5
8	0,800	196,0	66,0
9	Полная закупорка $k_{\text{зак}}=1,000$	213,7	76,5

Из приведенных результатов видно, что при коэффициенте закупорки, равном 0,561, максимальная температура стержня равна предельной допустимой (130,0 °C), а соответствующее показание термометра сопротивления равно 63,4 °C, т.е. находится в допустимом пределе (75 °C). При увеличении интенсивности частичной закупорки максимальная температура стержня значительно увеличивается, а значение показаний термометра сопротивления остается в пределах допустимого. Так, при частичной закупорке $k_{\text{зак}}=0,8$ температура стержня достигает 196,0 °C, а значение показаний термометра сопротивления - 66,0 °C, при полной закупорке проводника его температура достигает - 213,7 °C, а значение показаний термометра сопротивления - 76,5 °C. Следовательно, в процессе эксплуатации возможна ситуация, когда один проводник или несколько частично закупорены, локальные температуры в стержне превышают предельно допустимую температуру, а значения показаний штатного термометра сопротивления находятся в допустимых пределах (меньше 75°C).

Проведенный вычислительный эксперимент показывает, что при частичной или полной закупорке полых проводников максимальная температура стержня обмотки статора может существенно превышать предельно допустимую температуру, а значения показаний соответствующих термометров сопротивления остаются в пределах допустимого уровня (меньше 75°C). Известно, что при каждом увеличении

температуры на 10-20 °C сверх установленной нормы срок службы изоляции сокращается вдвое. Наличие таких дефектов неизбежно приведет к преждевременному ускоренному старению изоляции, ее повреждению и тяжелой аварии. Проведенный численный анализ подтверждает необходимость обязательного мониторинга теплового состояния турбогенератора. Сравнение показаний термометров сопротивления обмотки статора для равнозначных режимов работы турбогенератора в процессе эксплуатации (вручную или автоматически) может служить эффективным диагностическим показателем теплового состояния обмоток статора. Увеличения показаний средств штатного теплового контроля для равнозначных режимов в процессе эксплуатации на несколько градусов должны приводить к серьезному анализу и исследованию технического состояния для предупреждения серьезных дефектов и аварий.

Рассмотрим результаты расчетов теплового состояния нагрева верхнего стержня обмотки статора турбогенератора типа ТВВ-1000-2У3. На рис. 3 приведены результаты нагрева верхнего стержня обмотки статора в процессе пуска турбогенератора при изменении нагрузки от нуля до номинальной. Как очевидно, при нагревании во время пуска происходит значительное запаздывание увеличения показаний термометра сопротивления по сравнению с нагревом медных проводников стержня. Изменение показаний термометра сопротивления на 10% от

установившегося значения достигается через 115 с (медного проводника - через 4 с).

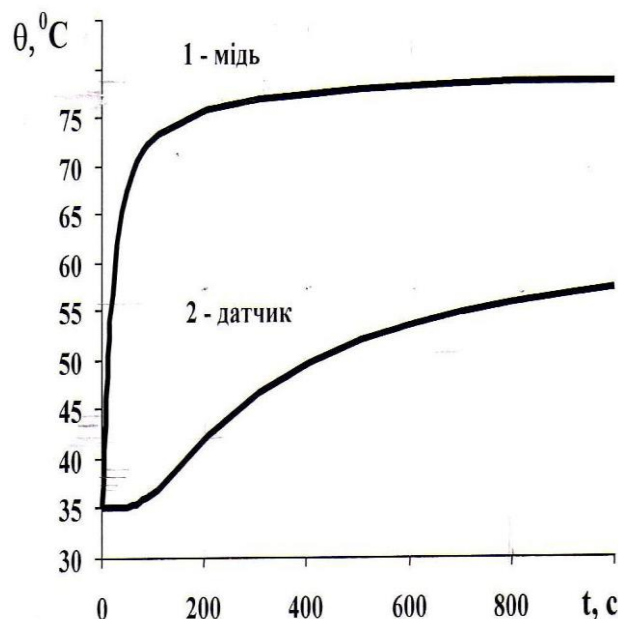


Рис. 3. Результаты нагрева верхнего стержня обмотки статора и термометра сопротивления турбогенератора типа ТВВ-1000-2УЗ в процессе пуска: 1 – температура проводника в пазу перед выходом из паза; 2 – показания датчика температуры под клином.

В таблице 2 приведены результаты обработки расчетных температурно - временных зависимостей нагрева медного полого проводника и термометра сопротивления (расположенного под клином) в пазу верхнего стержня обмотки статора в зависимости от частичной и полной закупорки полого проводника при пуске турбогенератора при изменении нагрузки от нуля до номинальной для определения таких параметров: начальной производной $d\theta/dt|_{t=0}$, постоянной времени регулярного режима T_1 , времени начала регуляризации t^{**} .

Как показывают результаты обработки температурно - временных зависимостей по

определению их параметров при частичной и полной закупорке полых проводников стержней обмотки статора, постоянная времени регулярного режима и время начала регуляризации существенно возрастают как для медного полого проводника, так и для термометра сопротивления, установленного в пазу под клином, а начальные производные (проводника и термометра сопротивления) не изменяются. Так, для не закупоренного полого проводника $T_{M1} = 43,0$ с, $t^{**} = 2,2$ с, $d\theta_M/dt|_{t=0} = 1,55$, $T_{Д1} = 254$ с, $d\theta_D/dt|_{t=0} = 0,025$; при частичной закупорке полого проводника $K_{зак} = 0,8$ - $T_{M1} = 91,8$ с, $t^{**} = 53,2$ с, $d\theta_M/dt|_{t=0} = 1,55$, $T_{Д1} = 279,2$ с, $d\theta_D/dt|_{t=0} = 0,025$.

Таблица 2.

Параметры температурно - временных зависимостей нагрева медного полого проводника и термометра сопротивления в пазу верхнего стержня обмотки статора турбогенератора типа ТВВ-1000-2УЗ при частичной и полной закупорке

Коэффициент частичной закупорки $k_{зак} = S_{зак}/S_{ном}$, о.е.	Медный полый проводник верхнего стержня обмотки			Показания термометра сопротивления	
	Начальная производная $d\theta_M/dt _{t=0}$, °C/c	Постоянная времени регулярного режима T_{M1} , с	Время начала регуляризации t^{**} , с	Начальная производная $d\theta_D/dt _{t=0}$, °C/c	Постоянная времени регулярного режима $T_{Д1}$, с
0	1,55	43,0	2,2	0,025	254,0
0,3	1,55	48,2	12,0	0,025	256,4
0,5	1,55	55,4	23,1	0,025	260,4
0,6	1,55	62,0	30,8	0,025	264,0
0,7	1,55	72,8	41,2	0,025	269,6
0,8	1,55	91,8	53,2	0,025	279,2

Полная закупорка	1,55	143,8	68,1	0,025	302,8
------------------	------	-------	------	-------	-------

В таблице 3 приведены результаты обработки расчетных температурно - временных зависимостей нагрева медного полого проводника и термометра сопротивления (расположенного под клином) в пазу верхнего стержня обмотки статора в зависимости от повышенного тока полого проводника при пуске турбогенератора при изменении нагрузки от нуля до номинальной для определения их параметров.

Результаты обработки температурно-временных зависимостей по определению их параметров в зависимости от повышенного тока полых проводников стержней обмотки статора

показывают, что постоянная времени регулярного режима и время начала регуляризации не изменяются как для медного полого проводника, так и для термометра сопротивления, установленного в пазу под клином, а начальные производные (проводника и термометра сопротивления) существенно возрастают. Так, для не закупоренного полого проводника при номинальном токе $T_{M1} = 43,0$ с, $t^{**} = 2,2$ с, $d\theta_M/dt|_{t=+0} = 1,55$, $T_{D1} = 254$ с, $d\theta_D/dt|_{t=+0} = 0,025$; при росте тока полого проводника до $I / I_n = 1,5$: $T_{M1} = 43,0$ с, $t^{**} = 2,2$ с, $d\theta_M/dt|_{t=+0} = 3,48$, $T_{D1} = 254$ с, $d\theta_D/dt|_{t=+0} = 0,0274$.

Таблица 3.

Параметры температурно - временных зависимостей нагрева медного полого проводника и термометра сопротивления в пазу верхнего стержня обмотки статора турбогенератора типа ТВВ-1000-2У3 в зависимости от повышенного тока полого проводника

I / I _n	Медный полый проводник верхнего стержня обмотки			Показания термометра сопротивления	
	Начальная производная $d\theta_M/dt _{t=+0}$, °C/с	Постоянная времени регулярного режима T_{M1} , с	Время начала регуляризации t^{**} , с	Начальная производная $d\theta_D/dt _{t=+0}$, °C/с	Постоянная времени регулярного режима T_{D1} , с
1,0	1,55	43,0	2,2	0,025	254,0
1,05	1,65	43,0	2,2	0,0251	254,0
1,1	1,81	43,0	2,2	0,0254	254,0
1,2	2,21	43,0	2,2	0,0259	254,0
1,3	2,6	43,0	2,2	0,0264	254,0
1,4	3,03	43,0	2,2	0,0269	254,0
1,5	3,48	43,0	2,2	0,0274	254,0

Проведенные исследования показывают, что по результатам обработки информации средств штатного теплового контроля возможно эффективно и надежно диагностировать частичную и полную закупорку полых проводников обмотки статора или повышенный ток в элементарных проводниках этой обмотки, в частности, витковые замыкания. Параметры обработки температурно-временных зависимостей, такие как начальная производная, постоянная времени регулярного режима и время начала регуляризации, могут быть использованы в качестве диагностических признаков появления и развития дефекта. На электростанциях испытания могут проводиться при плановых пусках, изменении нагрузки или разгрузке энергоблока.

Выводы

1. На основании проведенного анализа показано, что нормативные методы контроля имеют низкую эффективность обнаружения закупорок полых проводников стержней обмоток статора, также использование штатной системы теплового контроля малоэффективно для выявления локальных перегревов в стержнях

обмотки статора. В связи с этим численное моделирование тепловых процессов для целей контроля и диагностики дефектов в стержне статора мощных турбогенераторов электростанций имеет все большее значение.

2. Разработаны методика, математические модели и алгоритмы расчета трехмерного температурного поля обмотки статора турбогенераторов мощностью 1000 МВт типа ТВВ-1000-2У3 в стационарных и переходных режимах эксплуатации. С их помощью разработана программа расчёта, которая позволяет рассматривать различные стационарные и нестационарные режимы теплового состояния обмотки статора мощных турбогенераторов. При этом учитываются: подогрев воды вдоль длины стержня обмотки; зависимости теплофизических параметров (теплоемкость, плотность, коэффициент теплопроводности) меди и хладагентов от температуры; зависимости потерь в меди от температуры; частичной закупорки или прекращения циркуляции воды в одном или нескольких полых проводниках обмотки статора. Программа позволяет определять максимальные

температуры в стержнях обмотки статора, определять температуру дистиллята на сливе из фторопластовых шлангов, моделировать показания термометров сопротивления, установленных в пазах статора.

3. Разработанные методика, математические модели и программа расчёта по сравнению с известными и используемыми в настоящее время отличаются: существенно большей степенью адекватности реальным физическим процессам; решением всех полевых задач теплообмена (теплопередачи) в пространственной (трехмерной) постановке; более полным учетом физико-технических факторов; высокой точностью расчета; использованием современных методов, основывающихся на методах редукции к ленточным разностным схемам (матрицам).

4. Для сравнения с экспериментальными данными, при помощи разработанной программы были выполнены расчеты нестационарного (для пуска) и стационарного нагрева стержней обмотки статора турбогенератора. Были использованы данные тепловых испытаний турбогенератора типа ТВВ-1000-2УЗ Ровенской АЭС (ст. № 5). Результаты расчёта и данные эксперимента практически совпадают (отличаются менее чем на 5%), что свидетельствует о адекватности разработанных методик, математических моделей, алгоритмов и программы расчета трёхмерных температурных полей обмотки статора турбогенераторов.

5. Проведенные вычислительные эксперименты по определению температурных полей в стержнях обмотки статора турбогенератора в зависимости от закупорки полых элементарных проводников обмотки статора показывают, что в ряде случаев, при наличии дефектов, возможны ситуации, когда максимальные температуры в стержне существенно превышают предельно допустимую температуру, а значения показаний соответствующих термометров сопротивления остаются в допустимых пределах. Увеличения показаний средств штатного теплового контроля в процессе эксплуатации на несколько градусов, приведенных к базовым, должны приводить к серьезному анализу и исследованию технического состояния для предупреждения серьезных дефектов и аварий.

6. С помощью разработанной программы проведены вычислительные эксперименты по определению трехмерного температурного поля обмотки статора турбогенератора типа ТВВ-1000-2УЗ в процессе пуска при изменении нагрузки от нуля до номинального значения при наличии закупорок полых элементарных проводников в верхнем стержне обмотки статора и повышенного тока элементарного проводника стержня этой обмотки, в частности, витковых замыканий.

7. Результаты обработки температурно - временных зависимостей по определению параметров (начальной производной, постоянной времени регулярного режима и время начала

регуляризации) показывают: при частичной и полной закупорке полых проводников стержней обмотки статора, постоянная времени регулярного режима и время начала регуляризации существенно возрастают, как для медного полого проводника, так и для термометра сопротивления, а начальные производные (проводника и термометра сопротивления) не изменяются; при повышенном токе элементарных проводников стержней обмотки статора, постоянная времени регулярного режима и время начала регуляризации не изменяются как для медного проводника, так и для термометра сопротивления, а начальные производные (проводника и термометра сопротивления) существенно возрастают.

8. Проведенные исследования показывают, что по результатам обработки информации средств штатного теплового контроля возможно эффективно и надежно диагностировать частичную и полную закупорку полых проводников обмотки статора или повышенный ток в элементарных проводниках этой обмотки, в частности, витковые замыкания. Параметры обработки температурно-временных зависимостей, такие как начальная производная, постоянная времени регулярного режима и время начала регуляризации, могут быть использованы в качестве диагностических признаков появления и развития дефекта. На электростанциях испытания могут проводиться при плановых пусках, изменении нагрузки или разгрузке энергоблока.

Список литературы

1. Operating Experience with Nuclear Power Stations in Member States in 2014/CD. – Vienna: IAEA, 2015.
2. Виговський О.В. Основні проблеми розвитку атомної енергетики України та шляхи їхнього вирішення // Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля. – 2016. – Вип. 27. – С. 5 – 12.
3. Кенсицький О.Г., Федоренко Г.М. Надійність генеруючого обладнання та перспективи розвитку атомної енергетики в Україні // Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля. – 2016. – Вип. 26. – С. 69 – 74.
4. Васильев В.С., Иогансен В.И. Модернизация турбогенераторов – опыт и перспективы// Сб. «Электросила».-2004, №43. с. 18-24.
5. Горбатина Л.П., Жуков Д.В., Кади – Оглы И.А., Карташова Т.Н., Сергеева М.В., Трофимов А.М. Двухполюсные и четырёхполюсные турбогенераторы мощностью 1000 МВт для АЭС. Описание конструкции, опыт эксплуатации и пути совершенствования // Приложение к Сб. «Электросила».-2003, №42. с. 16-21.
6. Мальцев Г.Г., Масис В.Б., Чернявский В.П., Шепелев И.Я. Модернизация турбогенераторов на электростанциях // Сб. «Электросила».-2003, №42. с. 95-101.
7. Кириленко О.В. Комплексний аналіз аварійних ситуацій генеруючого обладнання

електростанцій / О.В. Кириленко, Г.М. Федоренко, О.Г. Кенсицький // Матеріали III міжнар.наук.-практ. конф. [«Повышение безопасности и эффективности атомной энергетики», (Одеса, 24-28 вер. 2012 р.) / Одеса: НПЦ «Енергоатом» ВАТ. 2013. – с. 203 – 215.

8. Журавлёв С.В. Характерные дефекты турбогенераторов, обнаруженные в эксплуатации / Журавлёв С.В., Самородов Ю.Н. // Сб. докладов технического семинара «Совершенствование организации эксплуатации и повышение надёжности турбогенераторов». – М.: 2005. – С.21 – 26

9. . Белов В.С. Диагностика режимов работы турбогенераторов и их систем охлаждения / Белов В.С., Золотых А.Г., Лобанов К.С. // «Электрические станции». – 2007 - №12. - С.61 – 65.

10. Иогансен В.И. Мероприятия по повышению надёжности работы двухполюсных турбогенераторов мощностью 800 МВт и 1000 МВт, установленных на тепловых и атомных электростанциях / Иогансен В.И., Пинчук Н.Д., Шаров В.И. // Сб. докладов технического семинара «Совершенствование организации эксплуатации и повышение надёжности турбогенераторов». – М.: 2005. – С.40 – 46.

11. Поляков В.И. Диагностика технического состояния каналов водяного охлаждения и крепления стержней обмоток мощных турбогенераторов для продления срока их службы / Поляков В.И. // «Электрические станции». – 2001 - №10. - С.34 – 39.

12. Справочник по ремонту турбогенераторов// Под ред. дэн, проф. Х.А. Бекова, кэн, проф. В.В.Барило. – М.: ИПКГосслужбы, ВИПКЭнерго, 2006. – 724с.

13. Методические указания по проведению испытаний генераторов на нагревание. РД 34.45.309-92. М.: СПО ОРГРЭС, 1993.

14. Эксплуатационный циркуляр Ц-10-85(Э) от 28 мая 1985 г. Об организации водно-химического режима системы охлаждения обмоток статоров турбо- и гидрогенераторов. Сб. решений и циркуляров ГТУ Минэнерго СССР за 1985 г (Электротехническая часть). М.: СПО Союзтехэнерго, 1986.

15. Объем и нормы испытаний электрооборудования. М.: ЭНАС, 1998.

16. Ростик Г.В. Комплексное обследование турбогенераторов// Сб. «Электросила».-2004, №43. с. 40-45.

17. Гуревич Э.И., Рыбин Ю.Л. Переходные тепловые процессы в электрических машинах. -Л.: Энергоатомиздат, 1983. -128с.

18. Борисенко А.И., Данько В.Г., Яковлев А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах. – М.: Энергия., 1974. – 560 с.

19. Хуторецкий Г.М., Федоренко Г.М., Выговский В.И. Распознавание и идентификация дефектов в стержнях обмотки статора турбогенератора с непосредственным охлаждением // Техн. электродинамика. -1991. -№ 5. -С.58-62.

УДК 621.313.333

ГРНТИ 45.29.31

Gaydukevich S.V.

senior teacher,

Separated subdivision

of the National university of bioresources and natural use Ukraine
of "Berezhanskiy agrotechnical institute"

Semenova N.P.

senior teacher,

Separated subdivision

f the National university of bioresources and natural use Ukraine
of "Berezhanskiy agrotechnical institute"

INCREASE OF POWER EFFICIENCY DUE TO INDEMNIFICATION OF REACTIVE POWER

Гайдукевич Світлана Василівна

старший викладач,

Відокремлений підрозділ

Національного університету біоресурсів і природокористування України
"Бережанський агротехнічний інститут"

Семенова Надія Павлівна

старший викладач,

Відокремлений підрозділ

Національного університету біоресурсів і природокористування України
"Бережанський агротехнічний інститут"

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЗА РАХУНОК КОМПЕНСАЦІЇ РЕАКТИВНОЇ ПОТУЖНОСТІ

Summary. Offered eccentric approaches to the improvement of work of asynchronous engines due to internal indemnification of reactive power, that decides the question of increase of efficiency of processes of electro-consumption and energy saving. The analysis of power parameters during realization of this method is conducted.

Анотація. Запропоновано неординарні підходи до удосконалення роботи асинхронних двигунів за рахунок внутрішньої компенсації реактивної потужності, що вирішує питання підвищення ефективності процесів електроспоживання та енергозбереження. Проведено аналіз енергетичних параметрів при реалізації даного методу.

Key words: winding, asynchronous engine, reactive power, indemnification

Ключові слова: обмотка, асинхронний двигун, реактивна потужність, компенсація

Постановка проблеми. В зв'язку із безперервним зростанням тарифів на електроенергію особлива увага приділяється питанню підвищення енергетичних показників асинхронних двигунів.

Економічність роботи електропривода у будь-якому режимі характеризується ККД [1]. Номінальний ККД відповідає номінальній потужності на валу двигуна і визначає номінальні втрати його потужності.

Також важливою енергетичною характеристикою електродвигуна являється коефіцієнт потужності. При підвищенні цих показників можна зменшити втрати потужності, що приведе до енергоощадності, а відповідно до зменшення витрат коштів, що являється не мало важливим в сільськогосподарському виробництві. Тобто оптимізація ефективності використання асинхронного двигуна може забезпечити суттєву реальну економію вартості робочого циклу на протязі всього терміну експлуатації двигуна.

Тому сьогодення вимагає нові підходи до оцінки та розробки вдосконалення роботи електродвигунів, що дозволяє підвищити енергоефективність, оскільки саме у цій сфері закладені найбільші резерви енергозбереження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Над проблемою створення енергозберігаючих асинхронних електродвигунів працюють багато науковців, що обумовило появу сучасних енергоефективних електродвигунів та різноманітного спеціального обладнання. Але для реалізації цього різноманіття на сьогоднішній день сільськогосподарським підприємствам не вистачає коштів.

Для вирішення цієї проблеми можна підійти з іншої сторони, тобто підвищити енергетичні показники асинхронного двигуна, які призведуть до збільшення енергоефективності за рахунок удосконалення існуючих двигунів під час ремонту.

Мета дослідження - підвищення енергоефективності шляхом внутрішньої компенсації реактивної потужності асинхронних двигунів.

Виклад основного матеріалу. Відомі різні підходи вирішення проблеми підвищення енергоефективності, а саме [2]:

- використання модернізованих електродвигунів з підвищеними енергетичними показниками;

- покращання енергетичних характеристик асинхронного електродвигуна із застосування зовнішніх відносно самого двигуна пристроїв таких як інвертори, при чому економія досягається за рахунок регулювання частоти обертання при малих навантаженнях на будь-якій частоті обертання;

- використання «плавного регулювання», яке виконується за рахунок використання тиристорних пристроїв, які дозволяють регулювати напругу на затискачах двигуна, і, відповідно, контролювати пуск і зупинку приводу, а також забезпечувати енергозбереження шляхом зменшення напруги на недовантаженому двигуні;

- використання обмотки статора спеціальної конструкції.

Але всі ці методи приводять до витрати коштів, що на сьогоднішній день так не вистачає сільськогосподарським підприємствам.

Як відомо, асинхронний двигун являється споживачем двох видів енергії: активної, яка перетворюється в механічну на валу двигуна та у теплові втрати, і реактивної, необхідної для створення обертового магнітного поля. [3]. При цьому реактивна енергія не перетворюється в інші види, а лише циркулює увесь час між джерелом струму і приймачем, що завантажує обмотку статора двигуна, мережу живлення та джерело електричної енергії реактивним струмом, що призводить до збільшення загального струму двигуна і додаткових втрат активної енергії в усіх елементах електричної системи.

Тому найкласичнішим і маловитратнішим способом підвищення енергоефективності являється компенсація реактивної потужності.

Відомий спосіб компенсації реактивної потужності, який заснований на вмиканні конденсаторів електричної ємності паралельно споживачу, що призводить до обміну реактивною енергією між конденсаторами і споживачем та часткового або повного звільнення мережі живлення від реактивного струму і зменшення втрат енергії у ній, але залишає незмінними робочі характеристики і техніко-економічні показники самого споживача. Тому цей спосіб малоефективний.

Пропонується застосування внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності.

В період запланованого капітального ремонту асинхронних електродвигунів з метою підвищення їх техніко-економічних показників можна здійснити модернізацію обмотки статора двигуна. При цьому обмотка статора кожної фази розділюється на дві рівні послідовно з'єднані частини з виводами на клемний щиток початків C_1 , C_2 , C_3 обмоток, для підключення до мережі живлення, та середніх точок C'_1 , C'_2 , C'_3 , для підключення електричних конденсаторів. При цьому технологія виготовлення обмотки, її укладання в пази осердя статора максимально наближена до існуючої, тобто для обмоток базових двигунів, які підлягають ремонту. Весь технологічний процес ремонту обмоток статора при використанні внутрішньої ємнісної компенсації виконується відповідно до технічних вимог на капітальний ремонт базових серійних асинхронних двигунів [1, 4]. Зберігаються основні обмоткові дані базового двигуна (марка, діаметр проводу, кількість витків у котушці, кількість ефективних провідників у пазу).

При застосуванні внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності в асинхронному двигуні одну з послідовних напівобмоток фази обмотки статора шунтується конденсатором електричної ємності, з яким вона частково або цілком обмінюється реактивною енергією, звільняючи від передачі цієї енергії іншу

напівобмотку (рис.1). При цьому ємнісні струми конденсаторів, з'єднаних трикутником, випереджають свої відповідні напруги на 90° та до середніх точок фазних обмоток статора a , b , c підходять сумарні ємнісні струми, що випереджають фазні напруги зашунтованих напівобмоток на 90° , наприклад, для фази A - a цей струм дорівнює $I_a^c = I_{ba} - I_{ca}$, він випереджає напругу U'_{1A} зашунтованої напівобмотки на 90° , що компенсує її реактивний струм, а загальний струм іншої напівобмотки $I_{1A} = I'_{1A} + I_a^c$ зменшується і зміщується за фазою відносно струму зашунтованої напівобмотки на кут α .

При повній компенсації реактивного струму зашунтованих напівобмоток струм інших напівобмоток, а, отже, і загальний струм двигуна буде мінімальним, що зменшує втрати потужності в самому двигуні і мережі живлення.

У варіанті звичайного трифазного асинхронного двигуна (рис.2 а, б, в) напівобмотки фази з'єднані між собою послідовно, по них протікає однаковий струм і МРС $F_1 = F_2$ напівобмоток просторово зміщені одна відносно іншої на кут 30° , створюючи загальну МРС

$$\bar{F} = \bar{F}_1 + \bar{F}_1' \quad \text{або} \\ F = 2F_1 \cos \frac{30^\circ}{2} = 2F_1' \cos \frac{30^\circ}{2}. \quad (1)$$

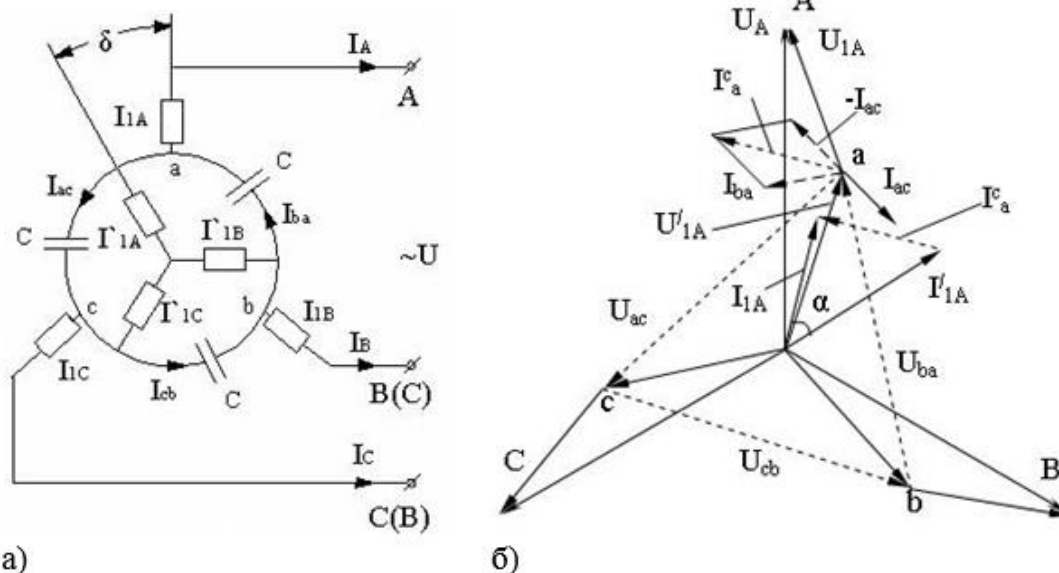


Рис. 1 – Внутрішня ємнісна компенсація реактивної потужності асинхронного двигуна шунтуванням конденсаторами внутрішніх напівобмоток статора: а – принципова електрична схема кола статора; б – спрощена векторна діаграма.

При шунтуванні однієї з напівобмоток ємністю струм її відстає від струму іншої напівобмотки на кут α , який залежить від величини ємності

конденсаторів, тобто, від величини ємнісного струму (рис. 2 б).

Нехай МРС незашунтованих зовнішніх напівобмоток фаз (рис. 2 в) на їх осі змінюються у вигляді [4]:

$$F_{1A} = F_{m1} \cos \omega t, F_{1B} = F_{m1} \cos(\omega t - \rho), F_{1C} = F_{m1} \cos(\omega t + \rho), \quad (2)$$

де $\rho = 120^\circ$, $F_{m1} = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{I_1 w}{p} k_{o1}$ - амплітуда магніторушійної сили фазної напівобмотки із струмом I_1 ; k_{o1} - обмотковий коефіцієнт напівобмотки з кількістю витків w ; p - число пар полюсів обмотки (напівобмотки).

Сумарна МРС напівобмоток F_1 з урахуванням просторового зміщення фаз однієї відносно іншої на кут $\rho = 120^\circ$ буде складати

$$F_1 = F_{1A} + F_{1B} e^{j\rho} + F_{1C} e^{-j\rho} = \frac{3}{2} F_{m1} e^{j\omega t}, \quad (4)$$

де поворотний множник $e^{j\omega t}$ визначає обертання постійного за модулем вектора МРС $\frac{3}{2} F_{m1} = \frac{3\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{I_1 w}{p} k_{o1}$.

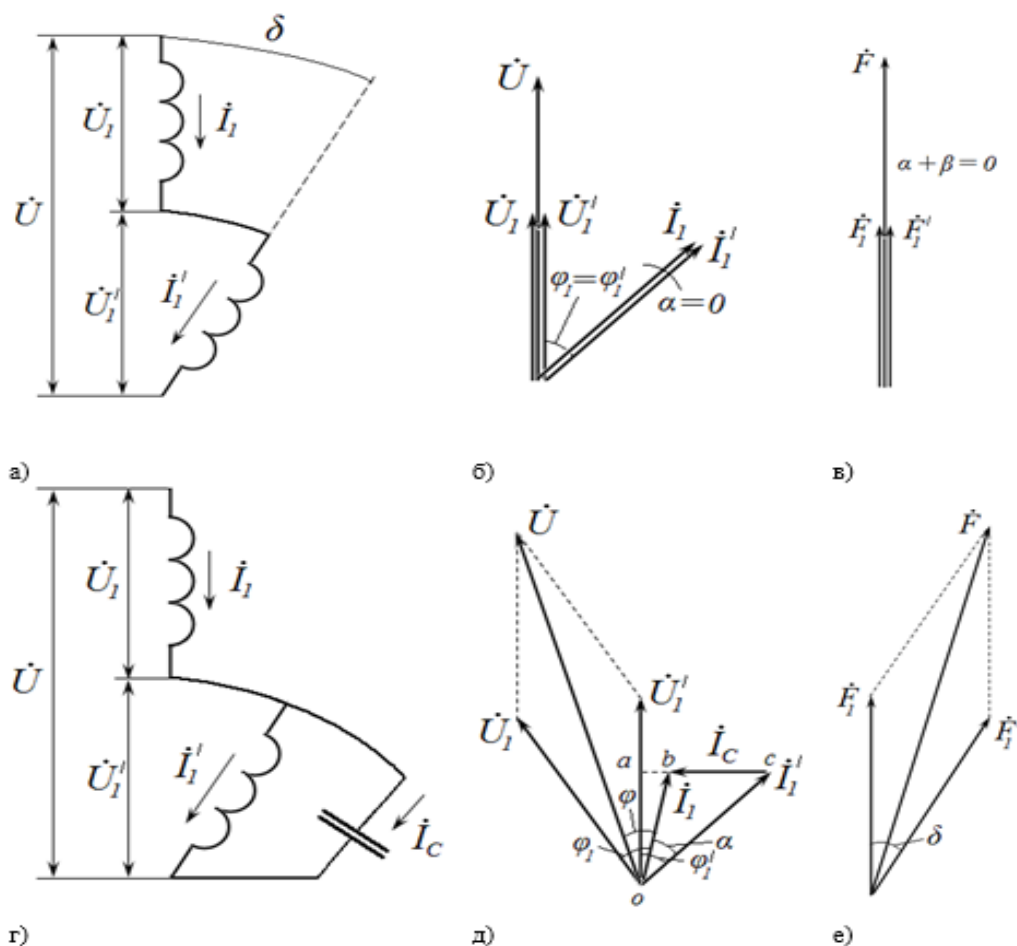


Рис. 2 – Схеми з'єднання напівобмоток, векторні діаграми струмів і напруг та векторні діаграми МРС фази обмотки статора асинхронного двигуна: без компенсації реактивної потужності (а, б, в) та з використанням компенсації (г, д, е).

МРС зашунтованих ємністю внутрішніх напівобмоток в окремих фазах описуються залежностями

$$\begin{aligned} F'_{1A} &= F'_{m1} \cos(\omega t - \alpha), \\ F'_{1B} &= F'_{m1} \cos(\omega t - \alpha - \rho), \\ F'_{1C} &= F'_{m1} \cos(\omega t - \alpha + \rho), \end{aligned} \quad (3.5)$$

а їх сумарне значення F_1' з урахуванням просторового зміщення на кут δ від іншої напівобмотки фази буде

$$F_1' = F_{1A}' e^{j\delta} + F_{1B}' e^{j(\delta-\rho)} + F_{1C}' e^{j(\delta-\rho)} = \frac{3}{2} F_{m1}' e^{j(\alpha+\alpha+\delta)}, \quad (5)$$

де $F_{m1}' = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{I_2 w}{p} k_{o1}'$ – амплітуда МРС фазної напівобмотки, що зашунтована ємністю.

При однакових напівобмотках $k_{o1} = k_{o1}'$, а струми I_1 та I_1' в загальному випадку різні та зсунуті у напівфазах фази на кут α .

Подвоєння кількості фазних зон обмотки статора при розділенні її звичайної фазної зони на дві частини та компенсації реактивної потужності в одній з напівобмоток обумовлює наступні додаткові ефекти у асинхронному двигуні із внутрішньою ємнісною компенсацією реактивної потужності [5]:

– удвічі зменшується кількість пазів обмотки на полюс і фазу $q' = \frac{Z}{2pm'}$, що веде до росту

обмотувального коефіцієнта по першій гармоніці k_{o1} , зменшенню МРС і магнітного потоку, необхідних для створення заданої ЕРС. З урахуванням зниження коефіцієнта насичення магнітного кола k_μ струм, намагнічування

$$I_0 \equiv \frac{k_\mu}{k_{o1}^2} \text{ зменшується на 15-20\% у порівнянні з}$$

базовою серійною машиною;

– з гармонійного складу магнітного поля машини $\nu = 2m'k \pm 1$ при $2m' = 12$ виключаються найбільш небезпечні паразитні гармоніки зворотна $\nu_{ze} = 5$ і пряма $\nu_{np} = 7$, просторове зміщення яких у напівхвилях МРС складає $\nu\delta - \alpha = \pm 180^\circ$, тобто вони знаходяться у протифазі. При цьому відпадає необхідність боротьби із п'ятою і сьомою просторовими гармоніками поля

розподілом обмотки та вкороченням її кроку. Обмотка може бути простою одношаровою.

Не дивлячись на деяке відхилення від умови $\delta - \alpha = 0$ нерівність струмів у напівобмотках в цілому $\delta - \alpha \rightarrow 0$, позитивно впливаючи як на робочий, так і на пусковий режими компенсованого асинхронного двигуна. Зміна напрямку обертання двигуна приводить до зміни знаку кута δ і $\delta - \alpha \neq 0$, що знижує ефективність асинхронного двигуна із внутрішньою ємнісною компенсацією реактивної потужності.

За рахунок використання внутрішньої ємнісної компенсації струм статора, при номінальному навантаженні, на валу зменшується від 2,6 А до 2,29 А (на 11,9%). В загальному, внаслідок зменшення струму намагнічування двигуна за рахунок подвоєння числа фазних зон, зменшення струму незашунтованих напівобмоток та внаслідок впливу внутрішньої ємнісної компенсації, зменшуються втрати в міді обмотки статора чим зумовлюється деяке збільшення (на 2-3%) коефіцієнта корисної дії двигуна (рис. 3). При використанні внутрішньої ємнісної компенсації суттєво зростає енергетичний коефіцієнт корисної дії двигуна η_e і значно зменшується споживана двигуном загальна потужність S . Так в режимі номінального навантаження двигуна його енергетичний коефіцієнт корисної дії зростає від 0,64 до 0,74 (на 16%), а загальна споживана з мережі потужність зменшується від 1711 ВА до 1507 ВА (на 12%) (рис.3).

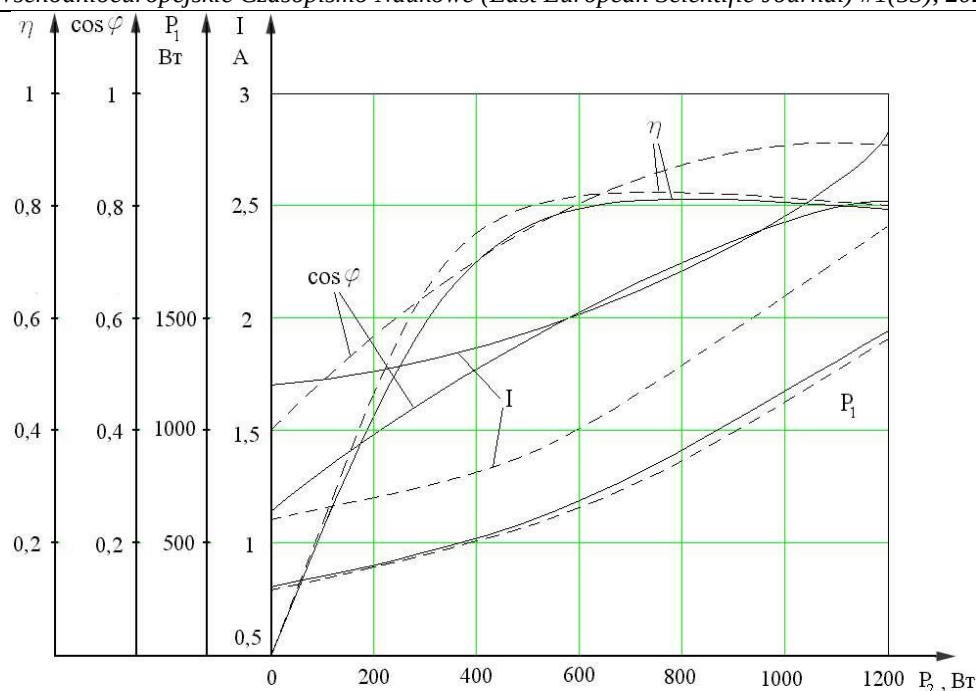


Рис. 3 – Робочі характеристики асинхронного двигуна:

— базового; - - - з використанням внутрішньої ємнісної компенсації

Висновки і пропозиції

Запропонований спосіб внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності асинхронних двигунів є простим, дешевим і надійним, а також він дає можливість в компенсованому асинхронному двигуні відносно серійного збільшити ККД на 10-30%, а $\cos \varphi$ на 7-20% при зниженні робочого номінального струму на 10-12% при деякому збільшенні пускового моменту в залежності від навантаження. Такі результати забезпечуються при використанні конденсаторів ємністю 8-12 мкФ на фазу на 1 кВт номінальної потужності двигуна.

Список літератури:

1. Лут М.Т., Синявський О.Ю. Зниження втрат енергії в асинхронних електроприводах. Енергетика і автоматика. – 2013. - №3. – С.144-149.
2. Гайдукевич С.В., Антонів О.С. Підвищення енергоефективності асинхронних електродвигунів // Вісник ХНТУСГ. Випуск 203 "Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України". – Харків: ХНТУСГ, 2019. – С. 117-119.
3. Акимов Н.И., Ильин В.Г. Прогрессивные способы ремонта с.х. техники. – М: Колос, 1984 г., - 380 с.
4. Большов М.М., и др. Охрана труда в с.х. – М.: Колос, 1984 г., - 624 с.
5. Пястолов А.А., Ерошенко Г.П. Эксплуатация электрооборудования. – М.: Агропромиздат, 1990 г., - 287 с.

УДК 624.1
ГРНТИ 67.13.5

Gubashova V.E.

Lead engineer of the design department of
Department of Special and Hydrotechnical
works, LCC JV Osnova-Solsif, Kiev, Ukraine
ORDIS 0000-0003-4235-4440

EXPERIENCE OF PERFORMANCE OF THE HORIZONTAL ANTI-FILTRATION SCREEN WITH THE APPLICATION OF DOUBLE FLUID JET GROUTING

Summary. The technology of jet grouting is based on the high-speed injection of one or more liquids (solution, air, water) into the ground. Fluids are injected through small-diameter nozzles located on a hydraulic monitor, which, in normal use, first drills a well to the bottom of the future soil-cement element, and then rises to the surface of the soil, performing continuous processing [1].

The type and physical and mechanical properties of the soils in which the jet-grouted element is performed will be one of the main factors that affect the geometric size of the elements and the strength characteristics of the soil-cement material.

The high anti-filtration property of the soil-cement material of elements made by the jet grouting technology allows creating a wide range of vertical and horizontal waterproofing screens and barriers.

This article discusses the experience of creating a horizontal soil-cement anti-filtration screen together with a retaining structure that was made using the "diaphragm wall" technology. A feature of the object is its territorial location - in the floodplain of the Svisloch River in the city of Minsk, and the scale of construction work - more than 9000 jet-grouted columns using double fluid jet grouting technology were performed to execute the screen.

Key words: anti-filtration screen, double fluid jet grouting technology, soil-cement column, jet-grouted element.

Introduction. Due to the low water permeability (based on the research of O.A. Makovetsky [1], the filtration coefficient is $1.4-1.6 \cdot 10^{-6}$ cm/s), the soil-cement material is used for vertical and horizontal anti-filtration screens, waterproofing barriers for dams of various types, permanent and temporary diaphragms.

When retaining structures from intersected piles or using the "diaphragm wall" method under conditions of a high level of groundwater, the bottom of such structures is buried in waterproof soil to prevent seepage of groundwater into the excavation area during excavation and, as a result, pit flooding. But in the

absence of natural waterproof soil, one of the most common methods is horizontal impervious screens made adjacent to the building envelope (Fig. 1).

The main advantages of using jet grouting technology to create anti-filtration diaphragms are not only low water permeability of soil-cement material, but a wide range of soil conditions for applying the technology, high speed of work, the ability to perform work in tight working space and, most importantly, the implementation of soil cement elements to a given depth with control of geometric and strength parameters.

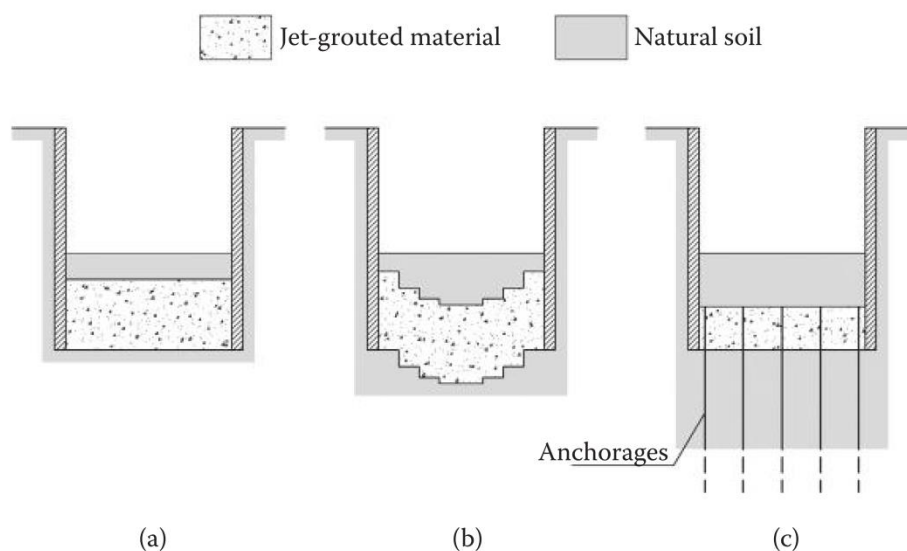


Figure 1. Types of schemes for performing horizontal screens using jet grouting technology: (a) horizontal slab, (b) inverted arch, (c) anchored slab [2].

Performing secant jet-grouted columns, a continuous horizontal screen is created, which has high strength and anti-filtration characteristics, of a given thickness with full adjacency to any type of retaining structure.

It is widely known in world construction practice to use soil-cement anti-filtration structures: the implementation of a horizontal anti-filtration screen during the construction of the Tukaya Square metro station in Kazan, described by A.G. Malinin [3]; construction of a pit fence in water-saturated sands near the river in Moscow [4]; during the construction of tunnels in Singapore [5], horizontal soil-cement screens were carried out together with a sheet pile fence and others.

Statement of the main material. A striking example of a horizontal anti-filtration screen is the "Multifunctional complex with the Kempinski Hotel"

in Minsk, in the quarter of Independence Ave. - Y. Kupala St. - Svisloch River".

According to the project for the construction of the complex, it was necessary to excavate to a depth of 6.5 m.

In 2011, the designers of JV Osnova-Solsif designed retaining structure made using the "diaphragm wall" method because of the high level of groundwater (1.5 m from the ground) and the territorial location of the construction site in the floodplain of the Svisloch River. The design of the retaining structure had a closed circuit (Fig. 2) and dimensions in the plan of about 167 m per 100 m. To avoid seepage of groundwater into the pit, since the bottom of the diaphragm wall was not brought to natural waterproof soil due to the lack of it (ground the thickness was sandy soils), a project was developed to arrange a horizontal anti-filtration screen made of soil-cement

elements using the technology of two-component jet grouting.

The two flows used are air and cement solution in double fluid jet grouting technology with air. Destruction and cementation of the soil, as in the single-fluid technology, occur through a solution jet supplied under a pressure of several tens of MPa, but the ring-shaped stream of air, supplied separately under a very low pressure (several hundred kPa) from the compressor, helps the erosion function of the solution monitor. A stream of compressed air maintains the speed of the stream of solution with distance from the nozzle. It is assumed that it creates a shell around the jet of solution and protects against friction.

Air is supplied at a very high flow rate (a lot of m^3/min) and draws the soil to the surface under the influence of airlift at a considerable speed (much more than in a single-fluid technology). It can be assumed that the rapid removal of the soil with air to the surface will reduce the force that the jet must exert in order to cross the spoil in the already treated space, and that this air-lifting effect is indirectly involved in increasing the radius of action between a single jet and a double jet.

The success of using jet grouting technology depends on the correct selection of technological parameters in accordance with the engineering and geological conditions.

Before starting work in Minsk, experimental columns were made using double fluid jet grouting technology in similar ground conditions (water-saturated sand) in Kiev to adjust operating parameters (Fig. 3). The main parameter affecting the formation of

a soil-cement column is the speed of rotation and elevation of the hydraulic monitor.

The process of raising the hydraulic monitor can be carried out smoothly, but it is preferable to carry out it in steps: in clay soils, the step height should be small, while in sandy and gravel soils the monitor can be raised with a large step. Therefore, in accordance with the selected monitor raising speed and step height, the jet (or jet, with several nozzles) performs a number of turns at the same height in accordance with the rotation speed.

$$t_{\text{raising}} = \frac{t_{\text{step}}}{h_{\text{step}}} \quad (1)$$

where h_{step} - step height, cm; t_{step} - time to step, s

Three sets of technological parameters with the following time spent on a step: 24, 30, and 40 s were selected to perform experimental soil-cement columns.

According to the test results, columns with diameters of ≈ 1500 , 2000 and 2500 mm were obtained, respectively, to the changed time for the step of lifting the hydraulic monitor. The graph (Fig. 2) shows a regular dependence of the increase in the diameter of the soil-cement column on the time of soil treatment with a high-pressure jet. It can also be noted that the curve tends to horizontal alignment - this means that if the rotation time of the hydraulic monitor continues to increase after a certain value is reached, the diameter will not increase if parameters such as jet pressure, solution flow rate or the use of three-component technology instead of two-component technology are not changed.

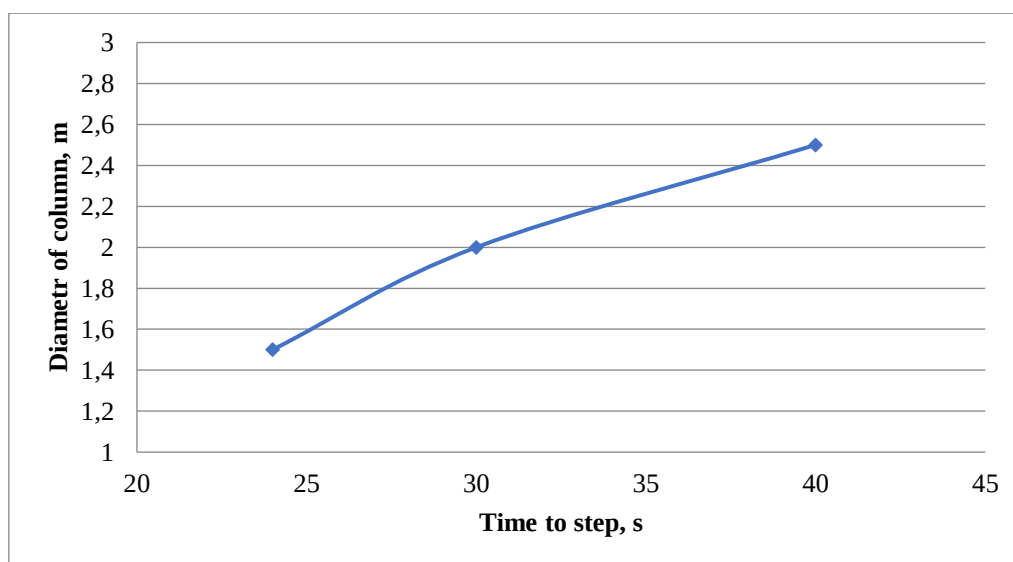


Figure 2. The dependence of the diameter of the column on time to step

The data obtained made it possible to select the appropriate operating parameters to obtain the required

diameter of the columns to create a horizontal anti-filtration screen.

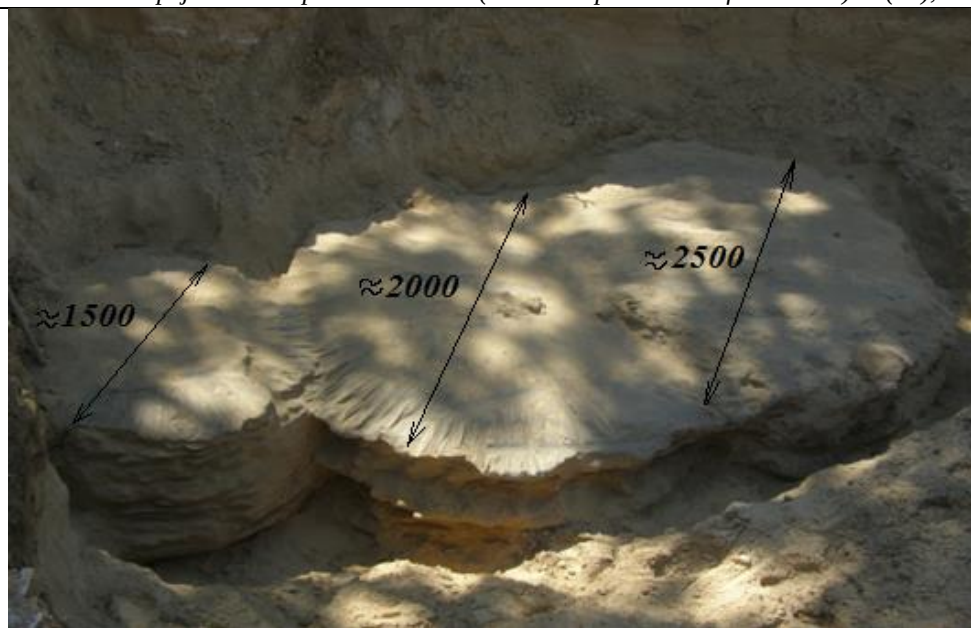


Figure 3. Experimental jet-grouted columns

In 2012, after the construction of the diaphragm wall was completed, work began on the creation of an anti-filtration screen.

A horizontal 0.8 m thick anti-filtration screen was made of soil-cement columns that intersected each

other with a diameter of 1600 mm and 1200 mm at the abutment of the screen with the diaphragm wall. The number of jet-grouted columns according to the project was 8854 pcs (ø1600 mm) and 184 pcs (ø1200 mm).

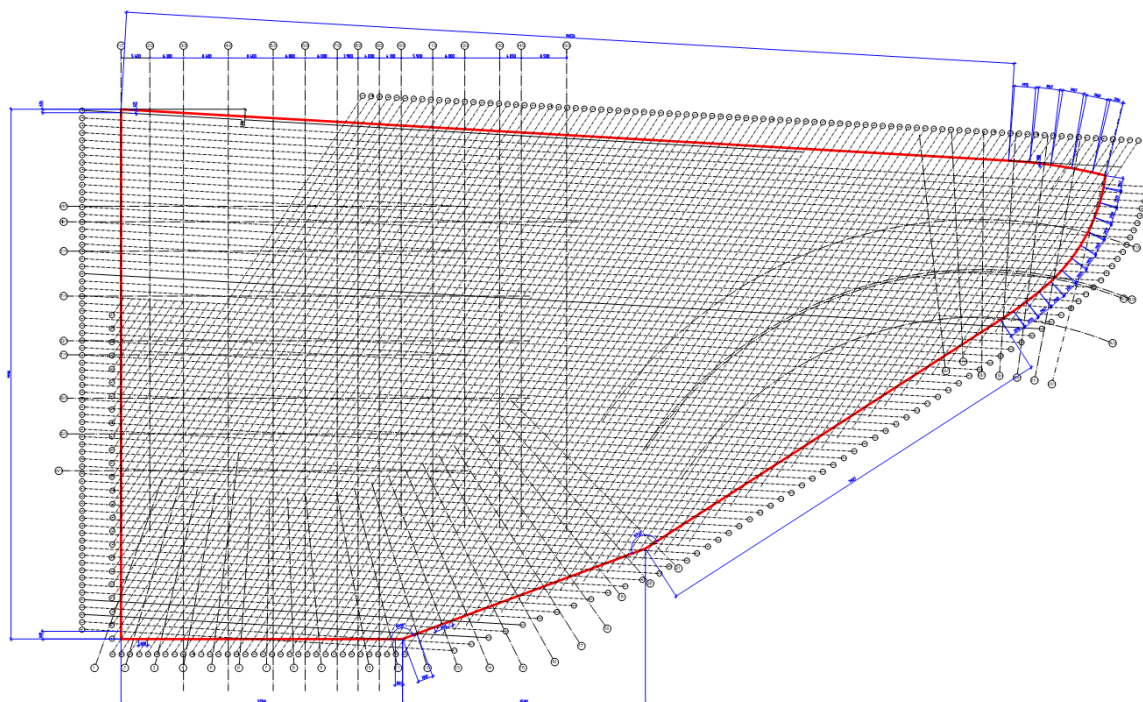


Figure 4. The plan for the diaphragm wall

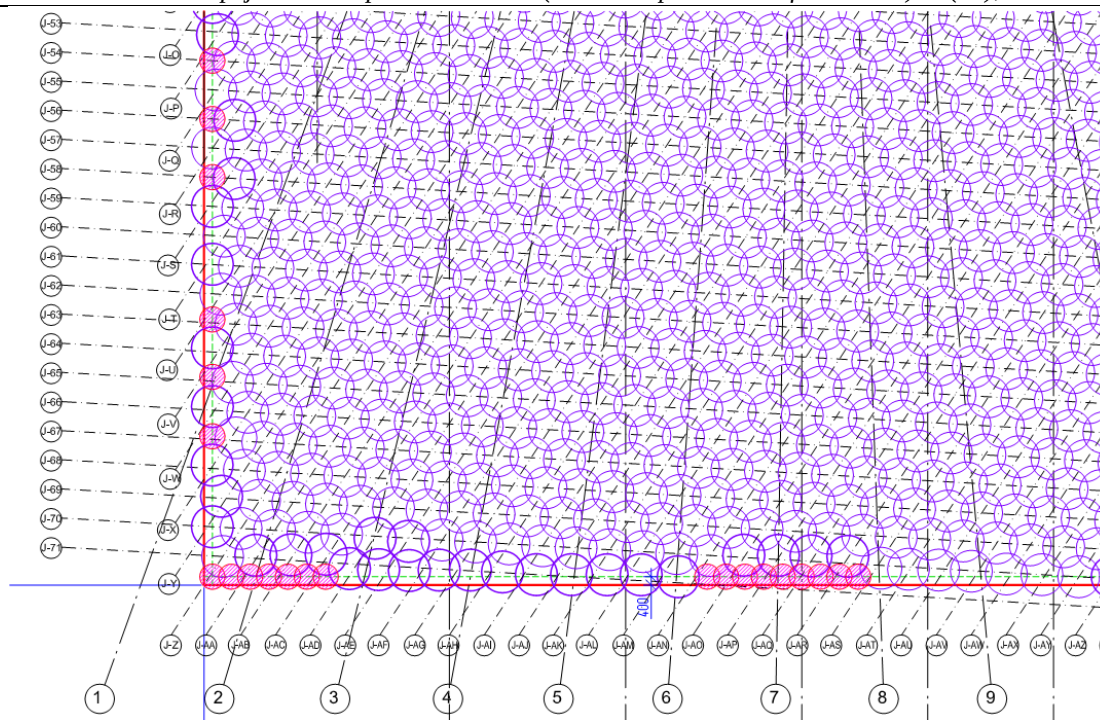


Figure 5. Fragment of the plan for the location of jet-grouted columns

Soil-cement columns were made using double fluid jet grouting technology using cement-bentonite solution.

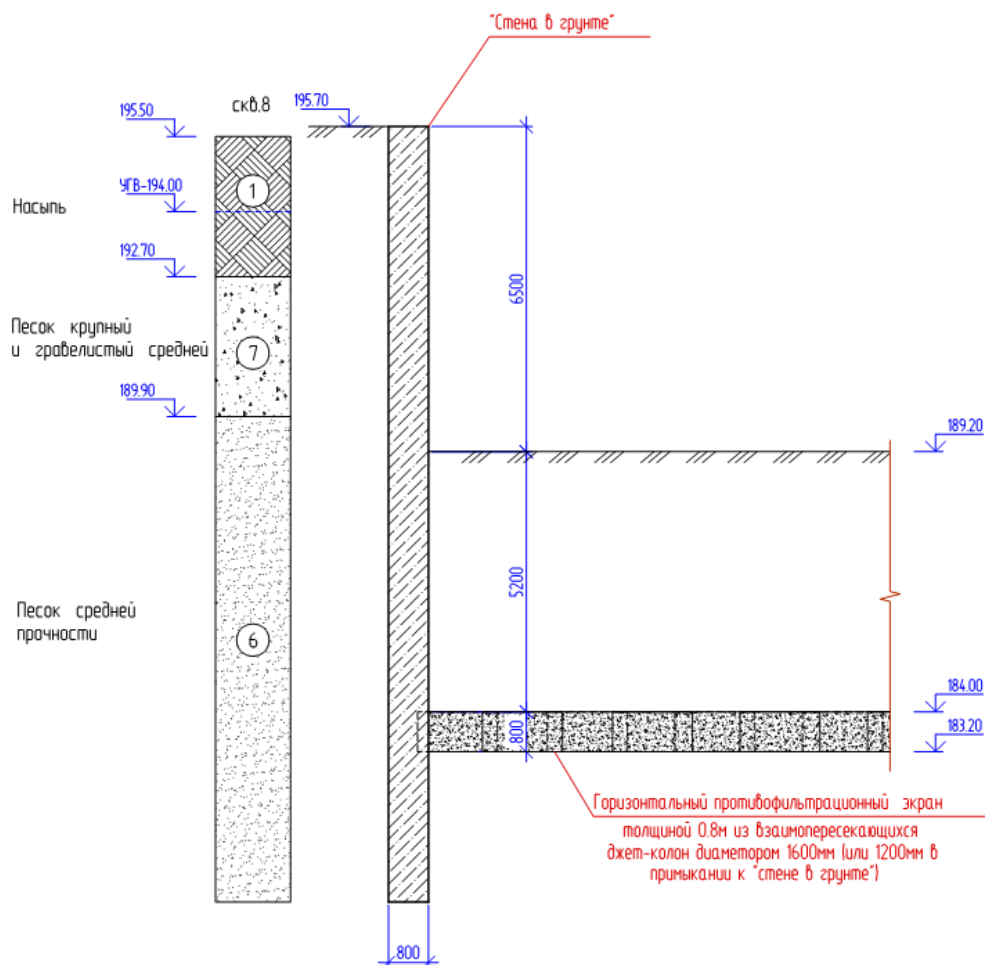


Figure 6. Cross section of the construction of the retaining wall and the anti-filtration screen.

In conjunction with the anti-filtration screen, a project for water reduction was developed. In 2012, excavation works were successfully completed. As of

2020, the Kempinski hotel complex is completed but not put into operation.

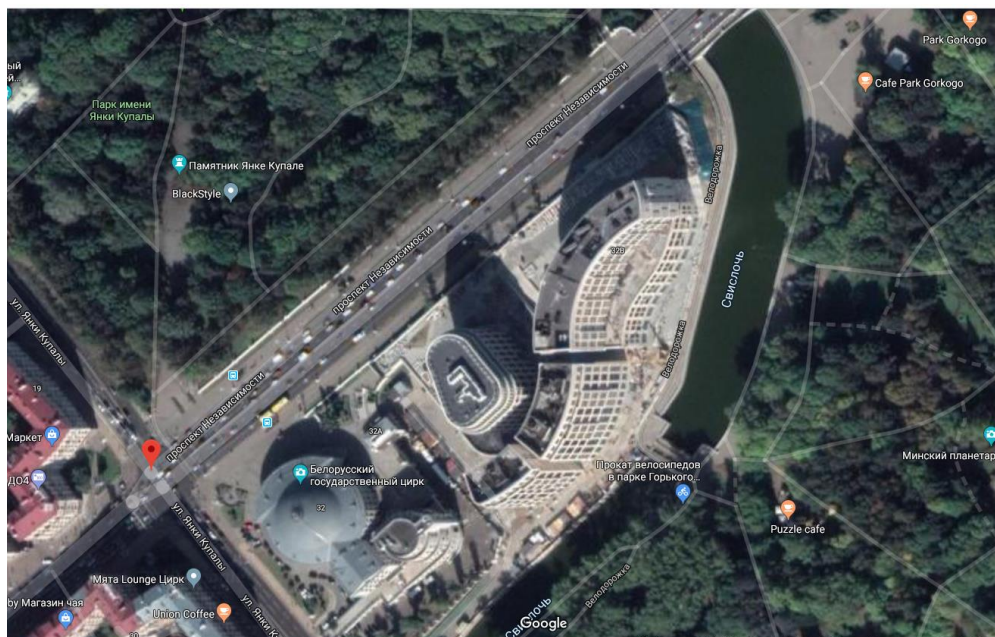


Figure 7. Multifunctional complex with the hotel "Kempinski" (Google map)



Figure 8. A multifunctional complex with the Kempinski hotel as of 2014 [6]: a) view from the street. Y. Kupala; b) view from the side of the river Svisloch

Conclusions

Due to the property of soil-cement material such as low permeability, jet-grouted elements are excellent for creating anti-filtration barriers and screens during construction in flooded soils or when using hydraulic structures as constituent elements.

The ability to perform work on jet grouting in tight working space and, most importantly, to create soil-cement elements to a given depth with the control of geometric and strength parameters, can solve almost any geotechnical problem.

According to the results of tests carried out before starting work on the construction site, the dependence of the increase in the diameter of the soil-cement column on the time of processing sandy soil with a high-pressure jet was established.

On the example of the object described in the article "Construction of a multifunctional complex with the Kempinski Hotel" in Minsk, the successful use of horizontal soil-cement screens in collaboration with a

retaining structure made using the diaphragm wall technology in difficult flooded engineering and geological conditions is shown. With the subsequent application of the developed water reduction scheme, a successful excavation was performed and the underground part of the complex was constructed.

This construction site in terms of scale at that time was the first of its kind in Europe, where more than 9000 jet-grouted columns were made using the technology of double fluid jet grouting.

List of reference:

1. Маковецкий О.А., Хусаинов И.И. "Опыт применения струйной цементации для устройства подземных частей жилых комплексов" // Світ геотехніки. 2012. №4. С. 20-23. [Makovetskii O.A., Khusainov I.I. "Opyt primeneniya struinoi tsementatsii dlya ustroystva podzemnykh chastei zhilykh kompleksov" // Svit geotekhniki. 2012;(4):20-23. (In Russ)].

2. Croce P., Flora A., Modoni G. Jet Grouting. Technology, Design and Control. NW: SRS Press Taylor & Francis Group; 2014.
3. Малинин А.Г. Устройство горизонтальной завесы с помощью струйной цементации грунта. URL: <http://jet-grouting.info>
4. Малинин А.Г. Струйная цементация грунтов: монография. Пермь: Пресстайм; 2007.
5. His J.P., Yu J.B.Y. "Jet grout application for excavation in soft marine clay" // Proceeding of the 16th International conference on soil mechanics and geotechnical engineering, Osaka. 2005; 1485-1489.
6. Форум проектировщиков Белоруссии. URL: <https://www.skyscrapercity.com>

УДК 677.053.2

Завертанный Богдан Сергійович

Аспірант

Кафедра прикладної механіки та машин

Київський національний університет технологій та дизайну

Манойленко Олександр Петрович

Кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри

Кафедра прикладної механіки та машин

Київський національний університет технологій та дизайну

Акимов Олександр Олександрович

Кандидат технічних наук, доцент

Науково-випробувальний відділ

Державний науково-випробувальний центр Збройних Сил України

Горобець Василь Андрійович

Кандидат технічних наук, доцент,

Кафедра прикладної механіки та машин,

Київський національний університет технологій та дизайну

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ УКОЧУЮЧОГО РОЛИКА МЕХАНІЗМУ НАМОТУВАННЯ БОБІНАЖНО-ПЕРЕМОТУВАЛЬНИХ МАШИН

Завертанный Богдан Сергеевич

Аспирант

Кафедра прикладной механики и машин

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Манойленко Александр Петрович

Кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой

Кафедра прикладной механики и машин

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Акимов Александр Александрович

Кандидат технических наук, доцент

Научно-испытательный отдел

Государственный научно-испытательный центр Вооруженных Сил Украины

Горобец Василий Андреевич

Кандидат технических наук, доцент,

Кафедра прикладной механики и машин,

Киевский национальный университет технологий и дизайна

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ УСТРОЙСТВ УКАТЫВАЮЩЕГО РОЛИКА МЕХАНИЗМА НАМОТКИ БОБІНАЖНО-ПЕРЕМОТОЧНЫХ МАШИН

Zavertannyi Bogdan

Postgraduate student

Department of Applied Mechanics and Machines

Kyiv National University of Technology and Design

Oleksandr Manoilenko

PhD, Associate Professor, Head of Department

Department of Applied Mechanics and Machines

Kyiv National University of Technologies and Design

Oleksandr Akymov

PhD, Associate Professor

Research and testing department

COMPARATIVE ANALYSIS OF DEVICES OF THE ROLLING ROLLER OF THE MECHANISM FOR WINDING OF THE BOBBIN-REWINDING MACHINES

Анотація. Наведена структура нових пристроїв укочуючого ролика. Виконано порівняння 5-ти нових намотувальних механізмів перемотувальних машин з різними пристроями укочуючого ролика. Критеріями порівняння прийняті значення частот власних коливань при взаємодії системи укочуючий ролик – пакування. Розроблено математичну модель, яка дозволяє визначити власні коливання коромисла з укочуючим роликом. Змодельовано поведінку вільних коливань під час роботи нових конструкцій пристроїв укочуючого ролика. Нові конструкції укочуючого ролика дозволяють забезпечити надійне прилягання останнього до пакування вздовж всієї лінії контакту. Також нові конструкції створюють додаткове демпфування коливань коромисла укочуючого ролика та зменшують витрати енергії при проковзуванні циліндричного укочуючого ролика по конічному пакуванню. Це спрямовано на підвищення якості пакування конічної форми, яке отримується на обладнанні, та надійності процесу перемотування. Проведено порівняння власних коливань системи укочуючий ролик – пакування при різних жорсткостях пружних елементів пристроїв укочуючого ролика. Зі зміною жорсткості пружних елементів змінюється не тільки частота власних коливань, а і коефіцієнт динамічності, який показує у скільки разів амплітуда вимушених коливань більше статичного відхилення та дає оцінку впливу частоти вимушеної сили. В порівнянні з базовим механізмом нові механізми дозволяють знизити власні частоти коливань коромисла на 70÷85 %. Це дозволяє підвищити робочі швидкості механізму намотування на 9÷12 %. Розроблені механізми дозволяють зменшити динамічне навантаження від коромисла з укочуючим роликом на механізм намотування при застосуванні пружних елементів з коефіцієнтом жорсткості $C_p = 5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ в порівнянні з базовою конструкцією. Це також дозволяє підвищити робочі швидкості та зменшити вібрації в перемотувальній машині.

Аннотация. Приведена структура новых устройств укатывающего ролика. Выполнено сравнение 5-ти новых намоточных механизмов перемоточных машин с различными устройствами укатывающего ролика. Критериями сравнения приняты значения частот собственных колебаний при взаимодействии системы укатывающий ролик – паковка. Разработана математическая модель, которая позволяет определить собственные колебания коромысла с укатывающим роликом. Смоделировано поведение свободных колебаний при работе новых конструкций устройств укатывающего ролика. Новые конструкции укатывающего ролика позволяют обеспечить надежное прилегание последнего к упаковке вдоль всей линии контакта. Также новые конструкции создают дополнительное демпфирование колебаний коромысла укатывающего ролика и уменьшают затраты энергии при проскальзывании цилиндрического укатывающего ролика по конической паковке. Это направлено на повышение качества упаковки конической формы, получаемого на оборудовании, и надежности процесса перемотки. Проведено сравнение собственных колебаний системы укатывающий ролик – паковка при разной жесткости упругих элементов устройств укатывающего ролика. С изменением жесткости упругих элементов меняется не только частота собственных колебаний, а и коэффициент динамичности, который показывает, во сколько раз амплитуда вынужденных колебаний больше статического отклонения и дает оценку влияния частоты вынужденной силы. По сравнению с базовым механизмом новые механизмы позволяют снизить собственные частоты колебаний коромысла на 70÷85 %. Это позволяет повысить рабочие скорости механизма намотки на 9÷12 %. Разработанные механизмы позволяют уменьшить динамическую нагрузку от коромысла с укатывающим роликом на механизм намотки при применении упругих элементов с коэффициентом жесткости $C_p = 5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ по сравнению с базовой конструкцией. Это также позволяет повысить рабочие скорости и уменьшить вибрации в перемоточной машине.

Abstract. The structure of new devices of the rolling roller is given. The comparison of 5 new winding mechanisms of rewinding machines with different devices of the roller has been done. By the comparison criteria adopted the values of the frequencies of natural oscillations in the interaction of the system roller – packing. A mathematical model has been developed to determine the oscillations of a rocker with a rolling roller. The behavior of free oscillations during the work of new designs of devices of the rolling roller has been modeled. The new rolling roller construction allows the latter to be fitted securely to the package along the entire contact line. Also, new constructions create additional damping of oscillations of the rocker arm of the rolling roller and reduce energy consumption when the cylindrical rolling roller is slid across the conical packing. This aims to improve the quality of the conical packing that is obtained on the equipment and the reliability of the rewinding process. The comparison of the oscillations of the system of the rolling roller - the packing at different rigidity of the elastic elements of the devices of the rolling roller has been done. As the rigidity of the elastic elements changes, not only the oscillation frequency changes, but also the dynamic coefficient, which shows how many times the amplitude

of the forced oscillations is greater than the static deviation and gives an estimate of the effect of the frequency of the forced force. In the comparison with the basic mechanism, the new mechanisms allow to reduce the natural oscillation frequencies of the rocker by 70÷85%. This allows the working speed of the winding mechanism to be increased by 9÷12%. The developed mechanisms allow to reduce the dynamic load from the rocker arm with the rolling roller to the winding mechanism when applying elastic elements with a coefficient of rigidity $C_p = 5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ in comparison with the basic structure. It also helps to increase operating speeds and reduce vibrations in the rewinding machine.

Ключові слова: бобіна, частота коливань, укочуючий ролик, механізм намотування, коефіцієнт динамічності, динамічна модель, метод напівжорсткого шпинделя.

Ключевые слова: бобина, частоты колебаний, укатывающий ролик, механизм намотки, коэффициент динамичности, динамическая модель, метод полужесткого шпинделя.

Keywords: bobbin, oscillation frequency, rolling roller, winding mechanism, dynamic coefficient, dynamic model, semi-rigid spindle method.

1. Вступ

Якісне намотування текстильного матеріалу (ниток, пряжі) на бобіни впливає не тільки на якість продукції готового виробу, але й на надійність роботи технологічного обладнання. В процесі перемотування текстильних матеріалів і укладання на бобіну необхідна стабілізація натягу та рівномірна щільність пакування для подальшої безперебійної переробки матеріалу. Ці вимоги забезпечуються встановленням механізму укочуючого ролика.

Актуальним являється вивчення впливу конструкції пристрою укочуючого ролика на віброактивність механізму намотування. Це дає можливість визначати вплив укочуючого ролика на робочі швидкості обладнання.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В роботах [1-13] розглянута кінематична та динамічна сутність процесу намотування пряжі. Однак в більшості робіт не розглядається вплив частот коливань окремих елементів механізму намотування на його працездатність, не враховуються пружні властивості матеріалу. В тих же роботах [9-13] де ці фактори враховуються, не досліджується вплив величини та характеру зовнішніх сил, які діють на укочуючий ролик, що не дає повного опису коливальної системи механізму намотування. Так, у роботах [1, 2] не надається важливого значення впливу структури механізму укочуючого ролика на частоти власних коливань механізму намотування, що впливає на динамічні характеристики машини і, відповідно, на якість її роботи. В роботі [3] розглянуто вплив швидкості розмотування нитки на технологічні параметри та вібрації при намотуванні. Показано вплив динамічної поведінки пряжі при намотуванні, але без врахування впливу конструктивних особливостей обладнання на процес намотування. У роботах [4, 5] описано конструкції механізмів намотування та укочуючих роликів з використанням жорсткого кріплення укочуючого ролика без визначення його впливу на динамічні характеристики механізму намотування. Так в роботі [6] окрім опису механізмів намотування розглянуто та визначені параметри швидкості намотування. Так, наприклад, в роботах [6, 7] визначаються швидкісні параметри

намотування без розгляду частот коливань окремих кінематичних ланцюгів механізму. Розгляд впливу значень параметрів бобіни з пакуванням на частоти коливань системи кінематично зв'язаних роторів в роботах [8, 9] виконаний без врахування величини впливу зовнішніх сил. Антологічний недолік мають і роботи [12, 13] присвячені дослідженню критичних швидкостей та нелінійних вільних коливань гнучкої роторної системи. Аналогічне дослідження, але з врахуванням пружності опор та вала, проведено в роботі [13]. Таким чином, відомі методики досліджень не дають повного опису коливальної системи механізму намотування перемотувальних машин, оскільки не враховують вплив величини та характеру зовнішніх сил, які виникають з боку укочуючого ролика.

Для регулювання щільності пакування та натягу нитки в намотувальних механізмах (рис. 1, а) бобінажно-перемотувальних машин застосовується пристрій укочуючого ролика, в якому укочуючий ролик рухомо встановлений на жорстко закріплену вісь в коромислі. Така конструкція укочуючого ролика застосована в перемотувальних машинах «Полікон» ф. Бармаг (Німеччина), ф. SSM Textile Machinery (Швейцарія) [6] та машинах типу БП (Росія) [14–17]. Основною перевагою даного механізму є простота конструкції укочуючого ролика, що знижує собівартість обладнання. Однак, поряд з перевагами, типова конструкція пристрою укочуючого ролика має суттєві недоліки. По-перше, жорстке закріплення вісі укочуючого ролика в коромислі не забезпечує демпфування коливань, які виникають в результаті обертання бобіни. Також це призводить до нерівномірного притискання його до бобіни з пакуванням по всій довжині твірної конуса, і, як наслідок, до нерівномірної щільності пакування текстильного матеріалу. Крім того, в процесі роботи машини укочуючий ролик вводиться у контакт з напрацьованим пакуванням через коромисло з противагою. Коромисло при вібраціях створює додаткове динамічне навантаження на бобіну, внаслідок чого укочуючий ролик періодично втрачає контакт з пакуванням, що також призводить до зниження якості пакування. По-друге, суттєвим недоліком є відсутність можливості самовстановлення укочуючого ролика відносно пакування та бобіни. Все це призводить до

відхилення осі уочуючого ролика від лінії твірної конуса бобіни з пакуванням, що призводить до нерівномірного притискання його до пакування та до різної його щільності. І, на останнє, різна величина лінійних швидкостей вздовж твірної бобіни з пакуванням призводить до проковзування циліндричного уочуючого ролика по пакуванню, що супроводжується втратами енергії на тертя та також зниженням якості пакування.

Таким чином, виходячи із вищевказаного, можна стверджувати, що в літературних джерелах не виявлені дослідження динамічної взаємодії уочуючого ролика з пакуванням з врахуванням впливу зовнішніх сил. Також не досліджено вплив цієї взаємодії на якість пакування та роботу механізму намотування в цілому.

3. Мета і завдання дослідження

Метою дослідження є розробка нових структур пристроїв уочуючого ролика, в яких забезпечується надійне прилягання його до пакування вздовж всієї лінії контакту, демпфування коливань та зменшення витрат енергії при проковзуванні.

Задачами дослідження для досягнення цієї мети є:

- розробити методику та математичні моделі визначення динамічних характеристик процесу намотування, власних частот та коефіцієнтів динамічності з урахуванням впливу жорсткості кріплення уочуючого ролика та його конструкції;
- розробити нові види кріплень уочуючого ролика в коромислі та зміну конструкції самого ролика, які забезпечують покращення значень динамічних характеристик порівняно з базовою конструкцією пристрою уочуючого ролика;
- провести порівняльний аналіз запропонованих структур пристроїв уочуючого ролика з базовою.

4. Результати розробки пристроїв уочуючого ролика та їх аналіз

Запропоновано 5 нових структур намотувальних механізмів перемотувальних машин (рис. 1, б–е) з різними пристроями уочуючого ролика [18–22].

Пристрій базової конструкції механізму намотування нитки у бобіни містить електричний

привод, що включає електродвигун 1 (рис. 1, а). Електродвигун з'єднаний пасовими передачами 2–4 з механізмом розкладника 5 та бобінотримачем 6, на якому закріплена конічна бобіна 7. Регулювання зусилля натягу пасів здійснюється натяжним шківом 8. Пристрій уочуючого ролика 9 містить коромисло 10 з противагою 11, яке рухомо встановлено на валу 12. Уочуючий ролик 9 також рухомо встановлений в підшипниках кочення на осі 13, яка закріплена в коромислі 10, а його напрямна 14 з'єднана поступальною кінематичною парою з розкладником 5. Пристрій уочуючого ролика М1 (рис. 1, б) [18] відрізняється від базової конструкції встановленням осі 13 уочуючого ролика 9 в двох амортизаторах, які виконані у вигляді двох пружин 15.

Пружне кріплення уочуючого ролика в коромислі 10 забезпечує його щільне прилягання по всій лінії контакту та демпфування коливань, які виникають збоку пакування.

Пристрій уочуючого ролика М2 (рис. 1, в) [19] виконаний з амортизатором у вигляді пружних втулок 16. У пружних втулках закріплена вісь 13 уочуючого ролика 9, який аналогічно базовій конструкції встановлено на підшипниках кочення та противагою 11. Уочуючий ролик введено в силове замикання з конічною бобіною 7.

Пружне кріплення уочуючого ролика в коромислі 10 забезпечує його щільне прилягання по всій лінії контакту та демпфування коливань, які виникають збоку пакування.

Пристрій уочуючого ролика М3 (рис. 2, г) [20] має наступну структуру – кінці коромисла 10 з'єднані обертальними кінематичними парами з циліндричними пальцями 17, в отвори яких рухомо встановлені кінці штоків амортизаторів 18. Амортизатори виконані зі сферичними частинами та з різьбовими частинами (на рис. не позначено), на яких закріплені з можливістю регулювання гайки 19. На штоках амортизаторів 18 відповідно встановлені пружини 16, які забезпечують демпфування уочуючого ролика 9. Сферичне з'єднання пружин з віссю 13 уочуючого ролика 9 та циліндричне з'єднання з коромислом 10 забезпечує самовстановлення уочуючого ролика 9 на поверхні бобіни 7 з пакуванням.

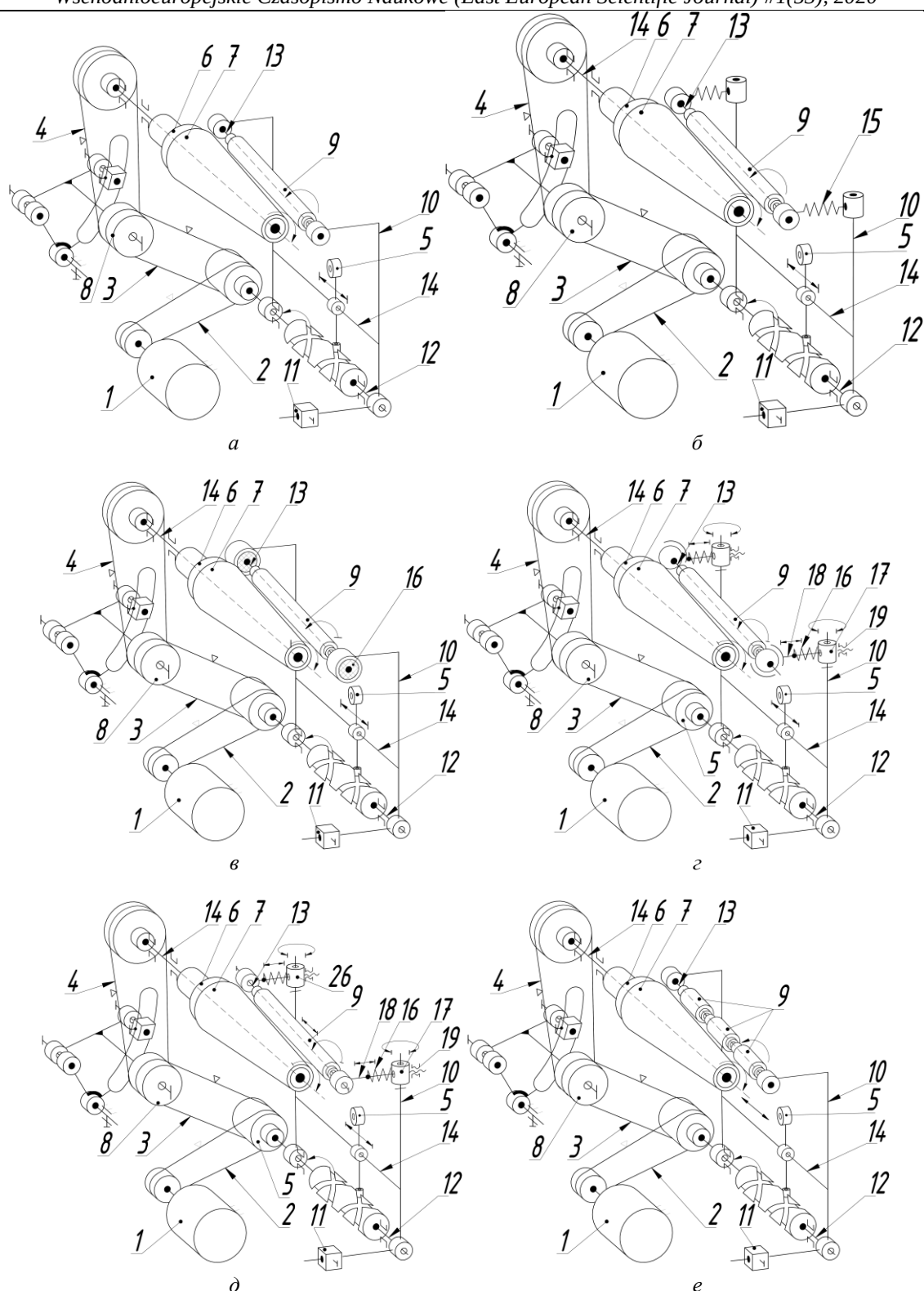


Рис. 1. Кінематичні схеми намотувальних механізмів базової конструкції та модифікації М1–М5 перемотувальних машин: а – базова конструкція; б – М1 з підпружиненим укочуючим роликом; в – М2 з демпферними втулками; г – М3 зі сферичним з'єднанням укочуючого ролика з коромислом пружними елементами; д – М4 з підпружиненим укочуючим роликом та з'єднаного циліндричними кінематичними парами з коромислом; е – М5 з трьома укочуючими роликами. 1 – електричний привод; 2–4 – пасові передачі; 5 – механізм розкладника; 6 – механізм бобінотримача; 7 – бобіна; 8 – натяжний шків; 9 – укочуючий ролик; 10 – коромисло; 11 – противага; 12 – вал; 13 – вісь; 14 – напрямна; 15 – пружина; 16 – втулка пружна; 17 – циліндричний палець; 18 – шток амортизатора; 19 – гайка

Пристрій укочуючого ролика М4 (рис. 2, д) кінці штоків амортизаторів 18 виконані у вигляді ковзних втулок. Втулки з'єднані зворотно-

поступальною кінематичною парою з віссю 13 укочуючого ролика 9. Укочуючий ролик аналогічно противагою 11 введений в силове замикання з конічною бобіною 7. Регулювання жорсткості демпфера в конструкціях механізмів модифікації М3 та М4 здійснюється гайками 19.

Пристрій укочуючого ролика М5 (рис. 1, е) [22] на відміну від М1–М4 не має в конструкції амортизатора і його структура є найближчою до структури базового варіанту. На відміну від базової конструкції укочуючий ролик 9 виконаний у вигляді трьох окремих сегментів, що забезпечує

зменшення його проковзування відносно пакування бобіни.

З метою порівняння механізмів визначимо вплив жорсткості кріплення укочуючого ролика в коромислі на динамічні характеристики (власні частоти коливання, коефіцієнт динамічності) розглянутих механізмів модифікацій М1–М5.

Визначимо коливання коромисла з жорстко закріпленою віссю укочуючого ролика намотувального механізму (М1 та М5), динамічна модель, якого зображена на рис. 2.

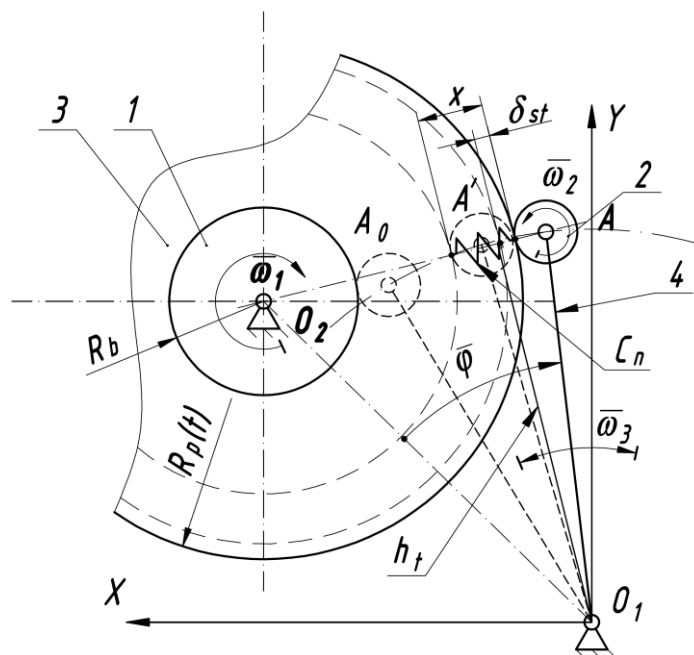


Рис. 2. Динамічна модель намотувального механізму (М1 та М5) з жорстким кріпленням вісі укочуючого ролика. 1 – бобінотримач; 2 – укочуючий ролик; 3 – пакування; 4 – коромисло

При нехтуванні обертанням укочуючого ролика та бобінотримача, положення системи визначатиметься координатою ω – кута повороту важеля O_1A укочуючого ролика відносно положення статичної рівноваги [23].

Розглядаючи переміщення коромисла з укочуючим роликом, як дискретні значення для конкретних мас пакування, для поточного положення ϕ кінетичну T та потенціальну Π енергії коливальної системи визначено наступними виразами:

$$T = \frac{1}{2} I \cdot \dot{\phi}^2, \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} C_n \cdot \delta^2 + P \cdot h_t \cdot \phi - \frac{C_n \cdot \delta_{st}^2}{2}, \quad (2)$$

$$C_n = C_l \cdot L_c, \quad (3)$$

де I – момент інерції укочуючого ролика з коромислом відносно його осі, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

δ – деформація бобіни в динамічних умовах, м;

P – вага укочуючого ролика з коромислом, Н;

C_n – жорсткість тіла намотування(пакування), Н/м;

C_l – жорсткість пакування розподілена по довжині, Н/м²;

L_c – довжина твірної пакування, м;

h_t – плече сили реакції укочуючого ролика, м;

R_b – радіус бобіни, м;

$R_p(t)$ – поточний радіус пакування (в момент часу t), м;

δ_{st} – попередня деформація тіла намотування, м.

Згідно з методу напівжорсткого [23] шпинделя для визначення власних частот коливань приймаємо, що бобінотримач та бобіна абсолютно жорсткі та недеформовані, а вал вважається пружним, тобто таким який може змінювати своє положення у просторі під дією сил. Жорсткість пакування C_n враховуємо у вигляді додаткової пружини.

Деформація δ в динамічних умовах при малих зміщеннях центра мас бобінотримача дорівнює:

$$\delta = \delta_{st} + x - h_t \cdot \phi. \quad (4)$$

Підставляючи значення (4) в вираз (2) після перетворення одержимо:

$$\begin{cases} m_p \cdot \ddot{x} + C_p(x - h_t \cdot \phi) + C_n \cdot x = 0, \\ I_1 \cdot \ddot{\phi} - C_p \cdot h_t(x - h_t \cdot \phi) = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Згрупувавши значення жорсткостей відносно узагальненої координати, отримаємо:

$$\begin{cases} m_p \cdot \ddot{x} + (C_p + C_n)x - C_p \cdot h_t \cdot \phi = 0, \\ I_1 \cdot \ddot{\phi} - C_p \cdot h_t \cdot x + C_p \cdot h_t^2 \cdot \phi = 0. \end{cases} \quad (13)$$

За допомогою підстановки $\phi = A_1 \sin \omega t$ та $x = A_2 \sin \omega t$ одержимо характеристичну систему двох алгебраїчних рівнянь, з якої за допомогою процедури [23] одержимо визначник системи у вигляді:

$$D(p) = \begin{vmatrix} C_p + C_n - m_p \cdot p^2 & -C_p \cdot h_t \\ -C_p \cdot h_t & C_p \cdot h_t^2 - I_1 \cdot p^2 \end{vmatrix}. \quad (14)$$

Значення p , при яких $D(p)=0$, будуть значеннями власних частот коливання механічної системи.

Проведемо розрахунок частот власних коливань коромисла для механізмів в з жорстким закріпленням осі укочуючого ролика (М5 та базової конструкції) та пружного з'єднання з коромислом (М1–М4). Виходячи з [23] та експериментальних досліджень, з достатньою точністю можна прийняти те, що коефіцієнт пружності тіла намотування змінюється лінійно, а жорсткість пружин для механізмів М1–М4 вважається алгебраїчною сумою значень жорсткостей. Приймавши відповідно до [23] значення параметрів механізму, проведено розрахунки.

5. Результати моделювання власних частот коливань укочуючого ролика

В результаті розрахунків отримано динамічні характеристики пристроїв укочуючого ролика в залежності від товщини тіла намотування власної частоти коливання коромисла та коефіцієнта динамічності (рис. 4).

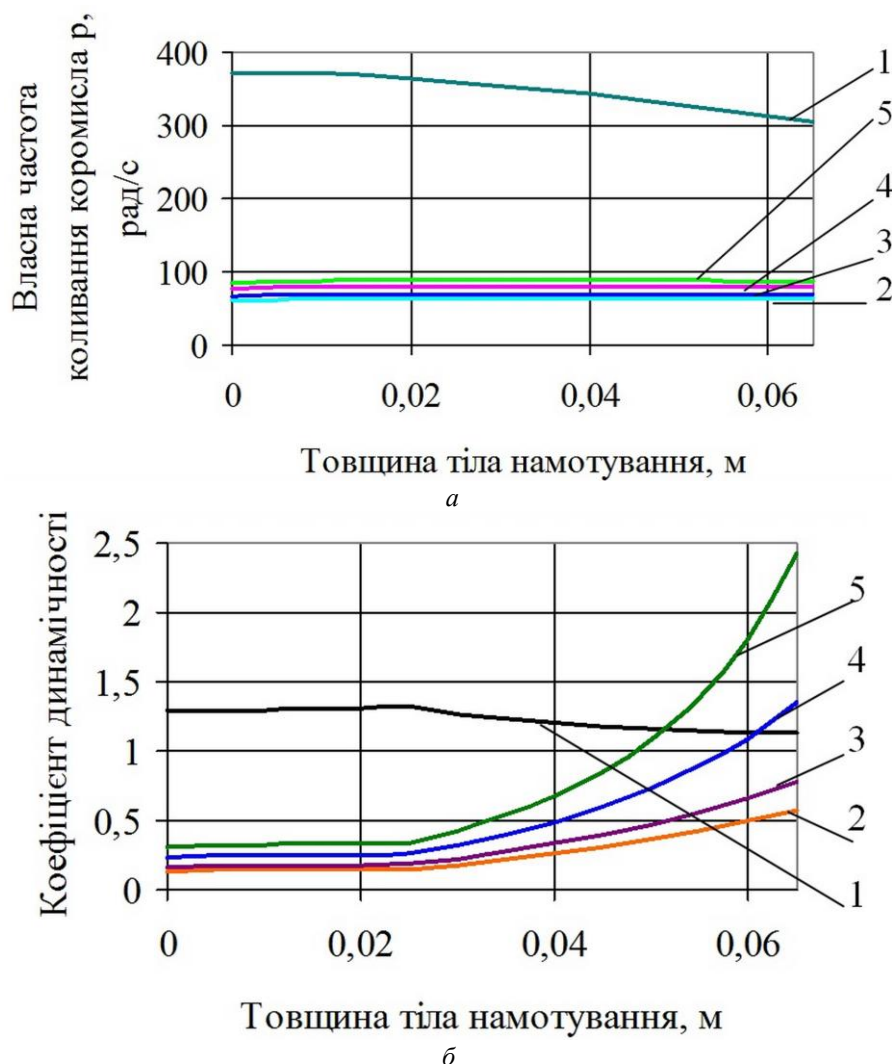


Рис. 4. Динамічні характеристики намотувальних механізмів: а – власна частота коливання коромисла; б – коефіцієнт динамічності; 1 – при жорсткому кріпленні осі укочуючого ролика в коромислі (М5 та базової конструкції); 2 – при жорсткості пружного елемента $C_{p1}=5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$; 3 – при жорсткості пружного елемента $C_{p2}=6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$; 4 – при жорсткості пружного елемента $C_{p3}=8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$; 5 – при жорсткості пружного елемента $C_{p4}=1 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$

З рисунка 4а видна значна ефективність використання пружного кріплення ролика, особливо на заключному етапі напрацювання пакування. Оптимальним значенням жорсткості кріплення пружного ролика $C_{p1}=5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$.

Значення частот коливання ролика $\omega_n = 105 \text{ рад/с}$; $\omega_k = 639 \text{ рад/с}$.

Діапазон швидкостей намотування при вибраних параметрах:

Мінімальна $\omega_n = 105 \cdot 1.4 = 147 \text{ рад/с}$;
 $V = 147 \cdot 0,031 = 4,55 \text{ м/с}$;

Максимальна $\omega_k = 639 \cdot 0.7 = 447 \text{ рад/с}$;
 $V = 447 \cdot 0,031 = 14,87 \text{ м/с}$.

Робоча швидкість базової машини не більше 12 м/с

6. Обговорення результатів проведених досліджень

З аналізу отриманих діаграм значень частоти коливання укочуючого ролика встановлено:

1. Застування пружного з'єднання його з коромислом призводить до зниження частоти коливання коромисла. Криві 2 ($C_{p1}=5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$); 3 ($C_{p2}=6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$); 4 ($C_{p3}=8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$); 5 ($C_{p4}=1 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$) (рис. 4, а) показують, що при збільшенні жорсткості кріплення укочуючого ролика власна частота коливань пропорційно збільшується.

2. Застування пружного з'єднання його з коромислом призводить до зниження коефіцієнта динамічності. Криві 2 ($C_{p1}=5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$); 3 ($C_{p2}=6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$); 4 ($C_{p3}=8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$); 5 ($C_{p4}=1 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$) (рис. 4, б) показують, що при зменшенні жорсткості кріплення укочуючого ролика коефіцієнт динамічності має менші значення, що позитивно впливає на роботу механізму намотування [24].

3. Встановлено, що при пружному кріпленні укочуючого ролика власна частота коливань коромисла зменшується більше ніж в тричі (рис. 4, а).

4. При пружному кріпленні укочуючого ролика зменшується значення коефіцієнта динамічності при застосуванні пружних елементів з жорсткістю. В межах жорсткості $C_p=5 \div 6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ призводить до зменшення коефіцієнта динамічності в двічі, що вказує на менші динамічні навантаження на систему в цілому.

7. Висновки

1. Розроблено нові структури пристроїв укочуючого ролика для намотувальних механізмів, які мають суттєві переваги порівняно з базовою конструкцією. 2. Вперше розроблена математична модель дослідження динаміки процесу намотування з урахуванням впливу зовнішніх сил, що діють на укочуючий ролик.

3. Проведений аналіз запропонованих пристроїв укочуючого ролика показав, що вони дозволяють зменшити вібрації механізму та забезпечити кращий контакт укочуючого ролика з пакуванням порівняно з базовим пристроєм.

4. Розроблені пристрої в результаті зменшення власних частот коливань коромисла на 70÷85 % дозволяють зменшити динамічне навантаження від

коромисла з укочуючим роликом на механізм намотування.

5. Визначено динамічні характеристики укочуючого ролика з підвісом, швидкість намотування нитки механізмом, власні коливання підвісу при лінійній характеристиці пружності тіла намотування, власні коливання підвісу при пружному кріпленні укочуючого ролика.

6. Показана ефективність використання пружного кріплення ролика особливо на заключному етапі напрацювання пакування. Найбільш сприятлива жорсткість елементів кріплення укочуючого ролика $C_{p1}=5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$.

7. Найбільша швидкість перемотування, яку може забезпечити механізм з пружним кріпленням ролика - 14,8 м/с, що майже на 20% вище досягнутої на виробництві.

Література

1. Мартынич К. И. Исследование динамики движения фрикционного цилиндра на подвесе к пустому патрону / Л. С. Мазин, К. И. Мартынич // Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 2012. – №4. – С. 43-45.
2. Башметов, В. С. Технология и оборудование для подготовки нитей к ткачеству : учебное пособие / В. С. Башметов, Т. П. Иванова, В.В. Невских. – Витебск : УО «ВГТУ», 2009. – 366 с..
3. Panin, A.I. & Rakova, O.A. & Rybaulina, I.V. & Nikolaeva, N.A.. (2015). Analysis in the coiling thread winding packages. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii, Seriya Tekhnologiya Tekstil'noi Promyshlennosti. 2015. 55-58.
4. Singh, M.K.. (2014). Industrial practices in weaving preparatory. Industrial Practices in Weaving Preparatory. 1-283.
5. Gandhi, K.L.. (2012). Woven Textiles: Principles, Technologies and Applications. 1-457.
6. Koranne, Milind. (2013). Fundamentals of yarn winding. 159-173.
7. Ali, Mohamed & Ibrahim, H. & El-Amary, Noha & Mashaly, Raafat. (2015). An upgraded soft winding machines based on advanced yarn tension modelling. 571-572. 10.1109/ASEMD.2015.7453709.
8. Hassan Heydari, Amir Khorram. (2019). Effects of location and aspect ratio of a flexible disk on natural frequencies and critical speeds of a rotating shaft-disk system. International Journal of Mechanical Sciences, 152, 596-612.
9. Sghaier, Emna & Bourdon, Adeline & Remond, Didier & Dion, Jean-Luc & Peyret, Nicolas. (2019). Coupled bending torsional vibrations of non-ideal energy source rotors under non-stationary operating conditions. International Journal of Mechanical Sciences, 163.
10. Gorbatyuk, Sergey & Kondratenko, Valery & Sedykh, Larisa. (2019). Influence of critical speed when working shafts with asymmetrically located monolithic weighting on the accuracy of work surfaces. Materials Today: Proceedings. 10.
11. Shachar Tresser, Amit Dolev, Izhak

Bucher.(2018).Dynamic balancing of super-critical rotating structures using slow-speed data via parametric excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 415, 59-77.

12. Hanmant P Phadatare, Vinay Maheshwari, Kedar S Vaidya, Barun Pratiher. (2017). Large deflection model for nonlinear flexural vibration analysis of a highly flexible rotor-bearing system. *International Journal of Mechanical Sciences*, 134, 532-544.

13. H. Roy, S. Chandraker. (2017).Dynamic study of viscoelastic rotor: Modal analysis of higher order model considering various asymmetries. *Mechanism and Machine Theory*, 109, 65-77.

14. Машиностроение. Энциклопедия /Ред. Совет: К.В. Фролов (пред.) и др. М.: Машиностроение. Машины и агрегаты текстильной и легкой промышленности. Т. IV–13 /И.А. Мартынов, А.Ф. Прошков, А.П. Яскин и др.: Под общ. Ред. И.А. Мартынова. 1997. – 608 с.

15. Регельман Е. З., Рокотов Н.В. Приемные механизмы машин для производства химических волокон / под ред. Е.З. Регельмана. – Л. : Издательство Ленинградского университета. 1988. – 248 с.

16. Иванова, Т.П. Технология и оборудование для подготовки нитей к ткачеству: учебно-методический комплекс / Т.П.Иванова / УО «ВГТУ». – Витебск, 2008. – 306 с.

17. Процессы и оборудование производства волокнистых и пленочных материалов / Жмыхов И.Н., Гальбрайт Л.С., Акулич А.В. – Мн.:Вышэйшая школа, 2013. – 587 с.

18. Пристрій для намотування нитки у бобіни: пат. 137209 Україна : МПК(2006) B65H 54/00. № u201903356; заявл. 03.04.2019 ; опубл. 10.10.2019, Бюл. № 19.

19. Пристрій для намотування нитки у бобіни : пат. 136737 Україна : МПК(2006) B65H 54/00. № u201903355; заявл. 03.04.2019 ; опубл. 27.08.2019, Бюл. № 16.

20. Пристрій для намотування нитки у бобіни: пат. 136673 Україна : МПК(2006) B65H 54/00. № u201902864; заявл. 22.03.2019 ; опубл. 27.08.2019, Бюл. № 16.

21. Пристрій для намотування нитки у бобіни: пат. 136735 Україна : МПК(2006) B65H 54/00. № u201903353; заявл. 03.04.2019 ; опубл. 27.08.2019, Бюл. № 16.

22. Пристрій для намотування нитки у бобіни: пат. 136674 Україна : МПК(2006) B65H 54/00. № u201902866; заявл. 22.03.2019; опубл. 27.08.2019, Бюл. № 16.

23. Коритынский Я.И. Динамика упругих систем текстильных машин. М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1982, – 272 с.

24. Гафаров Р.Х. Что нужно знать о сопротивлении материалов: Учебное пособие для вузов обуч. по направлениям подгот. и спец. в области техники и технологии/ Р.Х. Гафаров, В.С. Жернаков; под ред. В.С. Жернакова. – М.: Машиностроение, 2007. – 275 с.

References

1. Martyinchik K. I. (2012) Issledovanie dinamiki dvizheniya friktsionnogo tsilindra na podvese k pustomu patronu [The study of the dynamics of the movement of the friction cylinder on a suspension to an empty cartridge]. *Izvestiya vuzov. Tekhnologiya legkoy promyshlennosti*, 4, 43-45. [in Russian].

2. Bashmetov V. S. (2009) Tekhnologiya i oborudovanie dlya podgotovki nitej k tkachestvu : uchebnoe posobie [Technology and equipment for preparing threads for weaving] / V. S. Bashmetov, T. P. Ivanova, V.V. Nevskih. – Vitebsk : UO «VGTU» st' [in Russian].

3. Panin, A.I. & Rakova, O.A. & Rybaulina, I.V. & Nikolaeva, N.A.. (2015). Analysis in the coiling thread winding packages. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii, Seriya Tekhnologiya Tekstil'noi Promyshlennosti*, 2015, 55-58.

4. Singh, M.K.. (2014). Industrial practices in weaving preparatory. *Industrial Practices in Weaving Preparatory*. 1-283.

5. Gandhi, K.L.. (2012). Woven Textiles: Principles, Technologies and Applications. 1-457.

6. Koranne, Milind. (2013). Fundamentals of yarn winding. 159-173.

7. Ali, Mohamed & Ibrahim, H. & El-Amery, Noha & Mashaly, Raafat. (2015). An upgraded soft winding machines based on advanced yarn tension modelling. 571-572. 10.1109/ASEMD.2015.7453709.

8. Hassan Heydari, Amir Khorram. (2019). Effects of location and aspect ratio of a flexible disk on natural frequencies and critical speeds of a rotating shaft-disk system. *International Journal of Mechanical Sciences*, 152, 596-612.

9. Sghaier, Emna & Bourdon, Adeline & Remond, Didier & Dion, Jean-Luc & Peyret, Nicolas. (2019). Coupled bending torsional vibrations of non-ideal energy source rotors under non-stationary operating conditions. *International Journal of Mechanical Sciences*, 163.

10. Gorbatyuk, Sergey & Kondratenko, Valery & Sedykh, Larisa. (2019). Influence of critical speed when working shafts with asymmetrically located monolithic weighting on the accuracy of work surfaces. *Materials Today: Proceedings*. 10.

11. Shachar Tresser, Amit Dolev, Izhak Bucher.(2018).Dynamic balancing of super-critical rotating structures using slow-speed data via parametric excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 415, 59-77.

12. Hanmant P Phadatare, Vinay Maheshwari, Kedar S Vaidya, Barun Pratiher. (2017). Large deflection model for nonlinear flexural vibration analysis of a highly flexible rotor-bearing system. *International Journal of Mechanical Sciences*, 134, 532-544.

13. H. Roy, S. Chandraker. (2017).Dynamic study of viscoelastic rotor: Modal analysis of higher order model considering various asymmetries. *Mechanism and Machine Theory*, 109, 65-77.

14. Mashinostroenie. Enciklopediya /Red. Sovet: K.V. Frolov (pred.) i dr. M.: Mashinostroenie (1997). Mashiny i agregaty tekstil'noj i legkoj promyshlennosti.

T. IV–13 [Machines and units of textile and light industry. T. IV–13] / I.A. Martynov, A.F. Proshkov, A.P. YAskin i dr.: Pod obshch. Red. I.A. Martynova [in Russian].

15. Regel'man E. Z., Rokotov N.V. (1988) Priemnye mekhanizmy mashin dlya proizvodstva himicheskikh volokon [Reception mechanisms of machines for the production of chemical fibers] / pod red. E.Z. Regel'mana. – L. : Izdatel'stvo Leningradskogo universiteta. [in Russian].

16. Ivanova, T.P. (2008) Tekhnologiya i oborudovanie dlya podgotovki nitej k tkachestvu: uchebno-metodicheskij kompleks [Technology and equipment for the preparation of threads for weaving: educational-methodical complex] / T.P. Ivanova / UO «VGTU». – Vitebsk [in Russian].

17. ZHmyhov I.N., Gal'braj L.S., Akulich A.V. (2013) Processy i oborudovanie proizvodstva voloknistykh i plenochnykh materialov [Processes and equipment for the production of fibrous and film materials] / ZHmyhov I.N., Gal'braj L.S., Akulich A.V. – Mn.: Vyshejschaya shkola [in Russian].

18. Pristrij dlya namotuvannya nitki u bobini: pat. 137209 Ukrayina : MPK(2006) B65H 54/00. № u201903356; zayavl. 03.04.2019 ; opubl. 10.10.2019, Byul. № 19.

19. Pristrij dlya namotuvannya nitki u bobini : pat. 136737 Ukrayina : MPK(2006) B65H 54/00. № u201903355; zayavl. 03.04.2019 ; opubl. 27.08.2019,

Byul. № 16.

20. Pristrij dlya namotuvannya nitki u bobini: pat. 136673 Ukrayina : MPK(2006) B65H 54/00. № u201902864; zayavl. 22.03.2019 ; opubl. 27.08.2019, Byul. № 16.

21. Pristrij dlya namotuvannya nitki u bobini: pat. 136735 Ukrayina : MPK(2006) B65H 54/00. № u201903353; zayavl. 03.04.2019 ; opubl. 27.08.2019, Byul. № 16.

22. Pristrij dlya namotuvannya nitki u bobini: pat. 136674 Ukrayina : MPK(2006) B65H 54/00. № u201902866; zayavl. 22.03.2019; opubl. 27.08.2019, Byul. № 16.

23. Koritysskij YA.I. (1982) Dinamika uprugih sistem tekstil'nykh mashin [The dynamics of elastic systems of textile machines] . M.: Legkaya i pishchevaya prom-st' [in Russian].

24. Kantorovich Z. B. (1960) Osnovy rascheta himicheskikh mashin i apparatov : uchebnik dlya vuzov [Fundamentals of the calculation of chemical machines and apparatus: a textbook for universities] / Z. B. Kantorovich. – Moskva: Mashgiz [in Russian].

25. Gafarov R.H. (2007) CHto nuzhno znat' o soprotivlenii materialov [What you need to know about material resistance]: Uchebnoe posobie dlya vuzov obuch. po napravleniyam podgot. i spec. v oblasti tekhniki i tekhnologii/ R.H. Gafarov, V.S. ZHernakov; pod red. V.S. ZHernakova. – M.: Mashinostroenie [in Russian].

УДК 656.6

Shibaev O.G.

*doctor of technical science, professor,
Odessa National Maritime University*

Koskina Yu.O.

*candidate of technical science, associated professor,
Odessa National Maritime University*

DYNAMIC MODEL OF OPTIMIZATION OF PROJECT OF MARITIME MERCHANT FLEET OPERATING

Шибась О.Г.

*доктор технічних наук, професор
Одеський національний морський університет*

Коскіна Ю.О.

*кандидат технічних наук, доцент
Одеський національний морський університет*

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОЕКТУ РОБОТИ МОРСЬКОГО ТОРГОВЕЛЬНОГО ФЛОТУ

Summary. The developed mathematical model allows to plan the merchant fleet work on carriages of cargoes by choosing the most profitable voyage during the certain time period divided for steps where each step is the vessel's voyage. The work of vessel on cargo transportation over a time period is considered based on the multi-step nature of this process, respectively – the task of maximizing profit of a searched period of time is formulated as a set of individual tasks that maximize profit at each step. The objective function of the model is the mathematical expectation of the profit from each voyage offered at the step and the probability of obtaining such profit is characterized by the probability of applying a certain strategy. The application of the proposed model is presented as an algorithm, according to which the initial values of the control variables are assumed to be equal at each step but are corrected from iteration to iteration allowing to solve the problem to obtain a certain value of a metric required.

Анотація. Запропонована математична модель дозволяє вирішувати задачі планування роботи торговельного флоту на перевезеннях вантажів, обираючи найбільш прибуткові рейси протягом певного інтервалу часу, розділеного на кроки, де кожен крок є окремим рейсом. Робота суден на перевезеннях вантажів має багатокроковий характер, відповідно – задачу максимізації прибутку протягом періоду часу, який розглядається, сформульовано як окремі задачі максимізації прибутку на кожному кроці. Цільова функція моделі є математичним очікуванням величини прибутку від кожного з рейсів, які пропонуються на цьому кроці, а вірогідність отримання такого прибутку характеризується вірогідністю застосування певного управління. Застосування запропонованої моделі пропонується у вигляді певного алгоритму дій, відповідно до якого початкові значення управляючих змінних покладаються рівновірогідними на кожному кроці, наразі від ітерації до ітерації коригуються, дозволяючи вирішити задачу до отримання певного значення величини, покладеної як необхідної.

Keywords: *dynamic model, optimization, vessels voyage, merchant fleet.*

Ключові слова: *динамічна модель, оптимізація, рейс судна, торговельний флот.*

Вступ. Метою експлуатації суден на перевезеннях вантажів є отримання особою, яка здійснює таку діяльність, прибутку. Він у загальному випадку визначається різницею між доходами та витратами, і саме прибуток, який приносить експлуатація судна за певний часовий інтервал, є одним з основних критеріїв оцінки його роботи. При цьому під доходом судна при виконанні рейсів є фрахт, який сплачується фрахтувальником-вантажовласником (можливі інші складові доходів – такі, як, наприклад, фрахт і мертвий фрахт, мають відносно незначну частку). У свою чергу структура витратної складової визначення прибутку залежить від того, чи є особа, що експлуатує судно, оригінальним його власником або ж експлуатує його на правах орендаря. Алгоритми розрахунків як доходної, так і витратної складової прибутку відомі та доволі детально викладені у [1-3]. Незалежно від прав розпорядження судном, основна задача судновласника полягає у ефективній організації роботи суден на перевезеннях вантажів задля отримання прибутку – саме ефективна організація роботи тоннажа на перевезеннях вантажів є для нього запорукою виживання на ринку морських перевезень, який динамічно розвивається та характеризується мінливістю. Відповідно, актуальними та значущими для судновласників, які експлуатують морський тоннаж, залишаються задачі, пов'язані із забезпеченням ефективності роботи флота.

Викладене дозволяє сформулювати **мету статті** як розробка математичної моделі оптимізації проекту роботи морського торговельного флоту за визначений часовий інтервал з урахуванням динаміки процесу роботи суден на перевезеннях вантажів.

Аналіз досліджень та публікацій. Моделі динамічної природи у вітчизняній науковій школі експлуатації морського флоту вперше використані у публікаціях Махуренка Г.С., Шибаєва О.Г. [4-7] із подальшим розвитком у вигляді алгоритмізації та рішень, пов'язаних із знаходженням умовного екстремума із застосуванням дискретного принципу максимуму Понтрягіна [8]. Іноземні автори також вдавалися до динамічного програмування у роботах, пов'язаних із організацією, плануванням та управлінням роботою флота. Так, у [9] розроблено алгоритм, який поєднує техніку лінійного програмування із динамічним програмуванням для удосконалення ухвалення рішень з планування роботи флота на перевезеннях вантажів. Цікавими є результати дослідження [10]: авторами запропоновано підхід до оцінки змін цільової функції задачі, яка вирішується, залежно від додаткових транспортних засобів або додаткової кількості вантажу, які вводяться у систему.

Основний матеріал. Сформулюємо задачу організації та управління роботою флоту на перевезеннях вантажів у термінах оптимального управління. Часовий горизонт роботи судна (експлуатаційний період) подається у вигляді k кроків ($k = \overline{0, K}$). На кожному кроці судновласником ухвалюється рішення при вибір рейсу як варіанта роботи судна, при цьому рішення із певним ступенем вірогідності забезпечує деякий стан процесу, результат якого визначається прибутком, отримуваним судновласником як результат виконання рейса. Структура процесу описується графом (деревом) прийняття рішень (рис. 1).

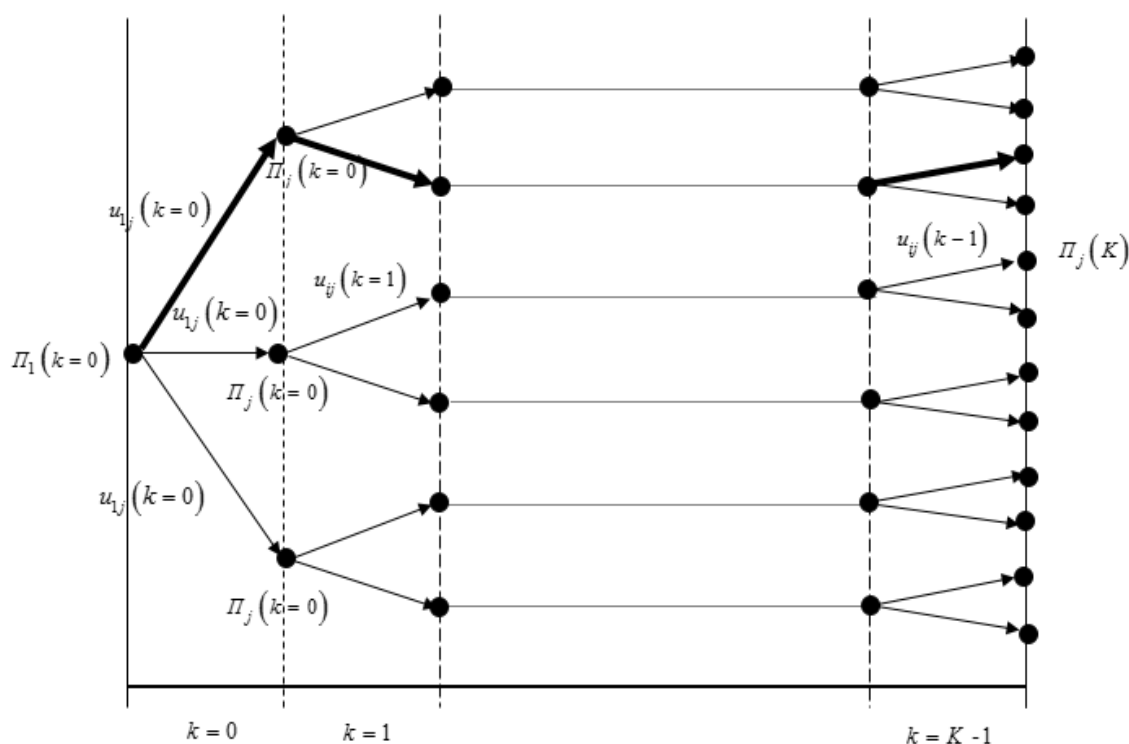


Рис. 1. Структура дерева рейсів судна

На кожному кроці дерево прийняття рішень складається з очікуваних величин прибутків $\Pi_i(k)$ і можливих стратегій $u_{ij}(k)$ переходу із одного стану до іншого, де i - момент прийняття рішення, а j - момент виникнення події. Таким чином, припустиме управління визначається як

$$u_{ij}(k) \in U_k \text{ при } k \in [0, K]. \quad (1)$$

Основною метою судовласника, враховуючи ринковий характер виробничої діяльності, здійснюваної ним, є збільшення прибутку.

Виходячи з багатокроковості характеру процесу експлуатації судна на перевезеннях вантажів, задачу максимізації за певний період часу можна подати у вигляді сукупності окремих задач максимізації прибутку на кожній вершині кожного кроку. Така задача може бути подана у вигляді динамічної моделі [11].

Таким чином, цільова функція є адитивною та представляє собою математичне очікування фінансового результату роботи судна за період часу, що розглядається:

$$\sum_{k=0}^{K-1} \sum_{i=1}^{n(k)} \sum_{j=1}^{m_i(k)} \Pi_{ij}(k) \cdot u_i(k) \cdot u_{ij}(k) \rightarrow \max. \quad (2)$$

Вірогідність кожного результату визначається вірогідністю застосування певного управління

$$\sum_{i=1}^{n(k)} \sum_{j=1}^{m_i(k)} u_{ij}(k) = 1, \quad (3)$$

а динаміка змін параметру управління по кроках руху системи описується наступним рівнянням:

$$u_j(k+1) = u_i(k) u_{ij}(k+1). \quad (4)$$

На управляючі змінні покладається умова невід'ємності:

$$u_{ij}(k) \geq 0 \quad (5)$$

Для отримання умов оптимальності поданої постановки багатокрокової задачі скористуємося висновками теореми Куна-Таккера [12, 13]. Для цього запишемо функцію Лагранжа:

$$\sum_{k=0}^{K-1} \sum_{i=1}^{n_i} \sum_{j=1}^{m_i(k)} \Pi_{ij}(k) \cdot u_i(k) \cdot u_{ij}(k) + \sum_{k=0}^{K-1} \sum_{i=1}^{n(k)} \sum_{j=1}^{m_i(k)} \lambda \Pi_{ij}(k+1) \cdot (u_j(k+1) - u_i(k) \cdot u_{ij}(k)), \quad (7)$$

де $\lambda \Pi_{ij}(k+1)$ - множники Лагранжа.

Для перетворень (7) введемо функцію Гамільтона [14]:

$$H_c^i(k) = \sum_{j=1}^{m_i(k)} \Pi_{ij}(k) (u_i(k) u_{ij}(k)) + \sum_{j=1}^{m_i(k)} \lambda_j \Pi_{ij}(k+1) (u_i(k) u_{ij}(k)). \quad (8)$$

Тоді функція Лагранжа набуде такого вигляду:

$$\sum_{k=0}^{K-1} \sum_{i=1}^{n_i} \sum_{j=1}^{m_i(k)} \Pi_{ij}(k) \cdot u_i(k) \cdot u_{ij}(k) + \sum_{k=0}^{K-1} \sum_{j=1}^{m_i(k)} \lambda_i \Pi_{ij}(k+1) (U_i(k) U_{ij}(k) - U_j(k+1)), \quad (9)$$

а функція Гамільтона відповідно:

$$H_c^i(k) = \sum_{j=1}^{m_i(k)} (\Pi_{ij}(k) - \lambda_j(k+1)) \cdot U_i(k) \cdot U_{ij}(k) + \sum_{j=1}^{m_i(k)} \lambda_j \Pi_{ij}(k+1) (u_i(k) u_{ij}(k)), i = \overline{1, n_i}. \quad (10)$$

Множники Лагранжа визначатимуться з системи рівнянь:

$$\begin{cases} \lambda_i(k) = 0, \lambda_i(k) = \lambda_j(k) \\ \lambda_j(k) = \sum_{i \in m_i(k)} (\lambda_j(k+1) - \Pi_{ij}(k) u_{ij}(k)) \end{cases} \quad (11)$$

Таким чином, поставлена задача та запропонована математична модель вирішується у ході реалізації таких кроків:

1) визначаються початкові значення управляючих змінних, при цьому на першій ітерації покладаємо вибір варіанту роботи судна рівновірогідним у кожній вершині дерева (рис. 1);

2) за рівнянням руху (3) визначаються стани $U_j(k+1)$ процесу роботи судна;

3) на підставі пов'язаних рівнянь (11) визначаються множники Лагранжа $\lambda \Pi_{ij}(K)$;

4) фіксуються значення $U_{ij}(k)$ і $\lambda \Pi_{ij}(K)$ та встановлюються оптимальні значення управляючих змінних $U'_{ij}(k)$ у кожній вершині дерева, виходячи з вирішення такої задачі:

$$\sum_{j=1}^{m_i(k)} (\Pi_{ij} - \lambda \Pi_{ij}(k+1)) \cdot U_i(k) \cdot (U_{ij}(k) + \delta U_{ij}(k)) \rightarrow \max, \quad (12)$$

$$\sum_{j=1}^{m_i(k)} (U_{ij}(k) + \delta U_{ij}(k)) = 1, \quad (13)$$

$$k = \overline{1, K-1}, i = \overline{1, n_i}$$

$$U_{ij}(k) + \delta U_{ij}(k) \geq 0, \quad (14)$$

$$k = \overline{1, K-1}, i = \overline{1, n_i}, j = \overline{1, m_i(k)}$$

5) виходячи з номера ітерації, розраховується величина кроку як $h_\tau(k) = \frac{1}{2\tau}$, а із співвідношення $U_{ij}^{\tau+1}(k) = U_{ij}^\tau(k) + h_\tau(k) \cdot U_{ij}(k)$ визначаються нові значення управляючих змінних;

6) здійснюється перехід до наступного етапу роботи судна.

Для оцінки наближеності отриманого рішення до оптимального розглядається робота судна в усіх рейсах протягом певного періоду часу. При цьому вирішення задачі є закінченим за дотримання умови $\sum_{k=0}^{K-1} \sum_{\tau=1}^{\tau'} h_\tau(k) \rightarrow I$, де I - покладена як необхідна величина.

Висновки. Розроблена математична модель та запропонований алгоритм її рішення дозволяють планувати експлуатацію флоту судовласника, забезпечуючи найбільший прибуток не лише у окремому рейсі, а у взаємному зв'язку низки рейсів, які виконуються, один із одним. Це у свою чергу дозволяє вирішувати як оперативні, так і перспективні задачі організації роботи суден на перевезеннях вантажів.

Список літератури

1. Stopford, M. Maritime economics/M. Stopford. – London: Routledge, 2009. – 815 p.

2. Packard, W.V. Voyage estimating/ W.V. Packard. – London: Fairplay Publications, 1991. – 87 p.

3. Винников, В.В. Экономика предприятия морского транспорта (экономика морских перевозок) / В.В. Винников. – Одесса: Латстар, 2001 – 416 с.

4. Махуренко, Г.С. Общая задача календарного планирования на морском транспорте // Экономика и эксплуатация морского транспорта. – 1978. – Вып. 14. – С. 22-25.

5. Махуренко, Г.С. Динамическая модель непрерывного графика работы флота / Г.С. Махуренко, А.А. Мироненко // Экономика и управление морским транспортом. Сб. науч. тр. Одесского ин-та инженеров морского флота. – 1984. – С. 44-47.

6. Махуренко, Г.С. Моделирование развития и производственной деятельности морского пароходства: автореф. дис. ... д-ра экон. наук : 08.11.13 / Махуренко Г.С.; Одесский институт инженеров морского флота. – Одесса, 1990. – 43 с.

7. Шибайев, А.Г. Совершенствование методов оптимизации графика работы морских грузовых судов (на материалах Советского Дунайского пароходства): дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук : 05.22.19 / Шибайев А.Г.; Одесский институт инженеров морского флота. – Одесса, 1984. – 214 с.

8. Махуренко, Г.С. Дискретный принцип максимума в задаче календарного планирования работы флота / Г.С. Махуренко, А.Г. Шибяев // Экономика и эксплуатация морского транспорта. – 1979. – Вып. 15. – С. 97-99.
9. Xinlian, X. A Dynamic model for fleet planning / X. Xinlian, Ch. Daisong, T. Wang // Maritime Policy & Management. – 2000. – No. 27 (1). – p. 53-63. – doi.org/10.1080/030888300286680
10. Topaloglu, H. Sensitivity Analysis of a Dynamic Fleet Management Model Using Approximate Dynamic Programming / H. Topaloglu, W.B. Powell // Operational Research. – 2007. – Vol. 55 (2). – p. 319-331. – doi.org/10.1287/opre.1060.0347
11. Ногин, В.Д. Введение в оптимальное управление / В.Д. Ногин. – Санкт-Петербург: Изд-во «ИТАС», 2008. – 92 с.
12. Таха, Х.А.. Введение в исследование операций / Х.А. Таха. – Москва: Вильямс, 2005. – 912 с.
13. Кутковецкий, В.Я. Дослідження операцій / В.Я. Кутковецкий. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили, 2003. – 260 с.
14. Пропой, А.И. Элементы теории оптимальных дискретных процессов / А.И. Пропой. – Москва: Наука, 1973. – 256 с.

Arzumanyan A.M.

*Doctor of Technical Science, professor,
National Polytechnic University of Armenia Gyumri Branch*

Manukyan H.S.

*Candidate of Technical Science, docent,
National Polytechnic University of Armenia Gyumri Branch*

ECOLOGICALLY HARMLESS DRY THIN BLADE PROCESSING OF ALLOYS FROM NON - FERROUS METALS

Арзуманян Алексан Мкртычевич

док.техн.наук, профессор, Национальный политехнический университет Армении, Гюмрийский филиал

Манукян Оганес Самвелович

канд.техн.наук, доцент, Национальный политехнический университет Армении, Гюмрийский филиал

ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗВРЕДНАЯ СУХАЯ ТОНКОЛЕЗВИЙНАЯ ОБРАБОТКА СПЛАВОВ ИЗ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ

Abstract. The dependence of the roughness of the machined surface from the speed and filing rate for the thin blade milling of copper and aluminum alloys with corundum cutting inserts is presented. The experiments established the influence of the milling speed on the height of the microroughness, it was also established that with an increase in the cutting speed, the height of the microroughness decreases. With the increasing filing, the height of the microroughness increases. It has been established that the use as a cooling-cutting fluid on the basis of sunflower oil assists to obtain a high-quality treated surface and does not harm the environment.

Аннотация. Приведена зависимость шероховатости обработанной поверхности от скорости и подачи резания при тонколезвийном фрезеровании медных и алюминиевых сплавов корундовыми режущими пластинами. Опытами установлено влияние скорости фрезерования на высоту микронеровностей, также установлено, что при увеличении скорости резания высота микронеровностей уменьшается. При увеличении подачи увеличивается высота микронеровностей. Установлено, что применение смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) на основе подсолнечного масла способствует получению качественной обработанной поверхности и не наносит вред окружающей среде.

Key words: roughness, corundum, cutting process, non-ferrous metals, cooling-cutting fluid.

Ключевые слова: шероховатость, корунд, процесс резания, цветные металлы, смазочно-охлаждающий жидкость.

Фрезерование, сверление и другие виды лезвийной обработки металлов при использовании СОЖ сопровождаются загрязняющими выбросами. Их используют не только для охлаждения, но и в какой-то мере для связывания частиц образовавшейся пыли, особенно при тонколезвийной обработке [1].

В настоящее время использование различных смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС) наносят значительный ущерб окружающей

среде, особенно, когда они изготовлены из масляных компонентов. И поэтому в последнее время все большее применение получают технологии “сухого резания” с полным отказом СОТС, с применением новых износостойких инструментальных материалов [2].

Тонколезвийная обработка сплавов из цветных металлов корундовыми режущими пластинами СОТС требуется в основном для смазывания обрабатываемой поверхности и ликвидации

процесса наростообразования, особенно при обработке дюралюминия и меди.

Сравнивая качественные показатели СОЖ марки сульфорезол (ГОСТ 122-54) и 5%-й эмульсии подсолнечного масла в воде показало, что использование сульфорезола можно заменить на 5%-ую эмульсию. Это обусловлено тем, что по качественным показателям 5%-я эмульсия не уступает сульфорезолу, она не содержит вредных

веществ, легко разводится водой, не представляет опасности для оператора и обслуживающего персонала, более чем в 20 раз дешевле сульфорезола и не требует дополнительных расходов на утилизацию [3].

Исследования проводились с применением и без применения смазывающе – охлаждающей жидкости [4,5].

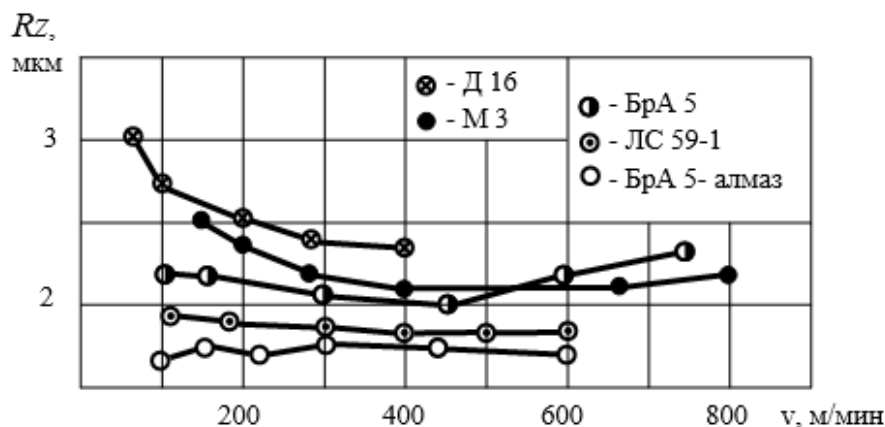


Рис. 1. Зависимость шероховатости обработанной поверхности от скорости резания.

Зависимость высоты микронеровностей обработанной поверхности Rz от скорости резания приведена на рис. 1.

При обработке меди М3 корундовыми пластинами с увеличением скорости резания от $v = 140$ до 350 м/мин высота микронеровностей уменьшается (в этом диапазоне скоростей иногда стружка портит обработанные поверхности), а при дальнейшем увеличении скорости от $v = 350$ до 800 м/мин она почти остается неизменной.

При обработке без охлаждения дюралюминия Д16 корундовыми режущими пластинами в диапазоне скоростей резания $v = 70 \div 400$ м/мин шероховатость обработанной поверхности улучшается. При увеличении скорости резания наблюдается стабильный нарост, размеры которого уменьшаются с увеличением скорости резания (рис.1).

При тонколезвийной обработке алмазными резцами дюралюминия Д16 нарост образуется в диапазоне скоростей резания от $v = 70 \div 200$ м/мин. Когда скорость резания увеличивается от $v = 70$ до 120 м/мин, шероховатость обработанной поверхности ухудшается, а при увеличении от $v = 120$ до 200 м/мин – улучшается и при дальнейшем увеличении скорости резания шероховатость обработанной поверхности почти остается неизменной. Изменение шероховатости обработанной поверхности связана со стабильностью появляющегося нароста и его исчезением. Нарост стабилен при скоростях $v = 100 \div 150$ м/мин и исчезает при скоростях резания $v = 200 \div 400$ м/мин [6].

При обработке меди и медных сплавов корундовыми резцами из алмазов, применении в качестве смазывающе – охлаждающей жидкости на

основе подсолнечного масла, шероховатость обработанной поверхности не меняется. Во время обработки алюминиевых сплавов корундовыми и алмазными резцами шероховатость обработанной поверхности получалась относительно хуже. Исследования показали, что при обработке алюминиевых сплавов корундовыми режущими пластинами с применением СОЖ всегда наблюдается стабильный нарост на передней поверхности режущей пластины, размеры которого меньше по сравнению с наростом, полученными без применения СОЖ. Это связано с тем, что СОЖ не попадает в зоны контакта стружки – передняя поверхность пластины и обрабатываемый материал – задняя поверхность резца. Здесь надо учесть, что рубин и алюминиевые сплавы родственны, а это способствует образованию стабильного нароста.

При обработке латуни ЛС59-1 и бронзы БрА5 корундовыми режущими пластинами с увеличением скорости резания от $v = 100$ до 250 м/мин шероховатость обработанной поверхности улучшается незначительно и при дальнейшем увеличении остается неизменной. При обработке указанных материалов алмазными резцами шероховатость обработанной поверхности остается неизменной с увеличением скорости резания.

Сравнение шероховатости обработанной поверхности при обработке цветных металлов рубиновыми и алмазными резцами показало, что шероховатость обработанной поверхности выше на один разряд при обработке алмазными резцами. Эта разница объясняется геометрией ($\gamma = 0^\circ, \lambda = 0^\circ, \alpha = 8^\circ, \alpha_1 = 8^\circ$) и высоким показателем режущих поверхностей ($Rz = 0,20$ мкм) алмазного резца. Также были проведены опыты с рубиновыми резцами, имевшими геометрию и шероховатость

поверхностей аналогичную поверхностей алмазного резца. Исследования показали, что шероховатость обработанной поверхности одинакова при обработке латуни ЛС59-1 (рис.1).

На основании проведенных исследований было установлено, что при обработке цветных металлов резцами из алмаза и корундовыми режущими пластинами шероховатость обработанной поверхности получается одинаковой ($R_a = 0,63 \dots 0,32$ мкм). Отсюда следует, что дорогостоящие алмазные резцы могут быть заменены более дешевым режущим материалом – синтетическим корундом (рубин “Роза”, рубин “Р-2”, лейкосапфир и т.д). Наилучшая шероховатость обработанной поверхности получается при

скоростях резания: $v = 270 \div 700$ м/мин при точении меди; $v = 100 \div 600$ м/мин – медных сплавов; $v = 200 \div 400$ м/мин – дюралюминия Д16. При обработке алюминиевых сплавов (с СОЖ и без применения СОЖ) корундовыми режущими пластинами на режущих поверхностях пластины наблюдается стабильный нарос, размеры которого меняются при изменении скорости резания и при применении СОЖ.

Зависимость шероховатости обработанной поверхности от подачи резания

Подача менялась в диапазоне от $s = 0,021$ до $0,115$ мм/об.

На рис. 2 показана зависимость шероховатости обработанной поверхности от подачи.

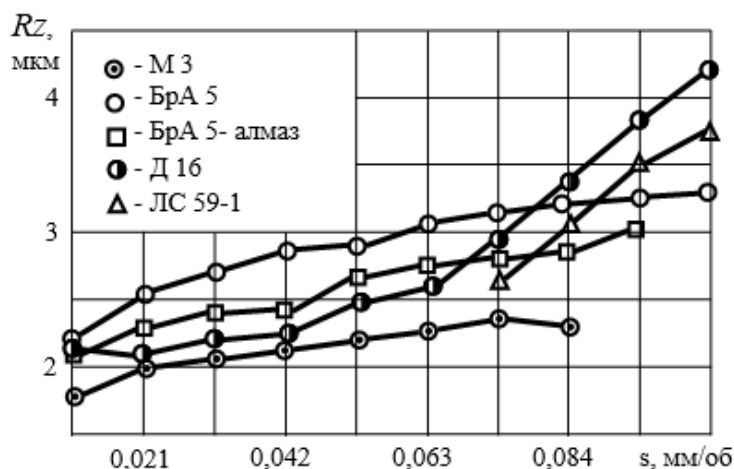


Рис. 2. Зависимость шероховатости обработанной поверхности от подачи резания.

Исследования показали, что при обработке цветных металлов алмазными и рубиновыми резцами с увеличением подачи увеличивается высота микронеровностей обработанной поверхности. Наилучшая шероховатость получается при подачах от $s = 0,021 \div 0,042$ мм/об.

При тонколезвийной обработке дюралюминия Д16 при подачах свыше $s = 0,094$ мм/об на передней поверхности резца наблюдались следы адгезионного износа, при этом наблюдались также вырывы на контактных участках, которые быстро увеличивались после появления первого очага. Это объясняется родством рубина и дюралюминия. Отрывающиеся частицы рубина иногда так велики, что следы углубления видны невооруженным глазом.

При обработке алюминиевых сплавов алмазными и корундовыми резцами с применением смазывающе – охлаждающей жидкости на основе подсолнечного масла улучшается шероховатость обработанной поверхности, причем чистота получается выше с применением керосина.

В настоящее время для продольной тонколезвийной обработки получили широкое распространение алмазные резцы, имеющие форму режущей части в виде переходных кромок – фасок длиной $0,1 \div 0,5$ мм, для обработки цветных металлов были использованы корундовые режущие

пластины с той же геометрией. Требуемые значения задних углов режущих пластин обеспечивались при помощи опорной подкладки, а точная установка режущих пластин на станке относительно детали – при помощи микроскопа с увеличением в $100\times$.

При параллельной установке фаски относительно поверхности обработки, шероховатость обработанной поверхности при обработке латуни ЛС 59-1 оказались в диапазоне подачи от $s = 0,021 \div 0,084$ мм/об, бронзы БрА5 в пределах $R_a = 0,63 \dots 0,32$ мкм шероховатости обработанной поверхности (рис.2).

Опыты показали, что погрешности установки, особенно для весьма малых углов φ , приводит к повышению шероховатости поверхности.

На основании сделанных исследований доказано, что наилучшая шероховатость обработанной поверхности получается при подачах от $s = 0,021$ до $0,052$ мм/об для меди, от $s = 0,021$ до $0,063$ мм/об – для медных сплавов и от $s = 0,021$ до $0,042$ мм/об – для алюминиевых сплавов. При обработке цветных металлов корундовыми резцами, имеющими переходную фаску с длиной $0,1 \div 0,5$ мм, параллельную цилиндрической поверхности обрабатываемого материала, получают поверхности с шероховатостью в диапазоне $R_a = 0,63 \dots 0,32$ мкм. Применение

смазывающе – охлаждающей жидкости на основе подсолнечного масла способствует улучшению шероховатости обработанной поверхности.

Сравнение характеров зависимостей шероховатости обработанной поверхности от режимов резания при фрезеровании цветных металлов корундовыми режущими пластинами с ранее полученными зависимостями при тонком фрезеровании цветных сплавов твердосплавными и алмазными резцами показали, что они одинаковы.

Для расчета зависимости высоты микронеровностей обработанной поверхности от

режимов и условий резания выведена формула, имеющая вид:

$$R_z = \frac{C \cdot s_{пр}^y}{v^x} \text{ мкм.} \quad (1)$$

Значения коэффициентов C и показателей x , y приведены в табл.1[7].

Исходя из того, что при изменении геометрических параметров на шероховатость обработанной поверхности остается почти постоянной, в данной работе нами принималось во внимание только влияние скорости резания на шероховатость обработанной поверхности.

Таблица 1

Значения коэффициентов C и показателей степеней x , y

Обрабатываемый материал	Условия резания	Значения коэффициентов и показателей степеней		
		C	x	y
Медь МЗ или бронза БрА5	Без СОЖ и СОЖ на основе подсолнечного масла	18	0,13	0,36
Латунь ЛС59-1 или бронза БрА5	Без СОЖ	9	0,11	0,20
Дюралюминий Д1 или Д16	Без СОЖ	20	0,25	0,20
	СОЖ на основе подсолнечного масла	9	0,15	0,20

Зависимость шероховатости обработанной поверхности от скорости резания при использовании СОЖ

Тонколезвийному фрезерованию были подвергнуты бронза БрА5, латунь ЛС59-1 и дюралюминий Д16 при $B = 2$ мм, $s_{\text{пол}} = 0,012$ мм/об и геометрии резца: $\varphi = 90^\circ$, $\alpha = 3^\circ$, $\gamma = -3^\circ$, $\lambda = 3^\circ$. Опыты проводились с СОЖ и без ее применения. Режущие пластины были доведены до шероховатости $R_z = 0,10$ мкм.

На рис.3 приведены зависимость шероховатости обработанной поверхности от скорости резания.

Исследования показали, что при обработке дюралюминия Д16 шероховатость обработанной поверхности улучшается при увеличении скорости резания (рис.3). При обработке дюралюминия Д16

без применения СОЖ с уменьшением скорости резания от $v = 380$ до 190 м/мин высота микронеровностей обработанной поверхности увеличивается от $R_z = 1,2$ до $1,84$ мкм, а блеск ее меняется от светло-матового до темно-матового. При дальнейшем уменьшении скорости резания от $v = 190$ до 65 м/мин высота микронеровностей обработанной поверхности сильно увеличивается от $R_z = 1,84$ до $4,8$ мкм.

В этом диапазоне скоростей резания на обработанной поверхности появляются глубокие кольцевые риски и трещины, а также наблюдается сильная деформация поверхностного слоя с вдавленными и растертыми на поверхности частицами металла.

При обработке дюралюминия Д16 применялись смазывающе-охлаждающие жидкости на основе подсолнечного масла (рис.3).

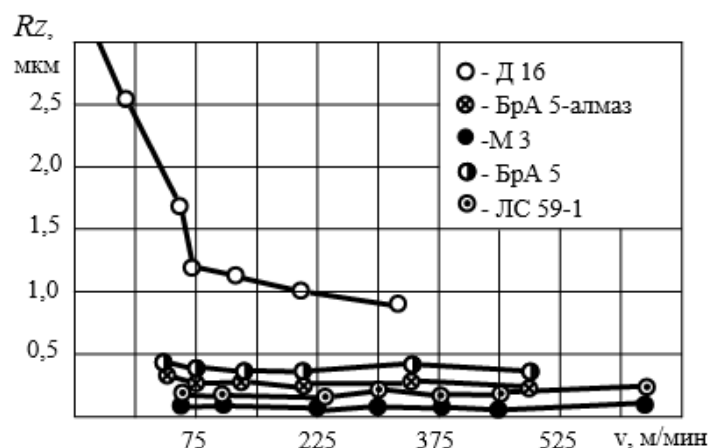


Рис. 3. Зависимость шероховатости обработанной поверхности от скорости резания. СОЖ-на основе подсолнечного масла.

Исследования показали, что при применении этих жидкостей декоративный вид обработанных поверхностей улучшается. Смазывающе – охлаждающие жидкости уменьшают размеры нароста, в связи с этим улучшается шероховатость обработанной поверхности. Получить ощутимые результаты при применении СОЖ невозможно, так как все время на передней поверхности наблюдается стабильный нарост. При обработке дюралюминия Д16 оптимальные скорости резания лежат в диапазоне от $v = 130$ до 380 м/мин и выше.

Исследования показали, что при обработке бронзы БрА5 корундовыми режущими пластинами без применения СОЖ высота микронеровностей обработанной поверхности уменьшается от $Rz = 0,44$ до $0,26$ мкм при увеличении скорости резания от $v = 100$ до 400 м/мин. При дальнейшем увеличении скорости резания от $v = 400$ до 560 м/мин высота микронеровностей увеличивается, что связано с динамическим состоянием станка. Применение в качестве СОЖ на основе подсолнечного масла не привело к изменению шероховатости обработанной поверхности, оно лишь способствовало удалению стружки из зоны резания.

Аналогичные результаты были получены при обработке латуни ЛС59-1. Применение СОЖ на основе подсолнечного масла тоже не влияло на шероховатость обработанной поверхности. Увеличение скорости резания от $v = 120$ до 700 м/мин способствовало уменьшению шероховатости поверхности.

При просмотре под микроскопом (ув. $500\times$) видно, что обработанные поверхности латуни ЛС59-1 имеют кольцевые неглубокие риски, глубина которых уменьшается при увеличении скорости резания.

Наблюдения обработанных поверхностей показали, что при обработке бронзы БрА5 увеличение скорости резания способствует уменьшению количества трещин и риск кометообразной формы.

Выводы

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. При увеличении скорости резания шероховатость обработанной поверхности улучшается при обработке дюралюминия Д16.
2. Целесообразно обработку проводить при скоростях резания $v = 190 \div 380$ м/мин для

дюралюминия Д16, $v = 100 \div 700$ м/мин для латуни ЛС59-1, $v = 100$ до 560 м/мин для бронзы БрА5.

3. Смазывающе – охлаждающие жидкости не способствуют улучшению шероховатости обработанной поверхности цветных металлов, за исключением алюминиевых сплавов.

Список литературы:

1. Арзуманян А.М. Экологическая обработка сплавов из цветных металлов. Международная научная конференция “Современные проблемы экологии”, труды, т.6, Кутаиси, Грузия, 21-22 сентября, 2018г. - С. 274- 278.
2. Москвичев А.А, Кварталов А.Р. Тенденции экологического безвредного “сухого резания” металлов. Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева, № 3(110).- С. 110-116.
3. Акопян Х.Н. Экспериментальные исследования получения СОЖ ультразвуковым эмульгированием растительных масел в воде и оценка эффективности их применения//Наука, техника и образование.-М.,2019.- №4(57).- С.67-71.
4. Аваков А.А. и др. Применение рубиновых резцов при тонком продольном точении цветных металлов, «Вестник машиностроения», 1971, № 7.
5. Арзуманян А.М. и др. Определение рациональных режимов резания в процессе прерывистой обработки меди МЗ и бронзы БрАЖ9-4//Вестник ГИУА. Серия “ Механика, машиноведение, машиностроение”, № 2. –Ереван: - 2015.- С. 78-87.
6. Арзуманян А.М., Манукян О.С. Пепелян К.А. Тонколезвийное фрезерование сплавов из цветных металлов монокристаллическими корундовыми пластинами.Международный научный журнал “Символ науки”, № 2.-Уфа:- 2019.- С. 18-21.
7. Арзуманян А.М., Манукян О.С. Зависимость износа режущей пластины и шероховатости обработанной поверхности от режимов резания при тонколезвийной обработке цветных сплавов. Вестник НПУА. Серия “Механика, машиноведение, машиностроение”, № 2. –Ереван: - 2018.- С. 66-73.

Работа выполнена в рамках госбюджетного финансирования по теме 18SH-2D010 ГКН Республики Армения.

Масікевич Юрій Григорович

доктор біологічних наук,

професор кафедри гігієни та екології,

Тюленєва Віалланта Олександрівна

студентка,

Буковинський державний медичний університет

ЕКОЛОГІЧНА ЗУМОВЛЕНІСТЬ ПОПУЛЯЦІЙНОГО ЗДОРОВ'Я ЖИТЕЛІВ ГІРСЬКИХ РЕГІОНІВ ЧЕРНІВЕЦЬКОЇ ОБЛАСТІ

Yuri Maskevich

doctor of biological sciences, professor,

department of Hygiene and Ecology,

Viallanta Tyuleneva, student

Bukovynian State Medical University

ECOLOGICAL CONDITIONALITY OF POPULATION HEALTH IN RESIDENTS OF THE MOUNTAIN REGIONS OF THE CHERNIVSI REGION

Анотація. Проаналізовано рівень забруднення атмосферного повітря екотопів, що відрізняються природоохоронним статусом та антропогенним навантаженням, приведено результати досліджень мікробіологічних показників досліджених територій. Запропоновано шкалу забруднення атмосферного повітря, використано мікробіологічні показники для оцінки якості атмосферного повітря, проведено порівняння якості атмосферного повітря та стану популяційного здоров'я жителів регіону.

Abstract. The level of atmospheric air pollution of ecotopes with different environmental status and anthropogenic load is analyzed, the results of studies of microbiological indices of the investigated territories are presented. For the first time, an air pollution scale was proposed, microbiological indicators were used to assess the quality of the atmospheric air, a comparison of the quality of the atmospheric air and the population health status of the region's inhabitants was made.

Ключові слова: *якість атмосферного повітря, антропогенне навантаження, екотоп, мікробіологічні показники, популяційне здоров'я.*

Keywords: *atmospheric air quality, anthropogenic load, ecotope, microbiological parameters, population health.*

Актуальність та постановка проблеми. В останні роки все більше уваги дослідників спрямовується на вивчення так званих «екологічно-залежних» захворювань. Якість атмосферного повітря, без сумніву, визначає загальний екологічний стан екосистеми та безпосередньо впливає на рівень захворювання місцевого населення. Проблему екологічної безпеки атмосферного повітря в розрізі регіонів України детально проаналізовано в дослідженнях [1, 2, 3, 4].

Порівняння ГДК викидів забруднювачів у атмосферне повітря в Україні та Європі свідчать про більш жорсткі вимоги європейського законодавства в цьому плані. Україна як сторона Карпатської конвенції робить вагомі кроки в напрямку імплементації європейських норм з охорони атмосферного повітря [5]. Особливого значення для Карпатського регіону ці кроки набувають у зв'язку з посиленням міжнародних вимог щодо транскордонного перенесення атмосферних забруднювачів [6].

Багато досліджень присвячено дослідженню стану атмосферного повітря Східних Карпат методом біоіндикації, зокрема ліхеноіндикації тощо [7, 8, 9]. Водночас для оцінки екологічного стану атмосферного повітря слабо використовуються санітарно-мікробіологічні методи.

Незважаючи на значні порушення цілісності гірських екосистем та інтенсивного втручання людини в даний процес, Східні Карпати (частиною яких є Покутсько-Буковинські Карпати) залишаються поки, що найбільш чистим та привабливим регіоном України. При цьому слід зазначити, що в окремих екотопах даної гірської екосистеми, спостерігається високий відсоток захворювання населення за окремими нозологічними формами, скажімо захворювання на туберкульоз, чи підвищена смертність дітей віком до одного року.

Стан популяційного здоров'я виступає свого роду інтегральним показником, що характеризує загальний стан екосистеми «здоров'я екосистеми».

Слід зазначити, що екологічна детермінованість популяційного здоров'я горян, зокрема зв'язок рівня забруднення атмосферного повітря та захворювання місцевого населення, вивчені недостатньо.

Об'єкти та методи дослідження.

Дослідження проводилися на території Покутсько-Буковинських Карпат, що представлені вузьким пасмом Східних Карпат та простягаються майже на сотню кілометрів по території Чернівецької та Івано-Франківської області від кордону з Румунією (транскордонні перенесення) на Буковині до м. Яремче на Гуцульщині.

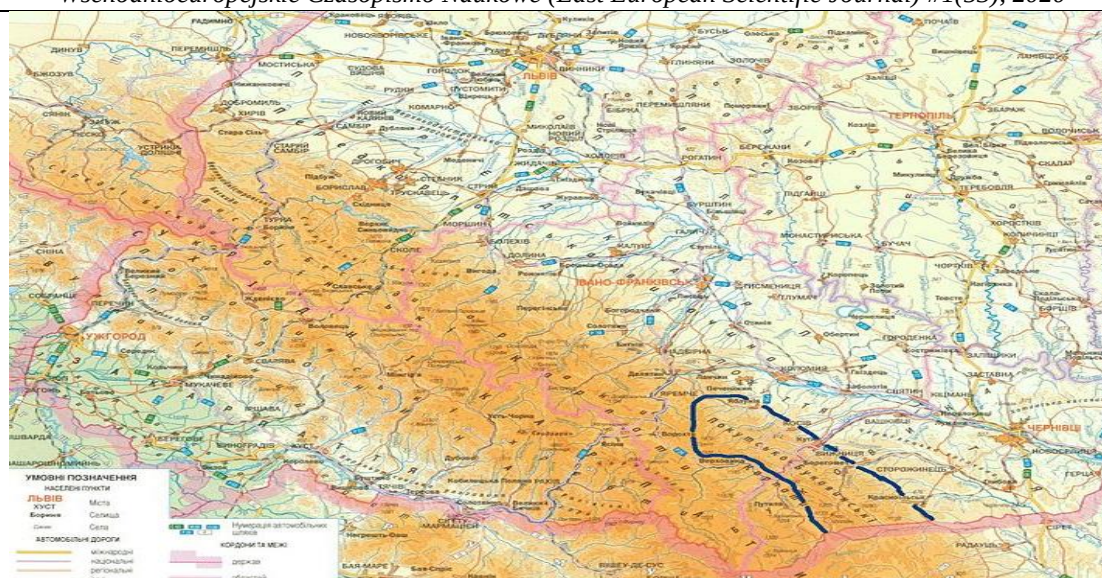


Рисунок 1 - Район Покутсько-Буковинських Карпат на карті України

Для цього регіону характерні особливості ландшафту, клімату, економічної діяльності, розвитку соціальної інфраструктури, що знаходять своє відображення на збалансованості розвитку регіону. Для порівняння також досліджувалися рівнинні регіони Чернівецької області. Територія Покутсько-Буковинських Карпат представлена на рис.1.

Мікрофлору повітря ми визначали за загально-прийнятим седиментаційним методом за умови сонячної безвітряної погоди в мікробіологічній лабораторії Буковинського державного медичного

університету. При виконанні досліджень використовувалися також порівняльний та екосистемний методи. Результати дослідів опрацьовано статистично [10].

Результати досліджень та їх обговорення. На підставі аналізу даних регіональних доповідей про стан навколишнього природного середовища та звітів Головного управління статистики в Чернівецькій області складено загальну характеристику регіону досліджень, зокрема проаналізовано обсяги викидів в атмосферне повітря по регіону досліджень (табл.1).

Таблиця 1

Загальна характеристика району дослідження [11-12]

№ п/п	Адміністративно-територіальна одиниця	територія, км ²	населення, тис. осіб	обсяг викидів в атмосфер. повітря, т/км ²	обсяг викидів в атмосфер. повітря, т/км ²
1.	Чернівецька область	8096,0	906,9	$\frac{3239,9}{100\%}$	0,4
2.	м. Чернівці	153,0	260,6	$\frac{1127,9}{34,8}$	7,4
3.	Вижницький район	897,0	55,8	$\frac{80,7}{2,5}$	0,09
4.	Герцаївський район	308,0	33,0	$\frac{268,1}{8,3}$	0,87
5.	Глибоцький район	674,0	74,0	$\frac{114,3}{3,5}$	0,17
6.	Заставнівський район	619,0	50,2	$\frac{351,1}{10,8}$	0,57
7.	Кельменецький район	671,0	41,6	$\frac{14,6}{0,45}$	0,02
8.	Кіцманський район	608,0	69,4	$\frac{409,8}{12,6}$	0,67
9.	Новоселицький район	738,0	78,6	$\frac{442,8}{13,7}$	0,60
10.	Путильський район	884,0	26,3	$\frac{10,6}{0,3}$	0,01
11.	Сокирянський район	661,0	43,8	$\frac{55,2}{1,7}$	0,84
12.	Сторожинецький район	1160,0	99,5	$\frac{134,2}{1,7}$	0,12

				4,1	
13.	Хотинський район	716,0	63,2	$\frac{76,3}{2,4}$	0,11

Проведений перерахунок обсягів викидів на одиницю площі окремих адміністративно-територіальних одиниць дав можливість отримати відносні характеристики атмосферного повітря в окремих територіально-адміністративних одиницях регіону.

Як свідчать представлені в таблиці 1 результати в межах регіону досліджень існує різка відмінність, за даним показником, між окремими адміністративно-територіальними одиницями.

Найбільшим забрудненням атмосферного повітря характеризуються урбанізовані території м. Чернівці перевищуючи середній по регіону показник у 18,5 рази.

Мінімальний рівень забруднення на одиницю площі, що уступає середньому показнику в 20-40 раз, має місце у Путильському та Кельменецькому районах, що територіально віддалені від обласного центру в межах 60-100 км.

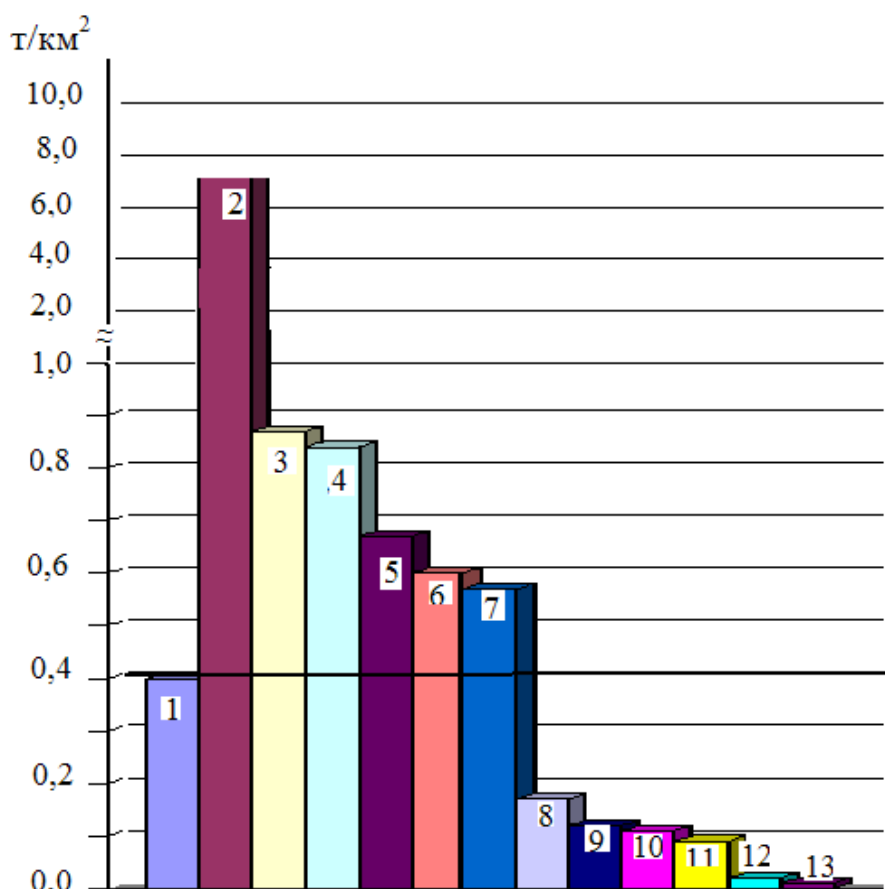


Рис. 2 – Порівняльний аналіз обсягів викидів в атмосферне повітря (т/ км²) за територіально-адміністративними одиницями Чернівецької області

Примітка: 1- середній показник по Чернівецькій області; 2 – м. Чернівці; 3- Герцаївський район; 4- Сокирянський район; 5 – Кіцманський район; 6 – Новоселицький район; 7 – Заставнівський район; 8 – Глибоцький район; 9 – Сторожинецький район; 10 – Хотинський район; 11 – Вижницький район; 12 – Кельменецький район; 13 – Путильський район.

Більш детально усереднена характеристика забруднення атмосферного повітря на одиницю площі в окремих територіально-адміністративних одиницях представлена на рис. 2.

На підставі отриманих відносних показників забруднення атмосферного повітря на одиницю площі нами запропоновано шкалу забруднення територій досліджуваного регіону (табл. 2)

Шкала забруднення атмосферного повітря по Чернівецькій області

Рівень забруднення	Високий	Середній	Низький	Мінімальний
Обсяг викидів, т/км ²	1,0 – 10,0	0,2 – 1,0	0,02 – 0,2	0,01 – 0,02
Адміністративно-територіальна одиниця	м. Чернівці	Герцаївський, Сокирянський, Кіцманський, Новоселицький, Заставнівський райони	Глибоцький, Сторожинецький, Хотинський р-н, Вижницький райони	Кельменецький та Путильський райони

Високий рівень забруднення характерний довкола урбанізованих територій регіону, зокрема довкола обласного центру – м. Чернівці. Для гірських та передгірних територій характерним є низький мінімальний рівні забруднення атмосфери, що можна пояснити як відсотком залісненості (площа стоку газів) так і інтенсивністю господарської діяльності і розвитку транспортної інфраструктури.

В атмосферному повітрі гірського регіону виявлено цілу низку показових мікроорганізмів (табл. 3). Серед них *Sarcina lutea*, *Sarcina rosea* (сарцина жовта, сарцина оранжева) – мікроорганізм роду сарцин, хемоорганотрофні анаеробні грам-позитивні коки, умовно патогенний, виявляється на шкірі, в шлунку та товстому кишечнику людини.

Таблиця 3

Санітарно-мікробіологічна оцінка атмосферного повітря різних функціональних зон НПП «Вижницький» та території традиційних господарських ландшафтів

Пункт відбору проб	Загальне мікробне число	Основна мікрофлора (родова і видова назва)
1	104,43	<i>Sarcina rosea</i> , <i>M. flavus</i>
2	108,76	<i>Sarcina lutea</i> , <i>Bacillus mycoides</i>
3	109,91	<i>Sarcina lutea</i> , <i>M. Candicans</i>
4	156,66	<i>Sarcina rosea</i> , <i>M. flavus</i> , <i>Bacillus subtilis</i>
5	119,94	<i>Sarcina rosea</i> , <i>Bacillus mycoides</i> , <i>M. flavus</i>
6	204,49	<i>Sarcina lutea</i> , <i>Bacillus subtilis</i> , <i>M. flavus</i>
7	207,24	<i>Sarcina lutea</i> , <i>Bacillus mycoides</i> , <i>Bacillus subtilis</i> , <i>M. flavus</i>
8	215,35	<i>Sarcina rosea</i> , <i>Bacillus mycoides</i> , <i>M. Flavus</i>
9	244,44	<i>Bacillus subtilis</i> , <i>Bacillus mycoides</i> , <i>M. candidans</i> , <i>Sarcina lutea</i> ,
10	257,33	<i>Bacillus subtilis</i> , <i>S. saprophyticus</i> , <i>Microbacterium candidans</i> , <i>Sarcina lutea</i> ,
11	288,76	<i>Bacillus subtilis</i> , <i>Microbacterium rasettacrns</i> , <i>Sarcina saprophytius</i>
12	265,55	<i>Bacillus subtilis</i> , <i>Bacillus mycoides</i> , <i>Microbacterium candidans</i> , <i>Sarcina lutea</i> ,
13	274,66	<i>Bacillus subtilis</i> , <i>Bacillus mycoides</i> , <i>Microbacterium candidans</i> , <i>Sarcina lutea</i> ,
14	270,24	<i>Bacillus subtilis</i> , <i>Bacillus mycoides</i> , <i>Microbacterium candidans</i> , <i>Sarcina lutea</i> ,
15	258, 56	<i>Bacillus subtilis</i> , <i>Bacillus mycoides</i> , <i>S. saprophyticus</i> , <i>Sarcina lutea</i> ,
16	260,45	<i>Bacillus subtilis</i> , <i>S. saprophyticus</i> , <i>Microbacterium candidans</i> , <i>Sarcina lutea</i> ,

Bacillus mycoides – грам-позитивні бактерії, факультативні або облігатні аеробні організми, наділені каталазою активністю, найбільша

кількість штамів виділена з ґрунтів, де слабо проходить мінералізація органічних речовин.

Таблиця 4

Порівняльний аналіз санітарно-мікробіологічних показників атмосферного повітря господарської зони НПП «Вижницький» та прилеглих до НПП територій традиційного господарювання

№ п.п	санітарно-мікробіологічні показники атмосферного повітря	територія НПП, господарська зона (Х сер.)	прилегли території (Х сер.)*	відхилення (±), в %
1.	Загальне мікробне число	209,03 ± 9,5	265,00±12,4	26,8
2.	Кількість виявлених видів мікрофлори	3-4	3-4	0

*середні дані з 8 пунктів відбору проб на територіях, прилеглих до НПП з традиційним веденням господарства

Вивчення якості атмосферного повітря за мікробіологічними показниками (табл. 4) показало, що атмосферне повітря господарської зони НПП та зони традиційних господарських ландшафтів, розміщених навколо території заповідного об'єкта, характеризуються збільшенням загального мікробного числа та видового різноманіття мікрофлори. Особливо це стосується зони традиційних ландшафтів. Проте варто зазначити, що виявлені штами мікрофлори в цих зонах є нешкідливими для організму людини або належать до групи умовно патогенних.

Отримані, на основі офіційної статистики, дані свідчать про те, що для гірських регіонів характерним є скорочення середнього віку населення та зростання демографічного навантаження, якщо порівняти з відповідним показником по Чернівецькій області, що можна

пояснити, з одного боку, зростанням показників народжуваності в регіоні, а з іншого – високим рівнем смертності місцевого населення [13].

Показники захворюваності та смертності за даними Головного управління статистики у Чернівецькій області за 2014-2018 [11] роки представлено в таблиці 5. Дані таблиці свідчать про низький рівень захворюваності населення гірських територій Чернівецької області на злоякісні новоутворення та кількість ВІЛ-інфікованих осіб, що тісно корелює із якістю атмосферного повітря. Проте, для даних гірських територій характерно високий рівень смертності дітей до одного року та захворюваності на туберкульоз, що може бути пояснено, на наш погляд, рівнем соціально-економічного розвитку, розвитком інфраструктури та рівнем медичного обслуговування населення.

Таблиця 5

Показники захворюваності та смертності по Чернівецькій області [11, 12]

№ п/п	Адміністративно-територіальна одиниця	Захворюваність			Смертність дітей у віці до 1 року (на 1000 живонароджених)
		на злоякісні новоутворення, осіб на 100000 населення	ВІЛ – інфіковані, осіб на 100000 населення	на туберкульоз, осіб на 100000 населення	
1.	Чернівецька область	267,4	114	40,4	8,1
2.	м. Чернівці	282,1	47	34,7	10,3
3.	Вижницький район	251,3	5	66,4	6,1
4.	Герцаївський район	188,3	-	27,3	8,0
5.	Глибоцький район	211,2	8	36,6	8,1
6.	Заставнівський район	293,5	3	41,6	6,9
7.	Кельменецький район	354,2	8	35,9	22,1
8.	Кіцманський район	286,3	7	61,9	8,1
9.	Новоселицький район	336,0	6	20,3	2,8
10.	Путильський район	133,6	-	57,3	9,4
11.	Сокирянський район	279,7	7	59,1	13,4
12.	Сторожинецький район	212,7	11	46,4	6,4
13.	Хотинський район	280,6	9	30,0	1,8

Порівняльний аналіз показників популяційного здоров'я та рівня забруднення атмосферного повітря дав можливість встановити тісну прямо пропорційну залежність між якістю атмосферного повітря гірських регіонів (за показниками загального мікробного числа) та рядом демографічних показників (демографічним навантаженням, захворюваністю, смертністю тощо).

Як свідчать отримані нами результати однією із причин, що лімітують приріст населення виступає ріст захворюваності населення регіону. Стан популяційного здоров'я горян у багатьох випадках є лімітуючим фактором соціально-економічного розвитку Покутсько-Буковинських Карпат. Популяційне здоров'я жителів передгірних та гірських територій Чернівецької області детерміноване комплексом факторів, серед яких

основними є гігієнічна якість навколишнього середовища та соціально-економічні показники розвитку регіону.

Висновки. В результаті проведених досліджень проаналізовано стан атмосферного повітря в Чернівецькій області. Запропоновано шкалу забруднення атмосферного повітря територій досліджуваного регіону. Досліджено санітарно-мікробіологічні показники якості повітря в районі Покутсько-Буковинських Карпат та їх зв'язок з рівнем популяційного здоров'я місцевого населення. Показано, що рівень популяційного здоров'я жителів передгірних та гірських територій Чернівецької області зумовлене комплексом факторів екологічного стану та соціально-економічних показників розвитку регіону.

LITERATURA

1. Glushkov A.V., Serga E. N., Bunyakova Yu.Ya. Khaos vo vremennykh ryadakh koncentraczij zagryaznyayushhikh veshhestv v atmosfere (g. Odessa) // Visnik Odes'kogo derzh. ekologichnogo un-tu.-2009.-N8.-C.233-238.
2. Ekologichna i pryrodno-tekhnogenna bezpeka Ukrainy v regionalnomu vymiri [Tekst]: [monografiya] / [M. Khvesyk ta in.]. – Kyiv: In-t ekonomiky pryrodokorystuvannya ta stalogo rozvytku, 2014. – 339 s.
3. Ekologichna bezpeka transkordonnykh regioniv Ukrainy v konteksti yevrointegraciyi: [monografiya] / [M. Khvesyk, A. Stepanenko, V. Symonenko ta in.]; za nauk. red. akad. NAAN Ukrainy M. Khvesyka, chl.-kor. NAN Ukrainy V. Symonenka. – K.: Zadruga, 2015. – 512 s.
4. Obykhod G. O., Omel'chenko A. A., Bojko V. V. Ekologichna bezpeka atmosferного повітря Ukrainy: prostorova strukturyzaciya // Visnyk Pryazov's'kogo derzhavnogo tekhnichnogo universytetu. Seriya: Ekonomichni nauky: zbirnyk naukovykh prac'. 2016.– tom 31, vyp. 1. – S.160 – 167.
5. Ukraina pochynaye rukhatysya v napryamku implementaciyi yevropejs'kykh norm z okhorony atmosferного повітря. Nacional'nyj ekologichnyj

centr. 2015, 22 sichnya. URL: <http://necu.org.ua/ukrayina-pochynaye-ruhatysya-v-napryamku-implementatsiyi-yevropeyskyh-norm-z-okhorony-atmosferного-povitrya...> (data zvernennya: 31.07.19).

6. Fedak I. A. Ukrainy yak storona konvenciyi pro transkordonne zabrudnennya povitrya na velyki vidstani. Nauk. praci ChDU im. Petra Mogily. 2008. Tom 87. Vyp. 74. S.23–29.

7. Kondratyuk S. Ya. Indykaciya stanu navkolyshn'ogo seredovyssha Ukrainy za dopomogy lyshajnykiv. Kyiv, 2008. 336 s.

8. M. V. Pirogov, S. O. Volgin. Bioindykacijni doslidzhennya za epifitnoyu lixenofloroyu shpyl'kovykh i lystyanykh derev na Zaxidnij Ukraini. URL: <http://www.ecoinst.org.ua/b7-2006/rs13.pdf> (data zvernennya: 31.07.19).

9. Simon M. Hutchinson, Olusola Akinyemi, Marcel Mindreyecu, James J. Rothwell. The atmospheric particulate pollution record of mountain lakes in the Romanian Carpathians. Conference Proceedings of the 1st Forum Carpaticum, Integrating Nature and Society Towards Sustainability. Eds. Katarzyna Ostapowicz and Jacek Kozak (Krakow, Poland, March 2010). Krakow, 2010. P. 27.

10. Demkiv T. M., Konopel'nyk O. I., Shopa Ya. I. Osnovy teorii pokhybok fizychnykh velychyn. L'viv: Vydavnychyj centr LNU im. I. Franka, 2008. 40 s. <http://physics.lnu.edu.ua/wp-content/uploads/pohybky.pdf>.

11. Naselennya Chernivez'koyi oblasti za 2018 rik. Statystychnyj zbirnyk / za red. Petrovoyi G. I. Chernivci: Golovne upravlinnya statystyky u Chernivez'kij oblasti, 2019.- 156 s.

12. Regional'na dopovid' pro stan navkolyshn'ogo pryrodnogo seredovyssha v Chernivez'kij oblasti u 2017 roci. https://menr.gov.ua/files/docs/Reg.report/2017/Reg_Dop_Chernivez'ka_2017.pdf.

13. Guczulyak V. M. Medyko-ekologichna ocinka landshtaftiv Chernivez'koyi oblasti: monografiya / V. M. Guczulyak, K. P. Nakonechnyj. – Chernivci: Chernivez'kyj nacz. un-t, 2010. – 200 s.

УДК 621.01

**Воробйов М.С.,
Прокопенко Д.П.**

СПЕЦИФІКА ЗВЕДЕННЯ МАС ДО ЛАНКИ, ЩО РУХАЄТЬСЯ ПЛОСКО-ПАРАЛЕЛЬНО

Анотація. При складанні динамічних моделей механічних систем з одним ступенем вільності зручно маси і моменти інерції різних ланок, з'єднаних кінематичними зв'язками, замінити масою (моментом інерції), зведеною до однієї ланки. До цієї ланки також прикладаються зведені сили, еквівалентні силам, які діють на ланки механічної системи. Традиційно у теорії механізмів і машин розглядаються дві ланки зведення – кривошип, якій здійснює обертальний рух і повзун, що рухається поступально. Нами, на прикладі дезаксильного МРТ, розроблено алгоритм зведення мас до ланки, яка здійснює плоско-паралельний рух. Встановлено, що зведення мас у такому механізмі до ланки, яка рухається плоско-паралельно, спрощується, якщо за узагальнену координату прийняти кут обертання її центра мас в абсолютному русі. Наведено графік зміни зведеного моменту інерції від кута повороту ланки зведення. Запропонований алгоритм може бути використаний при проектуванні нових механічних систем, в яких вхідна ланка рухається плоско-паралельно.

Ключеві слова: момент інерції механізму, зведення мас, ланка зведення, гідронасос, роламайт, тіла кочення, електромагнітний привід.

1. ВСТУП

Відомо, що для динамічного проектування складних багатоланкових систем найбільш вдалі конструкції можна отримати, використовуючи спрощені моделі у вигляді ланок зведення. Традиційно таке моделювання механізмів і машин відбувається шляхом їх заміни умовними рухомими вхідними ланками, які утворюють кінематичну пару п'ятого класу зі стояком [1]. Такими ланками зведення в теорії механізмів і машин є кривошип, що здійснює обертальний рух, та повзун, рух якого є поступальним. Проте існують механізми, в яких вхідна ланка рухається плоско-паралельно. Так, в дезаксильному гідроелектронасосі [2] вхідною ланкою є феромагнітний ролик, який приводиться у планетарний рух за допомогою електромагніту за принципом ротора кочення. У літературі не знайдено відомостей щодо визначення зведених параметрів для даного випадку.

В динаміці механізмів вивчається їх рух з урахуванням діючих сил. Якщо всі прикладені до ланок сили відомі, можна встановити закон руху будь-якої ланки і механізму в цілому. Однак практичне вирішення цього завдання виявляється досить складним. Тому, як правило, вдаються до окремих часткових розв'язків при застосуванні методів наближеного визначення руху механізму. Для цього складний багатоланковий механізм замінюють його динамічною моделлю. Якщо розглядається жорстка модель механізму з одним ступенем рухливості, то для його вивчення досить знати закон руху однієї з ланок, зазвичай, вхідної (початкової).

Початкова ланка в механізмах є найбільш навантаженою через дію сумарного навантаження, що виникає під час роботи механізму. Наприклад, в важільно-стрижневих механізмах навантаження початкової ланки визначає потужність приводу механізму, яка необхідна для здійснення корисної роботи, що відповідає його призначенню. Для визначення загального навантаження на ланку зведення необхідно «привести» всі навантаження механізму до цієї ланки [4].

Для більшості механізмів як вхідні використовують ланки, що здійснюють обертовий або поступальний рух, для яких розроблені алгоритми розв'язку. Такі моделі руху вхідної ланки реалізовано і у випадку різноманітних насосів, серед яких найбільш поширеними є поршневі та плунжерні. Прискорений розвиток високотехнологічних галузей в двадцять першому столітті висуває перед конструкторами насосного обладнання нові вимоги, оскільки з'явилася гостра необхідність транспортування не тільки води, але й інших рідких матеріалів, що відрізняються за своїми фізико-хімічними показниками, зокрема, нафти і нафтопродуктів. Тому стають актуальними вимоги щодо

вдосконалення насосного обладнання та його розрахунків [5].

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Сучасне моделювання динаміки механізмів зведених мас і сил базується на виборі рухомих ланок, кожна з яких утворює нижчу кінематичну пару 5-го класу зі стояком, як ланок зведення (приведення). Аналіз цим методом динамічних процесів у багатоланкових механізмах дозволяє у першому наближенні підібрати оптимальне співвідношення параметрів їхніх ланок за динамічними критеріями та критеріями економічності.

Загальний метод зведення мас до початкової ланки наведено в [4] на прикладі механізму, який складається з n -ланок. У роботі [3] запропоновано алгоритм розрахунку сумарного моменту інерції, зведеного до ведучої ланки механізму, яка здійснює обертовий рух. Алгоритм, що базується на визначенні передаточних відношень, призначений для оптимізації існуючих схем важільно-стрижневих механізмів і проектування нових раціональних механізмів. Праця [6] присвячена питанням проектування та принципам розв'язку завдань в області динаміки механізмів, де розглянуто приведення мас до початкової ланки, що здійснює обертальний рух. У статті [7] розглядається приведення параметрів, в тому числі і маси, до нижчих обертальних опор 5 класу у вібропоглиначах. Автори [8] досліджують приведення моменту інерції на прикладі об'єктів різних геометричних форм та мас, а також наводять оригінальний метод приведення маси до початкової ланки. У статті [9] проаналізовано розподіл мас в узагальненому кривошипно-повзунному механізмі з метою зменшення вібрації та здійснено приведення мас до вхідної ланки, що обертається. Не традиційний метод оцінки змінного моменту інерції кривошипно-повзунного механізму двигуна внутрішнього згоряння представлено в роботі [10]. Розроблено алгоритм для оцінки змінної маси моменту інерції 12-циліндрового V-двигуна та метод приведення мас до вхідної ланки.

Інший вид механізмів, а саме механізми типу роламайт (МТР), запропоновані школою механіків США [11, 12], не мають жодної рухомої ланки, яка б утворювала нижчу кінематичну пару п'ятого класу зі стояком. Очевидно, що традиційну методику моделювання динаміки механізмів шляхом зведення мас і сил неможливо застосувати для МТР.

3. Мета та завдання дослідження

Мета дослідження полягає у розробці алгоритму зведення мас дезаксильного гідроелектронасоса [2] до ланки, яка рухається плоско-паралельно та утворює вищу кінематичну пару зі стояком. Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити наступні завдання:

1. Визначити положення ланок механізму МТР.

2. Визначити кінематичні передаточні відношення усіх зведених ланок.

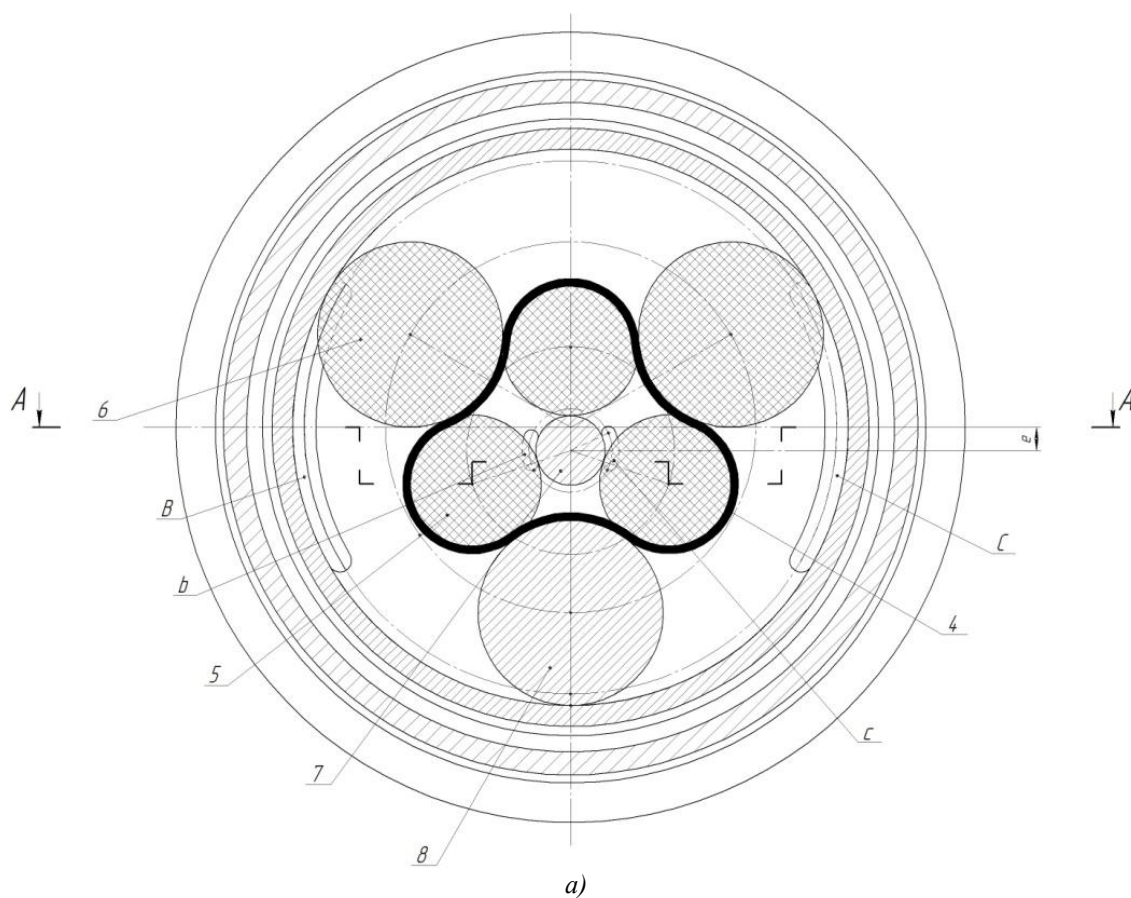
3. Отримати формулу для визначення зведеного моменту інерції.

4. Побудувати графік зміни зведеного моменту інерції від кута повороту ланки зведення для конкретного МТР.

4. Улаштування електромагнітного гідронасоса кочення

Для розробки алгоритму зведення мас розглянемо механізм електромагнітного гідронасоса кочення [2], в якому робочими елементами є три робочі (опорні) 6, 8 та три розподільчі (сепаруючі) ролики 5 (рис. 1). Робочі та

розподільчі ролики розділені замкнутою пружною тонкою діелектричною стрічкою 4, що щільно охоплює частину поверхні роликів. Усі ролики виготовлені з діелектричного матеріалу, за винятком одного робочого 8, який виконано з феромагнітного матеріалу. Розподільчим роликам надана можливість взаємодіяти коченням з нерухомим шипом 7, який ексцентрично закріплений в корпусі 2, а робочим – коченням по внутрішній поверхні корпусу. Постійний контакт робочих роликів із циліндричною поверхнею, а розподільчих – з віссю корпусу, та охоплення роликів стрічкою дозволяє уникнути втрат рідини через наявність радіального зазору, що дозволяє підвищити продуктивність насосу [5].



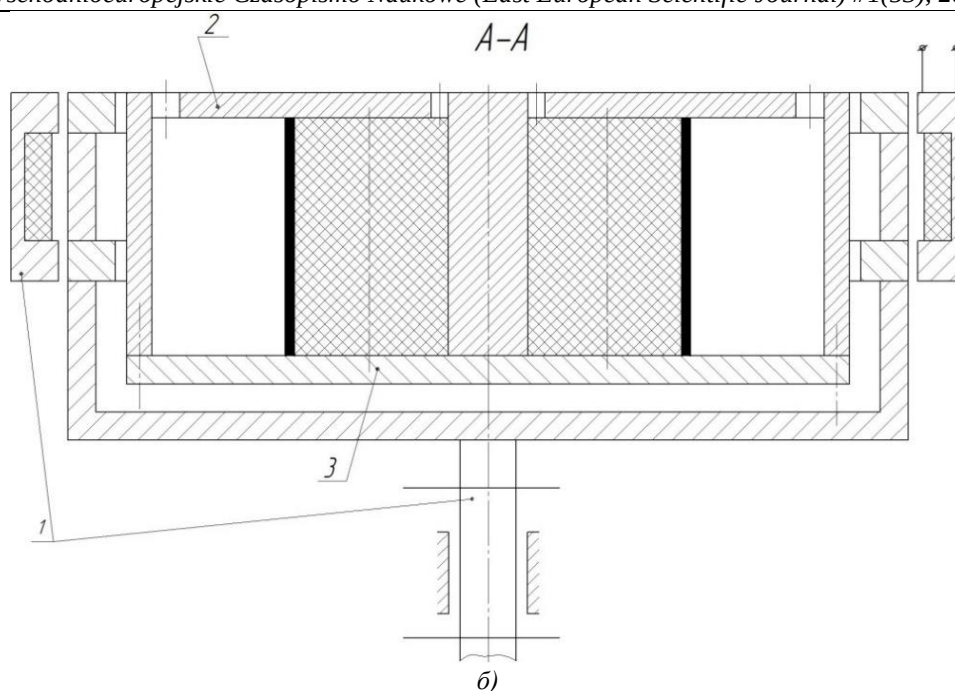


Рис. 1. – Гідронасос на базі дезаксимального механізму типу роломат

а) Фронтальний вид насосу, б) переріз А-А:

1 – електромагніт; 2, 3 – корпус насосу; 4 – замкнута діелектрична стрічка; 5 – розподільчі ролики; 6 – робочі ролики з діелектричного матеріалу; 7 – нерухомий шип; 8 – робочий ролик з феромагнітного матеріалу.

5. Розрахунок залежності кутів положення роликів від кута повороту феромагнітного ролика

Для розробки алгоритму зведення мас необхідно знати залежність положення ведених

роликів від кута повороту феромагнітного ролика. Розглянемо рис. 2, на якому зображено геометричні параметри механізму.

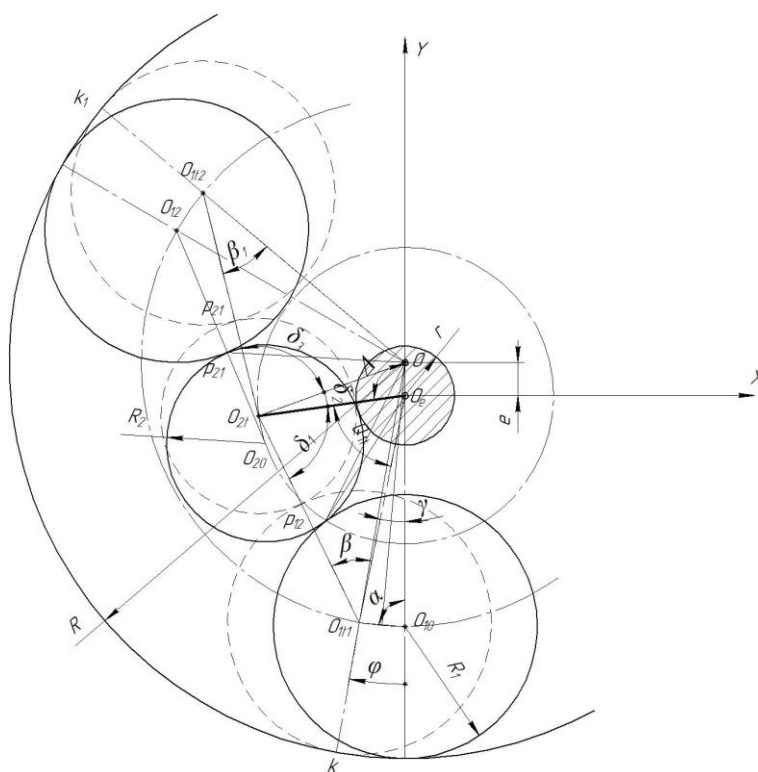


Рис. 2. Схема розрахунку залежності кутів положення роликів від кута повороту феромагнітного ролика

З трикутника $OO_{1t1}O_{10}$ можна визначити кут α за формулою:

$$\alpha = \frac{180^\circ - \varphi^0}{2},$$

де φ – узагальнена координата, за яку прийнятий кут обертання осі O_{10} феромагнітного опорного ролика;

і довжину сторони $O_{1t1}O_{10}$

$$O_{1t1}O_{10} = \frac{OO_{1t1} \sin \varphi}{\sin \alpha},$$

де $OO_{1t1} = R - R_1$.

З трикутника $O_eO_{1t1}O_{10}$ маємо сторону $O_{1t1}O_e$ – відстань від центра шипа до біжучого положення осі обертання феромагнітного ролика

$$O_{1t1}O_e = \sqrt{(O_{1t1}O_{10})^2 + (O_eO_{10})^2 - 2 \cdot (O_{1t1}O_{10}) \cdot (O_eO_{10}) \cdot \cos \alpha}$$

де $(O_eO_{10}) = R - R_1 - e$;

та кут між початковим та біжучим положеннями центра феромагнітного ролика відносно центра шипа O_e

$$\gamma = \arcsin \frac{(O_{1t1}O_{10}) \sin \alpha}{(O_{1t1}O_e)}.$$

Розглянемо трикутник $O_eO_{2t}O_{1t1}$ з метою визначення таких кутів:

$$Q_{1t} = \arccos \frac{(O_{2t}O_e)^2 + (O_{1t1}O_e)^2 - (O_{1t1}O_{2t})^2}{2 \cdot (O_{2t}O_e) \cdot (O_{1t1}O_e)},$$

$$O_{2t}O = \sqrt{(O_eO)^2 + (O_eO_{2t})^2 - 2 \cdot (O_eO) \cdot (O_eO_{2t}) \cdot \cos \Delta},$$

де: $(O_eO) = e$; $(O_eO_{2t}) = R_2 + r$; $\Delta = 180 - (Q_{1t} + \gamma)$;

і кут δ_2 – кут розташування біжучого центра сепаруючого ролика, який контактує з феромагнітним опорним роликом, відносно міжосьової лінії O_eO_{2t}

$$\delta_2 = \arcsin \frac{(OO_e) \sin \Delta}{(OO_{2t})}.$$

Нарешті, з трикутника $OO_{2t}O_{1t2}$ визначимо кут розташування лінії центра неферомагнітного опорного ролика

$$\beta_1 = \arccos \frac{(O_{1t2}O_{2t})^2 + (O_{1t1}O)^2 - (O_{2t}O)^2}{2 \cdot (O_{1t2}O_{2t}) \cdot (O_{2t}O)},$$

де $(O_{1t1}O_{2t}) = R_2 + R_1$, $(O_{1t2}O) = R - R_1$,

та кут δ_3

$$\delta_3 = \arcsin \frac{(OO_{1t2}) \sin \beta_1}{(OO_{2t})}. \quad (18)$$

6. Загальний зведений момент інерції насосу

При визначенні загального зведеного моменту інерції дезаксiального МРТ знехтуємо масою стрічки внаслідок її малізни у порівнянні з масою найменшого ролика.

Власна маса вхідного опорного феромагнітного ролика 8 як суцільного тіла дорівнює

де: $(O_eO_{2t}) = R_2 - e$; $(O_{1t1}O_{2t}) = R_2 + R_1$,

$$\delta_1 = \arcsin \frac{(O_{1t1}O_e) \sin Q_{1t}}{(O_{1t1}O_{2t})};$$

$$\beta = 180^\circ - Q_{1t} - \delta_1.$$

З трикутника $O_eO_{2t}O$ визначається відстань від біжучого положення сепаруючого ролика, який контактує з феромагнітним роликом, до початку координат $O_{2t}O$ та кут Δ біжучого положення міжосьової лінії сепаруючого ролика, який контактує з феромагнітним роликом, і центром шипа O_e :

$$m_\Phi = \frac{\pi R_1^2 l \gamma}{g}, \quad (19)$$

а його момент інерції

$$J_\Phi = \frac{\pi R_1^4 l \gamma}{2g}, \quad (20)$$

де: l – довжина ролика;

γ – питома вага його матеріалу;

g – прискорення вільного падіння.

Для зведеного моменту інерції феромагнітного ролика з умови зведення маємо

$$J_\Phi^{3B} = m_\Phi \frac{v_{01}^2}{\omega^2} + J_\Phi \frac{\omega_1^2}{\omega^2}, \quad (21)$$

де $v_{01} = \omega \cdot (R - R_1)$ – лінійна швидкість руху центра ролика навколо точки O – початку системи координат;

ω – вхідна кутова швидкість ролика 8 навколо точки O ;

$\omega_1 = \frac{R - R_1}{R_1} \cdot \omega$ – кутова швидкість обертання опорного ролика 8 навколо точки O , оскільки відповідно до рисунку 2 цей ролік обертається за стрілкою годинника.

Якщо напрям руху вхідного ролика буде протилежним, тоді $\omega_1 = \frac{R_1 - R}{R_1} \cdot \omega$

Після підстановки та перетворень отримуємо

$$J_{\Phi}^{3B} = \frac{1.5\pi R_1^2 l y}{g} \cdot (R - R_1)^2 = 1.5m_{\Phi} \cdot (R - R_1)^2. \quad (22)$$

Для визначення зведеного моменту інерції маси одного з неферомагнітних опорних роликів при переміщенні його центру обертання з положення O_1 в положення O_{1t} (рис.2) знаходимо

$$\psi = \varphi + \beta + \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \beta_1 - \arccos \left[\frac{e^2 + (R - R_1)^2 - (O_{1t} O_e)^2}{2 \cdot e \cdot (R - R_1)} \right] - \arccos \left[\frac{e^2 + (r - R_2)^2 - (O O_{20})^2}{2 \cdot e \cdot (R - R_1)} \right],$$

де

$$O O_{20} = e^2 + (r + R)^2 - 2 \cdot e \cdot (r + R) \cdot \frac{e^2 + (r + R)^2 - (e + R - R_1)^2 - (R_1 + R_2)^2}{2 \cdot [e + (r + R) + (e + R - R_1) - (R_1 + R_2)]}$$

Кут обертання ψ_1 самого ролика

$$\psi_1 = \frac{\psi \cdot (R - R_1)}{R_1}$$

Тоді вказана складова загального зведеного моменту інерції двох неферомагнітних опорних роликів можна визначити за формулою

$$J_{\Pi 1} = 2m_0(R - R_1)^2 \left(\frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \right)^2$$

Складова частина зведеного моменту інерції від двох сепаруючих роликів (рисунок 3), які контактують з феромагнітним роликом, визначаємо за формулою:

$$J_{2K}^{3B} = 2m_c \left[\left(\frac{\partial O_{2t} O}{\partial \varphi} \right)^2 + 0.5R_2^2 \left(\frac{\partial \psi_4}{\partial \varphi} \right)^2 \right]$$

де: m_i - маса опорних і сепаруючих роликів, ψ_4 - кут обертання сепаруючого ролика.

Для визначення кута ψ_4 необхідно з трикутника $O_e O_{20} O_{10}$ визначити спочатку кут θ_{21t} так:

$$\theta_{21t} = \arccos \left(\frac{(O_e O_{10})^2 + (O_e O_{20})^2 - (O_{20} O_{10})^2}{2 \cdot (O_e O_{10}) \cdot (O_e O_{20})} \right)$$

По ньому визначаємо кут обертання центра ролика O_2

$$\psi_3 = (\theta_{1t} + \gamma) - \theta_{1t}$$

Тоді обертання ψ_4 сепаруючого ролика знайдемо з формули Вілліса

$$\frac{\psi_4}{\psi_3} = - \left(1 + \frac{r}{R_2} \right) \Rightarrow \psi_4 = -\psi_3 \cdot \left(\frac{R_2 + r}{R_2} \right)$$

Якщо напрям руху ланки зведення буде направлений протилежно до ходу стрілки годинника, тоді

$$\psi_4 = \psi_3 \cdot \left(\frac{R_2 + r}{R_2} \right)$$

Складову зведеного моменту інерції від сепаруючого ролика, який не контактує з феромагнітним роликом, визначимо за формулою

$$J_{22K}^{3B} = 2m_{\Pi} \left[\left(\frac{\partial O_{3t} O}{\partial \varphi} \right)^2 + 0.5R_2^2 \left(\frac{\partial \psi_6}{\partial \varphi} \right)^2 \right]$$

де кут оберту розглядуваного ролика дорівнює

$$\psi_6 = -\psi_5 \cdot \left(\frac{R_2 + r}{R_2} \right)$$

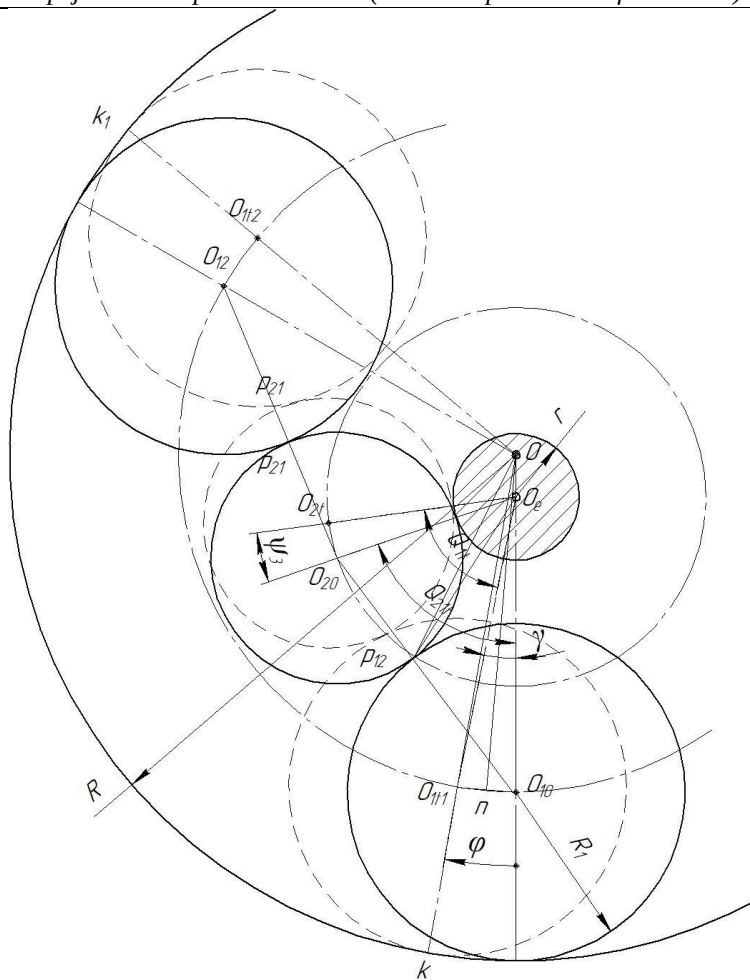


Рисунок 3 – Розрахункова схема визначення кута ψ_3

Кут ψ_5 - переміщення центра сепаруючого ролика з положення O_{30} в положення O_{3t} (рисунок

4) дорівнює $\psi_5 = \psi_{55} + \mu - \psi_{35} - \psi_{31}$ де складові кутів знайдені так:

$$\psi_{55} = \arccos \left(\frac{(O_e O_{1t2})^2 + (O_e O_{3t})^2 - (O_{3t} O_{1t2})^2}{2 \cdot (O_e O_{1t2}) \cdot (O_e O_{3t})} \right) \quad (3 \Delta O_{1t2} O_e O_{3t})$$

де

$$O_e O_{1t2} = \sqrt{(O_e O_{2t})^2 + (O_{2t} O_{1t2})^2 - 2 \cdot (O_e O_{2t})^2 \cdot (O_{2t} O_{1t2})^2 \cdot \cos(\delta_2 + \delta_3)} \quad (3 \Delta O_e O_{2t} O_{1t2})$$

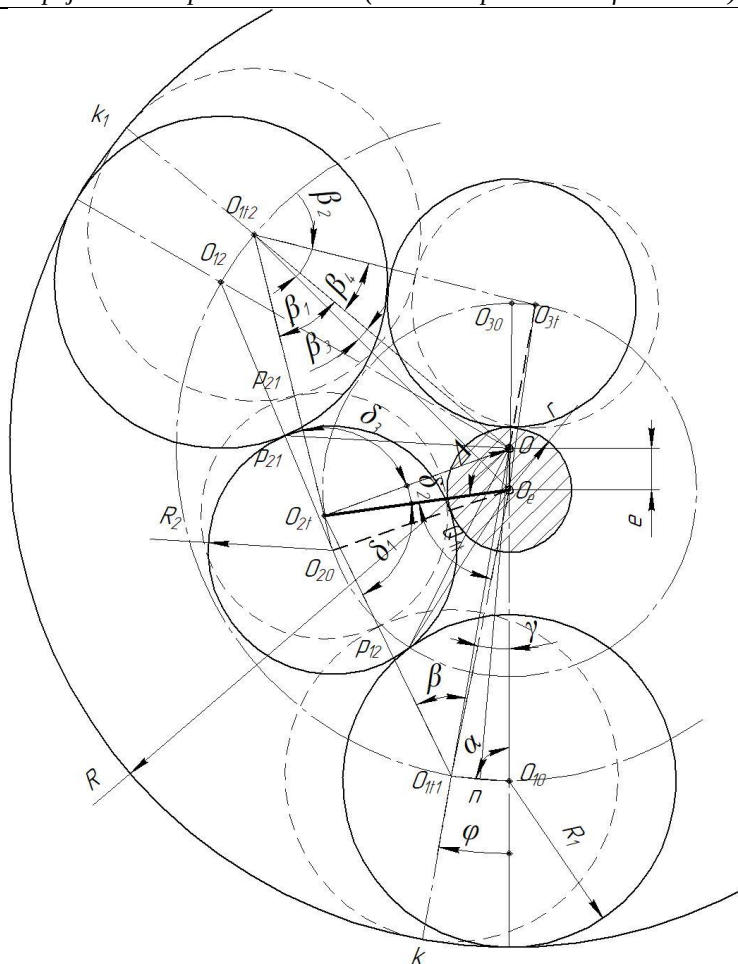


Рисунок 4 – Розрахункова схема визначення кута ψ_5

$$\psi_{55} = \arccos \left(\frac{(O_e O_{12})^2 + (O_{20} O_e)^2 - (O_{20} O_{12})^2}{2 \cdot (O_e O_{12}) \cdot (O_{20} O_e)} \right)$$

$$O_e O_{12} = \sqrt{(O_{12} O_{20})^2 + (O_e O_{20})^2} \quad (3 \Delta O_{12} O_e O_{20})$$

$$\psi_{35} = \arccos \left(\frac{(O_e O_{12})^2 + (O_e O_{30})^2 - (O_{12} O_{30})^2}{2 \cdot (O_e O_{12}) \cdot (O_e O_{30})} \right) \quad (3 \Delta O_{12} O_e O_{30})$$

$$\mu = \arccos \left(\frac{(O_e O_{20})^2 + (O_e O_{1t2})^2 - (O_{12} O_{20})^2}{2 \cdot (O_e O_{20}) \cdot (O_e O_{1t2})} \right) \quad (3 \Delta O_{1t2} O_e O_{20})$$

Змінну відстань руху центру обертання ролика O_2 навколо O визначаємо за теоремою косинуса з $\Delta O O_{1t2} O_{3t}$:

$$O O_{3t} = \sqrt{(O O_{1t2})^2 + (O_{1t2} O_{3t})^2 - 2 \cdot (O O_{1t2})^2 \cdot (O_{1t2} O_{3t})^2 \cdot \cos(\beta_4)}$$

$$\text{де } \beta_4 = \beta_2 - \beta_3$$

$$\beta_2 = \arccos \left(\frac{(O_e O_{1t2})^2 + (O_{3t} O_{1t2})^2 - (O_e O_{3t})^2}{2 \cdot (O_e O_{1t2}) \cdot (O_{3t} O_{1t2})} \right) \quad (3 \Delta O_{1t2} O_e O_{3t})$$

$$\beta_3 = \arccos \left(\frac{(O O_{1t2})^2 + (O_e O_{1t2})^2 - (O_e O)^2}{2 \cdot (O O_{1t2}) \cdot (O_e O_{1t2})} \right) \quad (3 \Delta O_e O O_{1t2})$$

Загальний зведений момент інерції насоса буде являти собою суму моментів інерції

$$J_{\text{нас}}^{3B} = J_{\Phi}^{3B} + J_{\Pi 1} + J_{2k}^{3B} + J_{22k}^{3B}$$

Наведений алгоритм реалізовуємо за допомогою середовища MATHCAD і отримуємо значення наведених моментів інерції та їх суму. Зміну зведеного моменту інерції відобразимо на графіку (рисунок 5, 6 і 7).

$$RR := 0.12 \quad R1 := 0.04 \quad R2 := 0.0293 \quad r := 0.015 \quad e := 0.01 \quad R11 := 0.08$$

$$m\pi := 0.5 \quad m_o := 0.5 \quad m_c := 0.3 \quad m\phi := 0.3 \quad R := RR$$

$$\phi 0 := 0 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \text{Кут нульового положення}$$

$$x := 0, \frac{\pi}{6.5} \dots 2\pi$$

$$\phi 1(x) := x + \phi 0 \quad \text{Кут зміни положення механізму}$$

Рисунок 5 – Вхідні дані для розрахунку зведеного моменту інерції.

$\frac{\phi 1(x)}{\text{deg}} =$	$J\phi = 0.00288$	$JP1(x) =$	$JC(x) =$	$JK(x) =$
0		0.09	0.000387	0.00000126
27.69		0.09	0.0003353	0.00000084
55.38		0.06	0.0003104	0.00000128
83.08		0.14	0.0003016	0.00000199
110.77		0.07	0.0003007	0.0000011
138.46		0.11	0.0003039	0.00000099
166.15		0.1	0.0003082	0.00000038
193.85		0.08	0.0003158	0.00000038
221.54		0.07	0.0003396	0.00000099
249.23		0.05	0.000389	0.00000125
276.92		0.08	0.000448	0.00000079
304.62		0.09	0.000478	0.00000093
332.31		0.09	0.0004505	0.00000125
360		0.09	0.000387	0.00000126

Рисунок 6 – Числові значення

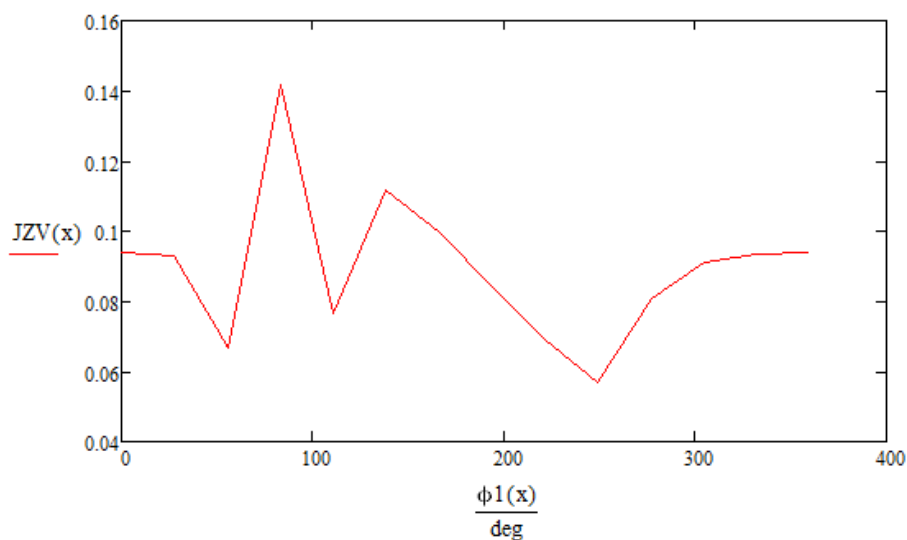


Рисунок 7 – Графік зміни сумарного моменту інерції в залежності від кута повороту.

Як видно з наведеного графіку найбільша величина зведеного моменту припадає на кут 83^0 .

7. Висновки

1. Розроблено алгоритм зведення мас до вхідної ланки, яка здійснює плоско-паралельний рух, на базі гідравлічного насоса з механізмом типу роломайт.

2. Зведення мас розглянутого насоса до ланки, яка рухається плоско-паралельно, спрощується, якщо за узагальнену координату прийняти кут обертання її центра мас в абсолютному русі.

3. Постійна частина зведеного моменту інерції ланки зведення складається з двох доданків: від абсолютного і відносного рухів.

4. У розглянутому насосі з приводним феромагнітним роликом 8, який рухається плоско-паралельно, два інші опорні ролики 6 вносять кожний рівну долю в загальний зведений момент інерції механізму. Так само доля кожного з сепаруючих роликів, які контактують з приводним феромагнітним роликом, є однаковою та відрізняється від такої для сепаруючого ролика, що контактує з опорними неферомагнітними роликами.

5. Наведено графік зміни зведеного моменту інерції від кута повороту ланки зведення.

Література

1. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин, - М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
2. Пат 108050 Україна, МПК F16H39/02-39/42, Н 01 F 7/24. Електромагнітний гідронасос кочення [Текст]/Воробйов М.С., Прокопенко Д.П.; патентовласник Івано-Франківський національний університет нафти і газу. заяв.05.03.00; опуб. 10.03.15. Бюл. №5.

3. Е. Н. Хозина, А. Н. Гаврилов, В. А. Макаров. О приведении масс и моментов инерции к ведущему звену рычажно-стержневого механизма. Сборник научных трудов семинара «Современные технологии в горном машиностроении». – М.: НИТУ «МИСиС». – 2015. – 255 с.

4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. 1988. 640 с.

5. Vorobyov, M. and Prokopenko, D., 2018. Hydraulic pump based on the rolamite mechanism. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science, 4(1), pp.105–115.

6. Бычков М. В., Ладиков С. А. Методические особенности решения задач по динамике механизмов [Электронный ресурс] // Огарев-online. Раздел "Педагогические науки". – 2015. – №14

8. Petrescu, F.I., Apicella, A., Aversa, R., Petrescu, R.V., Calautit, J.K., Mirsayar, M. and Riccio, A. Something about the mechanical moment of inertia. American Journal of Applied Sciences, 2016, 13(11).

9. P. S. S. Murthy, A. Satyadevi, A. Gopala Krishna and K. Eswaraiah. Mass Distribution in a Spatial Mechanism to Reduce Shaking Moment. Indian Journal of Science and Technology. 2016, 9(41).

10. Bulatović, Ž.M., Tomić, M.V., Knežević, D.M. and Cvetić, M.R., 2011. Evaluation of variable mass moment of inertia of the piston–crank mechanism of an internal combustion engine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 225(5), pp.687-702.

11. Wilkes, D. F. Roller-band devices. US Patent US3452309A (1969).

12. Cadman, R. V. Rolamite-geometry and force analysis. J. Eng. Ind. 91, 186–191 (1969). Wilkes, D. F. Roller-band devices. US Patent US3452309A (1969).

УДК 504/510

I. Rabosh

PhD

O. Kofanova

Prof.

National Technical University of Ukraine
"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

TECHNOGENIC LOAD ON THE URBAN AREA FROM THE SIDE OF THE OBJECTS OF THE MOTOR TRANSPORT COMPLEX (FOR EXAMPLE, THE CITY OF KIEV)

Рабощ І. А.

аспірант кафедри інженерної екології

Кофанова Е. В.

д-р. пед. наук, канд. хим. наук, проф.

кафедры инженерной экологии

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

Киев, Украина

ТЕХНОГЕННАЯ НАГРУЗКА НА УЧАСТОК ГОРОДСКОГО РАЙОНА СО СТОРОНЫ ОБЪЕКТОВ АВТОТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСА (НА ПРИМЕРЕ ГОРОДА КИЕВА)

Annotation. The work considers a section of the district in the city of Kiev, on which ATK facilities have a dangerous environmental impact. The relevance of the work is determined by the increase in the technogenic load

on the environment due to the growth of automatic telephone exchange flows on the city highways and an increase in the number of facilities for their maintenance. Using field observations, the number of cars at peak hours was determined and pollutant emissions into the air were calculated. On the basis of the data obtained, the technogenic load on the part of motor vehicles in the urban area was determined. The scientific novelty is the theoretical justification and practical confirmation of modern ingredient pollution from ATC facilities with obtaining the values of mass emissions of pollutants.

Аннотация. В работе рассмотрен участок района в городе Киеве, на который оказывают опасное экологическое влияние объекты АТК. Актуальность работы определяется увеличением техногенной нагрузки на окружающую среду вследствие роста потоков АТС на автомагистралях города и увеличения числа объектов их обслуживания. С помощью натурных наблюдений определено количество автомобилей в часы пик и рассчитаны выбросы ЗВ в атмосферный воздух. На основе полученных данных определена техногенная нагрузка со стороны автотранспорта на городской район. Научной новизной является теоретическое обоснование и практическое подтверждение современного ингредиентного загрязнения от объектов АТК с получением величин массовых выбросов ЗВ.

Key words: motor transport complex, environmental safety, harmful substances, pollution level, harmful emissions.

Ключевые слова: автотранспортный комплекс, экологическая безопасность, вредные вещества, уровень загрязнения, вредные выбросы.

Введение. В современном мире наблюдается экологическая ситуация, при которой около 75 % всего населения проживают в неблагоприятной санитарно-гигиенической обстановке, что связано с влиянием объектов автотранспортного комплекса (АТК) [1]. Автотранспортные средства (АТС), автомагистральные пути, автозаправочные станции (АЗС), станции технического обслуживания (СТО), стоянки АТС и т.д. оказывают значительную экологическую нагрузку на все составляющие урбанизированных территорий [2]. Они вызывают загрязнение окружающей среды выбросами оксидов углерода, азота, серы, углеводородов, а также тяжелыми металлами, солями слабых кислот, нефтепродуктами, поверхностно-активными веществами и т.д. При этом перечисленные воздействия, особенно аэротехногенное загрязнение, крайне негативно отражаются на жизни и здоровье человека. Учитывая, что экологическая безопасность является одной из составляющих национальной безопасности и направлена на создание условий надежной безопасности жизни и деятельности человека, оценка и прогнозирование техногенной нагрузки и ее предупреждение остается одной из актуальных задач современной науки. Таким образом, оценка техногенной нагрузки со стороны объектов АТК на городской примагистральный микрорайон имеет большое экологическое значение.

Постановка проблемы. Значительное увеличение количества АТС, особенно за счет частных автомобилей, приводит к увеличению количества объектов для их обслуживания, а вместе с тем и к повышению техногенной нагрузки на городскую среду, что особенно влияет на жилые примагистральные районы и население, проживающее вблизи объектов АТК. По данным Всемирной организации здравоохранения, выбросы АТС сокращают продолжительность жизни человека в среднем на 4 года, при этом детская смертность увеличивается на 1% [1]. Наблюдается также резкое увеличение астмы среди детей из-за загрязнения воздуха, особенно в

больших городах. Исследования показывают, что в домах, расположенных рядом с мощной автомагистралью (до 100 м), жители болеют раком в 3–4 раза чаще, чем в домах, удаленных от дороги на расстояние 300 м и больше. Между уровнем вредных веществ (ВВ) в атмосферном воздухе и раком легких у жителей европейских стран установлена количественная зависимость. По мере роста количества АТС серьезной проблемой в городах становится фотохимический смог, причиной которого являются выбросы соединений азота и углерода в атмосферу. Таким образом, анализ процессов, происходящих в окружающей среде с участием ВВ отработанных газов (ОГ) АТС, оценка экотоксикологического влияния объектов АТК, определение чрезвычайно вредного влияния на здоровье людей доказывают необходимость повышения экологической безопасности территорий, прилегающих к объектам АТК.

Анализ последних исследований. ОГ двигателей внутреннего сгорания АТС несут наибольшую опасность для окружающей среды и, в частности, атмосферного воздуха. Среди трех основных источников выбросов (ОГ, картерные газы, испарения из системы питания) ОГ составляют 100% CO, 55% C_mH_n, 100% NO_x выбросов [3]. Кроме этого, в состав выбросов ОГ входят альдегиды, канцерогенные вещества, а именно бенз(а)пирен (C₂₀H₁₂), соединения серы и твердые частицы (сажа). При плохом дорожном покрытии, на перекрестках, при работе двигателя на холостом ходу, резком торможении или увеличении скорости концентрация ВВ в воздухе повышается в 2,5–4 раза [4]. Летом ВВ накапливается в зеленых зонах города, особенно на закрытых дворовых территориях. Кроме того, в условиях стесненной застройки образуются так называемые застойные зоны, где в безветренную погоду практически отсутствует ветровой перенос примесей и рассеяние выбросов осуществляется только за счет естественной конвекции.

Уровень загазованности автомагистралей и примагистральных территорий зависит от

интенсивности движения АТС, ширины и рельефа улицы, скорости ветра, доли грузового транспорта и автобусов в общем потоке и т.д. [5]. В тоже время на состав ОГ большое влияние оказывает специфика работы автотранспорта в городских условиях: низкие скорости, частые изменения направления и скорости движения, многократные торможения и разгоны, короткие расстояния перевозок обуславливают работу двигателей преимущественно на неуставившихся тепловых режимах. Это способствует повышенному выделению токсичных продуктов [6]. В работах выявлено, что уровень загрязнения атмосферного воздуха вблизи автомагистрали, в наибольшей степени, вызванный превышением ПДК диоксида азота в 3,3 раза, диоксида серы – в 1,4 раза, формальдегида – в 1,6 раз. Суммарный риск здоровью населения, вследствие загрязнения тремя вредными примесями составляет более 0,2, что означает проявление у людей, проживающих на исследуемых территориях тяжелых хронических эффектов в течение жизни [7].

Острая экологическая ситуация возникает в местах автостоянок и парковки автомобилей. Режимы работы двигателей в данных условиях характеризуются «залповыми» выбросами ОГ при пуске, прогреве и выезде на линию. Кроме того, парковка АТС вдоль проезжей части создает дополнительную экологическую нагрузку на уличный каньон. При этом уличная парковка является существенной помехой для движения автотранспорта и, следовательно, провоцирует повышение выбросов ВВ в окружающую среду за счет разгонов и торможения АТС. Концентрация ВВ в таких условиях может составлять 20 мг/м³ и выше [5]. В связи с опасностью возникновения высоких концентраций примесей в локальных зонах вблизи жилых районов города возникает необходимость тщательного рассмотрения вопроса о переносе примеси в условиях городской застройки.

Цель работы: определение техногенной нагрузки со стороны объектов АТК на участок примагистрального района в городе Киеве и поиск

решений для улучшения экологической обстановки на таких территориях.

Изложение основного материала.

Современными исследованиями подтверждено, что объекты АТК приводят к огромной техногенной нагрузке на все составляющие окружающей среды города. Однако, воздействие техногенных нагрузок должно соответствовать уровню физической устойчивости каждого природного компонента. Существуют критерии количественной оценки состояния урбоэкосистем, где сравниваются фактические значения объема поступающих ЗВ с объемами, не нарушающими экологически безопасного состояния территории (например, в зоне влияния АТК), с учетом газопоглощительной способности зеленых насаждений, расположенных на данной территории [8]. Такую оценку можно определить по формуле (1) [8]:

$$\eta_p = \sum_k \sum_i [(B_{ik} - Z_{ik})] \quad (1)$$

где B_{ik} – количественный интегральный индикатор состояния биосферы при воздействии на нее k -их элементов в виде некоторого относительного показателя, стандартизованного в виде числовых значений (от 0 до 1);

Z_{ik} – количественное значение объема i -х ЗВ, образующихся от воздействия k -х объектов АТК с максимальными концентрациями, допускающими техногенное развитие урбанизированных территорий (интегральный показатель от 0 до 1).

Если имеет место неравенство $B_{ik} \leq Z_{ik}$, то уровень воздействия на окружающую среду является опасным и нуждается в каких-либо ограничениях. Более того, сложившуюся экологическую ситуацию можно признать катастрофической [8].

Рассмотрим экологическую ситуацию, которая сложилась под воздействием вредных компонентов ОГ АТС. Для исследования выбран участок автомагистрали по проспекту Победы в Соломенском районе города Киева, длиной 2 км, который оказывает влияние на придорожную территорию и зону жилой застройки (рис. 1).

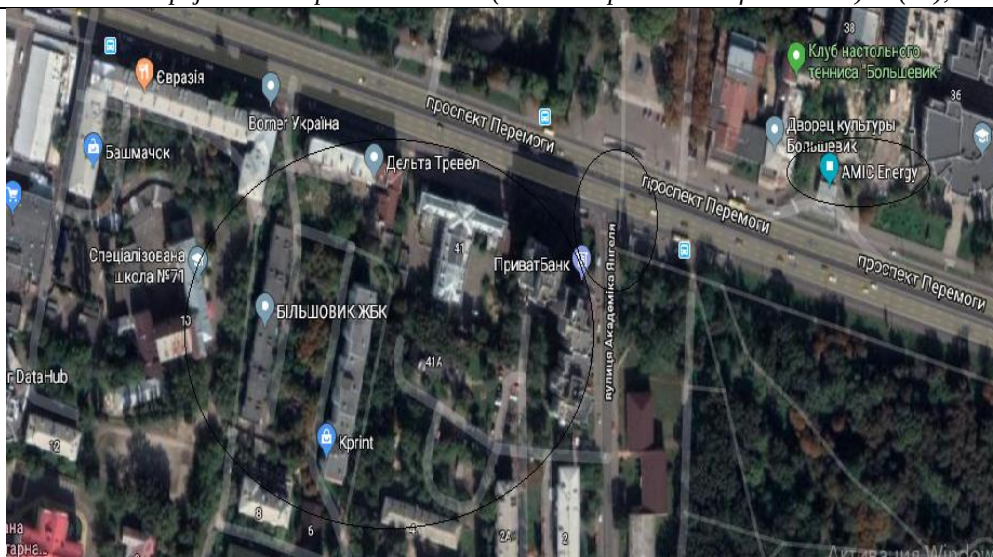


Рисунок 1 – Карта расположения участка исследования в городе Киеве

В основном, нагрузка от автотранспорта на улично-дорожную сеть характеризуется показателем интенсивности движения [9, 10]. Согласно требованиям ГОСТ суммарная интенсивность движения считается низкой при прохождении в среднем 2,7–3,6 тыс. авт./сут., средней при прохождении в среднем 8–17 тыс. авт./сут., высокой при прохождении в среднем 18–27 тыс. авт./сут. [11].

В ходе натурных исследований определена интенсивность движения АТС на исследуемом участке автомагистрали (с помощью видеосъемки), что детально описано в работе [2]. В часы пик количество АТС составляет 9120 авт./час в обоих направлениях движения. На рис. 2 показан количественный состав АТС по основным категориям.

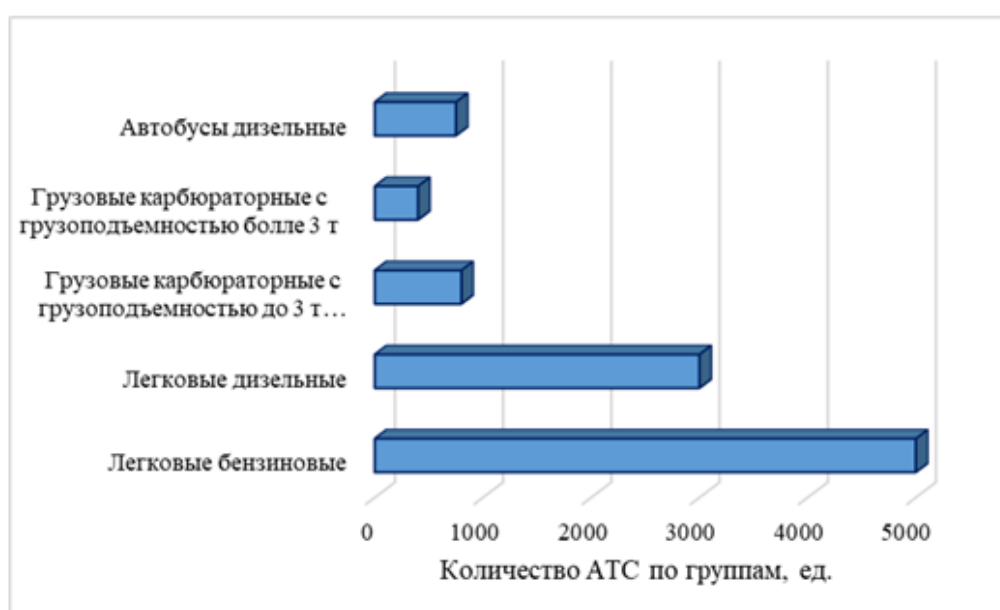


Рисунок 2 – Количественный состав АТС по группам

Массовый выброс ЗВ определен по формуле (2) согласно методике [5]:

$$M_{L1} = \frac{L}{3600} \times \sum_{k=1}^n M_{K1}^{\Pi} \times G_K \times r_{VK1} \quad (2)$$

где, $M_{k,i}^{\Pi}$ – пробеговой выброс i -го ЗВ k -й группы АТС, что определяется с таблицы [5] г/км;

k – количество АТС по каждой группе, ед.;

G_K – фактическая наибольшая интенсивность движения, то есть количество автомобилей каждой

с k групп, что проходит через фиксированный участок автомагистрали в единицу времени в обоих направлениях, (1/час);

$k_{VK,i}$ – поправочный коэффициент, что учитывает среднюю скорость движения потока на дороге, км/час (определяется с таблицы);

$1/3600$ – коэффициент пересчета «часы» в «секунды»;

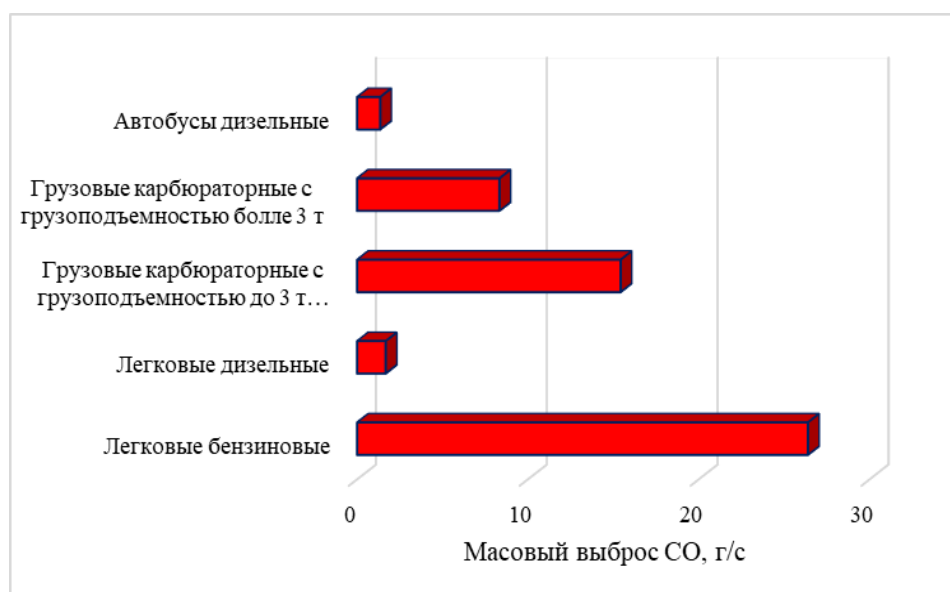
L – длина участка автомагистрали без регулированных перекрестков, км.

Таблица 1

Значения пробеговых выбросов $M_{k,i}^{II}$ для разных групп АТС

Группа автомобилей	Выбросы, г/км			
	CO	C _x H _y	NO _x (в перерасчете на NO ₂)	PM (сажа)
Легковые бензиновые	19,0	2,1	1,8	-
Легковые дизельные	2,0	0,25	1,3	0,1
Грузовые карбюраторные с грузоподъемностью до 3 т (и микроавтобусы)	69,4	11,5	2,9	-
Грузовые карбюраторные с грузоподъемностью более 3 т	75,0	13,4	5,2	-
Автобусы дизельные	8,8	6,5	8,0	0,3

На рис. 3 поданы диаграммы, характеризующие массовые выбросы ЗВ каждой группой АТС, что проходит через исследуемый участок дороги.



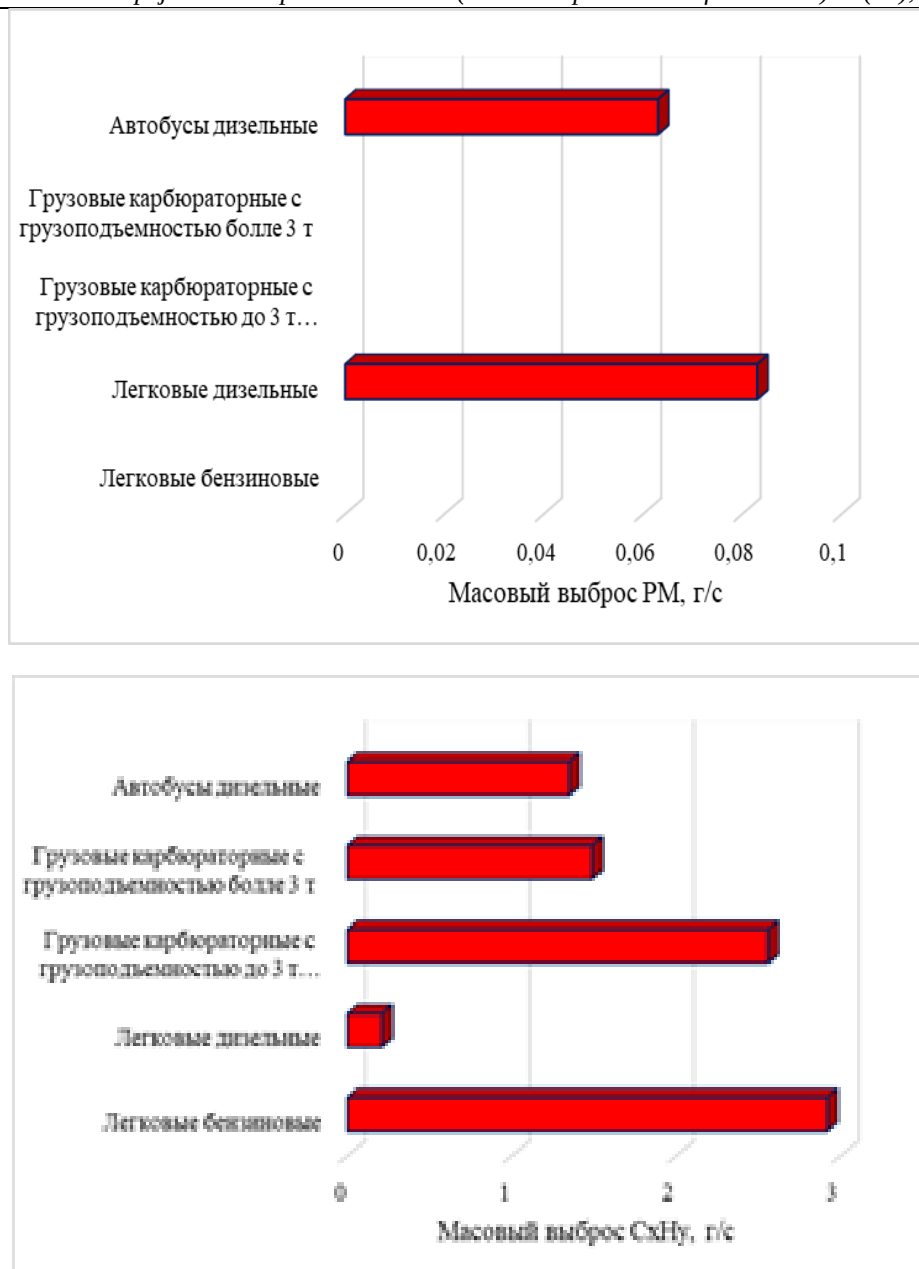


Рисунок 3 – Результаты расчета массовых выбросов ЗВ на участке автомагистрали

Анализ полученных расчетных данных показывает, что наибольший вклад в аэротехногенное загрязнение прилегающих зон по всем ЗВ, кроме РМ, вносят легковые бензиновые АТС. При этом наибольшее загрязнение приходится на оксиды Карбона (26,39 г/с), что существенно снижает дизельные АТС (до 1,67 г/с), однако именно они создают опасное загрязнение атмосферы твердыми частицами (РМ). Что касается оксидов Нитрогена, то наибольшее количество приходится также на легковые бензиновые АТС (2,5 г/с), в то время как дизельные автомобили выбрасывают 1,8 г/с этого ЗВ.

Исходя из количества выбросов ЗВ к их нормативным требованиям, можно оценить показатель уровня экологической опасности данной территории, который дает представление об экологической ситуации и определяется по формуле (3):

$$P_{оук} = \frac{S_{оуфакт}}{S_{оуэталон}}, \quad (3)$$

где $S_{оуфакт}$ – результат оценки экологической ситуации в зоне влияния k -го элемента объекта АТК, полученный в ходе анализа фактического количества выбросов [8]:

$$S_{оуфакт} = \left[\sum_1^p \sum_1^d \left(\frac{M_i}{ПДК_i} \right) \right], \quad (4)$$

где p – количество АТС в потоке;

d – количество примесей в ОГ АТС;

M_i – количество выбросов i -го ЗВ в ОГ, образующихся при интенсивности движения N автомобилей, мг/с;

$ПДК_i$ – среднесуточная ПДК i -го ЗВ в атмосфере населенного пункта, мг/м³.

Понятно, что $S_{оуэталон}$ – это результат оценки экологической ситуации при котором

обеспечивается безопасное состояние среды, в соответствии с нормативами. При этом выброс ЗВ $M_{\text{эталон}}$ определяется для интенсивности потока автотранспорта N , при котором обеспечивается

уровень максимальных концентраций, влияющих на территорию, приводящих к экологически безопасного состояния придорожной зоны, то есть $M_{\text{эталон}} = \text{ПДК}_i$.

Таблица 2

Результаты определения экологической ситуации на участке исследования

Параметр	ЗВ			
	CO	C _x H _y	NO ₂	PM
M_i , мг/с	530	85	64,7	14,6
ПДК, мг/м ³	3	1	0,04	0,05
$M_i/\text{ПДК}$	176,67	85	$1,6 \cdot 10^3$	292
$S_{\text{оуфакт}}$, м ³ /с	2153, 67			
$S_{\text{оуэталон}}$, м ³ /с	4			
$P_{\text{оук}}$	$0,54 \cdot 10^3$			

Выводы. Таким образом, нами определена оценка экологической ситуации, что сложилась на данном участке автомагистрали. Значение, которое получено ($P_{\text{оук}} = 0,54 \cdot 10^3$) очень сильно большое, что показывает превышения нормативного уровня для данных условий на исследуемой территории в 540 раз. Такие показатели говорят о чрезвычайно негативной экологической ситуации на территории города. Можно сделать качественный вывод о том, что объем ЗВ, образующихся от воздействия объектов АТК в сотни раз превышает интегральный индикатор состояния биосферы в этом районе.

Следует также учесть, то что на даном участке находится АЗС, которая вносит свой вклад в загрязнение воздуха. Массовые выбросы ЗВ АЗС усиливают ухудшение экологической ситуации в исследуемом районе.

Следующим этапом исследований должно быть построение матрицы рассеивания ЗВ с помощью методов математического моделирования, особенно с учетом направления ветра. При этом необходимо учитывать характеристику застройки, расположение АЗС и полученные в работе результаты массовых выбросов ЗВ.

Для комплексной оценки воздействия АТК на урбанизированную территорию нужно также учитывать показатели загрязнения грунтов, водных объектов, показатели лишеноиндикации для определения весовых коэффициентов каждого из них.

Список литературы

1. Транспортна екологія: навчальний посібник / [О. І. Запорожець, С. В. Бойченко, О. Л. Матвеева, С. Й. Шаманський та ін.] – К.: «Центр учбової літератури», 2017. – 508 с.
2. Рабош І. О. Оцінка екологічного стану територій автозаправних станцій, розташованих поблизу автомагістралей / І. О. Рабош, О. В. Кофанова, А. В. Підгорний // Вісник НТУ «ХП», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХП». – 2018. – № 9 (1285). – С. 236–242.
3. Марков В. А. Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И.

Габитов // М.: Изд-во МГТУ им. Баумана. – 2002. – 376 с.

4. Кофанов А. Е. Геоэкологические аспекты моделирования локального загрязнения приземного атмосферного воздуха отработавшими газами автотранспортных средств / А. Е. Кофанов, Ю. Р. Холковский // Горная механика и машиностроение. – 2017. – № 4. – С. 20–33.

5. Цыплакова Е. Г. Приборы и методы контроля и мониторинга воздействия автотранспорта на атмосферный воздух северных городов: дис. на соискание учен. степени доктора технич. наук: спец. 05.11.13 – приборы и методы контроля природной среды, веществ, материалов и изделий. – СПб, 2014. – 347 с.

6. Тарасова В. В. Екологічна стандартизація і нормування антропогенного навантаження на природне середовище / Тарасова В. В., Малиновский А. С., Рыбак М. Ф. / заг. ред. В. В. Тарасовой. Навч. посібник.- К.: Центр учбової літератури, 2007. – 276 с.

7. United States Environmental Protection Agency: region 3 risk assessment: [Електроний ресурс]. – 2011. – Режим доступу : <http://www.epa.gov/> (Методичні аспекти оцінки ризику (US EPA Region 3 Risk Assessment). <http://www.epa.gov/reg3hwmd/risk/riskmenu.htm>). – Назва з екрана.

8. Владимиров В. В. / Руководство по охране окружающей среды в районной планировке. / Владимиров В. В. и др. – М.:Стройиздат, 1986. – 160 с.

9. Волошин В. С. Характер рассеяния атмосферных загрязнений в районе магистральных перекрестков урбосистем/ Волошин В. С., Елистратова Н. Ю. // Проблемы охорони навколишнього природного середовища та екологічної безпеки: Сб.науч.тр./ УкрНДІЕП. – Харків, 2010. – Вип. № 3. – С. 120–123.

10. Канило, П. М. Автотранспорт. Топливно-экологические проблемы и перспективы: монография / П. М. Канило. – Х.: ХНАДУ. – 2013. – 272 с.

11. ГОСТ 17.2.2.03–77 «Охрана природы. Атмосфера. Содержание окиси углерода в отработавших газах автомобилей с бензиновыми двигателями. Нормы и метод определения.

Kuchynskyi K.A.¹doctor of sciences (engineering),
leading research worker**Kramarskyi V.A.¹**candidate of sciences (engineering),
senior research worker**Hvalin D.I.^{1,2}**

engineer

Mystetskyi V.A.^{1,2}

engineer

¹Institute of Electrodynamics, NAS of Ukraine²Institute for Safety Problems of Nuclear Power Plants, NAS of Ukraine

THERMOMECHANICAL PARAMETERS OF STATOR WINDING INSULATION OF A TURBOGENERATOR WITH CONTROLLABLE COOLING

Abstract. A method of calculation the thermomechanical parameters of stator winding high-voltage insulation for the operating conditions of a powerful generator using the numerical finite element method is developed. This method allows timely to give a warning the thermomechanical stress inadmissible level for necessary decisions on the prevention of severe accidents. Implementation of a method requires the least costs and can be used for generators of any type. As an example, the distribution of thermomechanical strain and stress in winding bar insulation of 800 MW turbogenerator with a load change and cooling control by a numerical method is calculated. The winding bar displacement relative to the stator core end packet are evaluated.

Keywords: powerful turbogenerator, end zone, stator core, stator winding frontal part, stator winding insulation, thermomechanical stress.

Improvement the reliability for main equipment of power plants is one of basic and urgent tasks of power engineering. The stator winding insulation and stator core end packets damages of a turbogenerators occupies an important place in accidents statistics. It is therefore necessary further study the conformity to natural laws of processes in these zones, as well as finding ways to reduce the negative impacts. In this paper the thermomechanical strain and stress in stator winding bar insulation of a powerful turbogenerator with an electrical load change and cooling control is calculated.

The initial information of 800 MW full water cooled turbogenerator when calculation of heat process in winding are used [5]:

- the distillate rate in cooler: $Q_{cool} = 91,7 \text{ m}^3/\text{hour}$;
- the technical water rate: $Q_w = 300 \text{ m}^3/\text{hour}$;
- the distillate temperature at the outlet of winding:

$T_1 = 43 \text{ }^\circ\text{C}$;

- the distillate temperature at the inlet to winding:

$T_2 = 23 \text{ }^\circ\text{C}$;

- the technical water temperature at the inlet to cooler: $T_{wcool} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$;

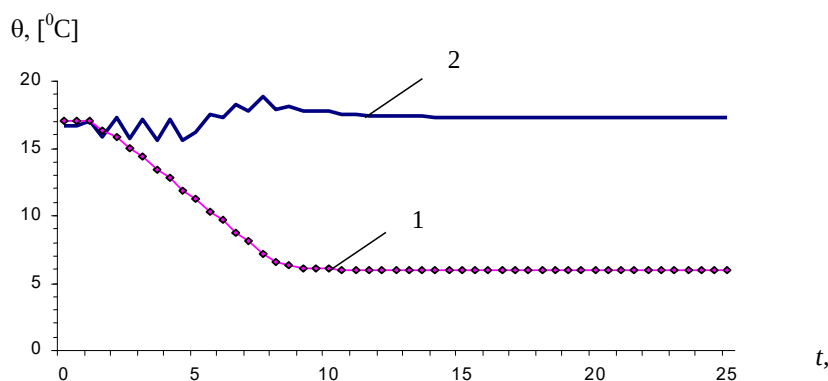
- the heat transfer coefficient from the distillate to the wall of cooler tube: $h_d = 3500 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;

- the heat transfer coefficient from the wall of cooler tube to the technical water: $h_w = 3160 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;

- the diameter of cooling tubes: $d_{out} = 0,015 \text{ m}$, $d_{in} = 0,013 \text{ m}$;

- the cooling surface: $F = 129 \text{ m}^2$.

Heat calculation of winding with cooling control is carried out for a scheme provides the admission of hot distillate part past a cooler depending on the load [2]. The winding bar is considered as a single body with averaged parameters. The change of winding copper average temperature when a decrease of current load from the nominal value to $0,35I_{rat}$ with normal cooling (curve 1) and cooling control (curve 2) are shown in Fig. 1.



Thermo-stress condition the stator winding bar insulation of a turbogenerator according to results of heat calculation is determined. Taken the bar temperature is linearly distributed along the winding

bar. The solving region is the most heated stator winding half-bar (slot and frontal parts) of a generator on the turbine side (Fig. 2).

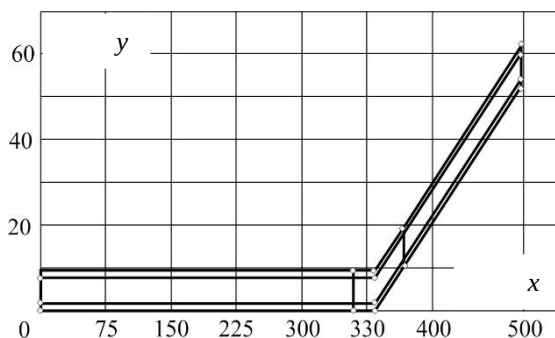


Fig. 2

The problem is solved on the basis of numerical mathematical simulation in a two-dimensional formulation by the finite element method [4].

According to the finite element method when minimizing of elastic body potential energy the fields of displacement vector nodal values are determined,

then taking into account the corresponding initial and boundary conditions the strain and stress components in elements are calculated.

Following the minimizing process of elastic body potential energy is integrals enter into the equations for elements [4]:

$$[K] = \int_V [B]^T [D] [B] dV, \quad (1)$$

$$\{f\} = - \int_V [N]^T \begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{Bmatrix} dV - \int_V [B]^T [D] \{\varepsilon_0\} dV - \int_S [N]^T \begin{Bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{Bmatrix} dS - \{P\}, \quad (2)$$

where $[B]$ is the gradients matrix connecting the strain and displacement; $[D]$ is the matrix of elastic constants describing the mechanical properties; $\{\varepsilon_0\}$ is the initial deformation of element associated with the thermal expansion; $[N]$ is the matrix of form functions; X, Y, Z are the volume forces; P_x, P_y, P_z are the surface loads; $\{P\}$ is the column vector of nodal forces; S is the area of element; V is the volume of element.

Triangular simplex-element with six components of nodal displacements for solving the problem is used. The complete system of equations for an element will be:

$$[k] \cdot \begin{Bmatrix} U_{2i-1} \\ U_{2i} \\ U_{2j-1} \\ U_{2j} \\ U_{2m-1} \\ U_{2m} \end{Bmatrix} = \{f\}, \quad (3)$$

where i, j, m are the numbers of triangular simplex-element node.

The strain components in element after definition of displacement in nodes are determined as follows:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \end{Bmatrix} = [B] \cdot \begin{Bmatrix} U_{2i-1} \\ U_{2i} \\ U_{2j-1} \\ U_{2j} \\ U_{2m-1} \\ U_{2m} \end{Bmatrix}. \quad (4)$$

The stress components $\{\sigma\}^T = [\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}]$ are calculated according to Hooke law:

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\varepsilon\} - [D] \cdot \{\varepsilon_0\} \quad (5)$$

or with help the nodal displacements:

$$\{\sigma\} = [D] \cdot [B] \cdot \{U\} - [D] \cdot \{\varepsilon_0\}. \quad (6)$$

On the first stage, a thermomechanical calculation of half the stator core in axial section (from the middle to the end zone on the turbine side) is carried out. The obtained values of stator nodes displacements component along the y -axis for each time moment is first kind boundary conditions for the nodes of bar model with the bandage fastening of frontal parts. Taking into account the recommendations [1] assumes along the x -axis the fastening does not prevent the frontal parts displacement in axial direction when thermal extension of stator winding rectilinear slot part.

The load stepped down process of a turbogenerator from the rated load condition to 0,35 rated capacity for 7 minutes with the subsequent generator cool off during the 25 minutes with and without temperature control of cool water is considered.

As is generally known [6], the temperature of hollow copper conductor's negligibility differs from the cool water temperature when direct forced liquid intensive cooling. At rated heat transfer the water temperature in winding is 20 °C [5]. Thus, in order to thermomechanical studies the copper temperature for the rated load condition was distributed in space on the half length of bar according to a linear law within from 33 °C (the middle of stator core) to 43 °C (the end zone of winding frontal parts). The temperature change

along the half-bar when calculation the subsequent time points of stator cool off process after load down is taken in the appropriate proportion.

The change of core heat levels averaged on the volume caused mainly by steel losses slightly changing with load down and close in value to idling steel losses, is installed according to the research results [6]. In this case the stator core temperature is decreased on average from 63 °C to 57 °C.

The insulation temperature at any spatial point of bar slot part is taken as the average one between the winding and iron stator core and in the frontal part coincides with the copper temperature for each moment of time.

The indicated heat of stator constructive elements at time and space are the initial data for the subsequent calculation of nodes displacement in isolation (the right side of equations system (3)).

An approximate numerical solution by the finite element method of thermo-elasticity problem has the form of compact series the values of nodal displacements and stresses in elements.

Fig. 3 shows the stress components in insulation elements along the bar on the x - and y -axes under rated load of a generator (curve 1 – stress on the x -axis in bar slot zone for the point of outlet the winding from the slot («bend») and in the frontal part, curve 2 – on the y -axis, respectively). The obtained values of stress components on the x -axis are considerably less than the insulation breaking point (80 – 90 MPa), and on the y -axis are near to it for the point of fastening beginning the frontal part (so-called the «particular» point of a sharp change the boundary conditions and transition from the «free» state of bar to «fixed» one).

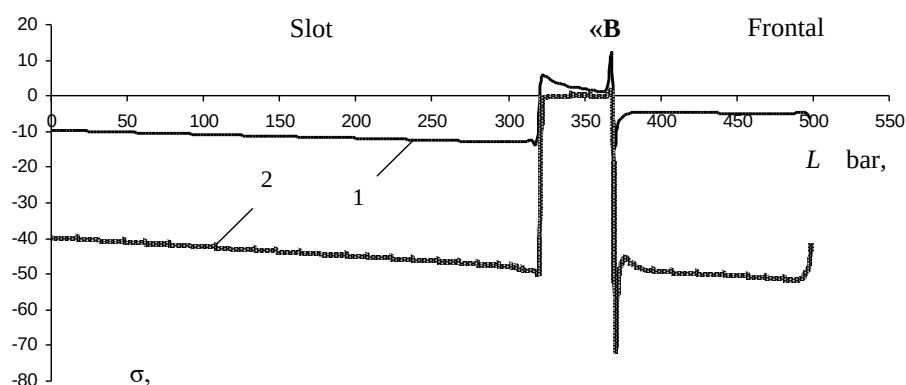


Fig. 3

Fig. 4 shows the graphs of stress components variation in insulation element at time near outlet the winding from the slot on the x - and y -axes without and with temperature control of cool water (curves 1, 2 and 3, 4, respectively). As shown in Fig. 4, the

thermomechanical stress in insulation with water temperature control and load down process is nearly invariable because the maintenance of water temperature in winding at the rated condition level.

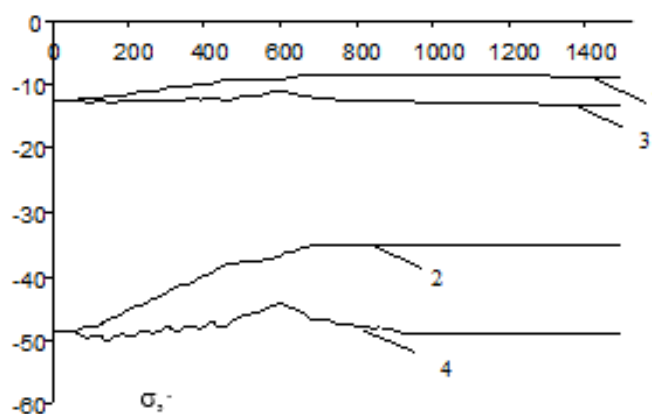


Fig. 4

Another important negative factor contributing to the exfoliation of stator core end packet is the mechanical interaction between one and winding bar at the outlet from the slot with a load change [7]. In [3] shown the presence of cyclical displacement of

winding copper relative to the end packet is the reason for initial exfoliation, insulation deterioration and destruction.

The displacement of winding bar section at the outlet from the slot relative to the stator core end with

an electrical load change from P_{rat} to $0,35P_{rat}$ is shown in Fig. 5. Curve 1 corresponds to normal cooling, curve 2 – controllable cooling. It can be seen from Fig. 5, that the variation diapason of winding bar

displacement relative to the core end packet decreases from 0,6 mm with normal cooling to 0,2 mm with controllable cooling, i.e. almost three times.

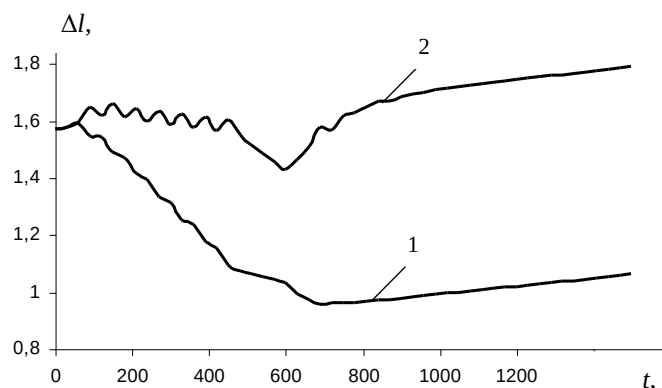


Fig. 5

On the basis of foregoing the following conclusion could be obtained:

Taking into account the fact that in a turbogenerator with the stator core gas cooling the heat level of core and winding is much higher and, accordingly, the variation diapason of winding bar displacement relative to the core end zone is wider, then the winding cooling control is more expedient.

Literature

1. Glebov I.A., Danilevich Ya.B. The scientific fundamentals of turbogenerators design. Leningrad: Nauka, 1986. 184 p. (Rus.)
2. Kramarskyi V.A. Mathematical simulation of controllable cooling system for a turbogenerator stator winding. Pratsi Instytutu elektrodynamiky Natsionalnoi Akademii Nauk Ukrainy. 2006. № 3(15). P. 60 – 64. (Ukr.)

3. Kulakovskiy V.B. Insulation work in generators. Beginning and methods of detect defects. Moskva: Energoizdat, 1981. 256 p. (Rus.)

4. Segerlind L. Application of the finite element method. Moskva: Mir, 1979. 392 p. (Rus.)

5. Schastlivyi G.G., Mezhenyi Yu.Ya. et al. Cooling control of a generator with full water cooling. Prepr. № 390. Kiev: Instytut elektrodynamiky AN USSR, 1984. 37 p. (Rus.)

6. Schastlivyi G.G., Fedorenko G.M. et al. The numerical analyze of heat condition of a 1000 MW turbogenerator stator winding for control and diagnostics. Prepr. № 812. Kiev: Instytut elektrodynamiky AN USSR, 1998. 24 p. (Rus.)

7. Schastlivyi G.G., Fedorenko G.M., Vygovskyi V.I. Turbo- and hydrogenerators at the variable loading graphics. Kiev: Naukova dumka, 1985. 208 p. (Rus.)

#1(53), 2020 część 3
Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe
(Warszawa, Polska)
Czasopismo jest zarejestrowane i publikowane w Polsce. W czasopiśmie publikowane są artykuły ze wszystkich dziedzin naukowych. Czasopismo publikowane jest w języku polskim, angielskim, niemieckim i rosyjskim.

Artykuły przyjmowane są do dnia 30 każdego miesiąca.

Częstotliwość: 12 wydań rocznie.

Format - A4, kolorowy druk

Wszystkie artykuły są recenzowane

Każdy autor otrzymuje jeden bezpłatny egzemplarz czasopisma.

Bezpłatny dostęp do wersji elektronicznej czasopisma.

Zespół redakcyjny

Redaktor naczelny - Adam Barczuk

Mikołaj Wiśniewski

Szymon Andrzejewski

Dominik Makowski

Paweł Lewandowski

Rada naukowa

Adam Nowicki (Uniwersytet Warszawski)

Michał Adamczyk (Instytut Stosunków Międzynarodowych)

Peter Cohan (Princeton University)

Mateusz Jabłoński (Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)

Piotr Michalak (Uniwersytet Warszawski)

Jerzy Czarnecki (Uniwersytet Jagielloński)

Kolub Frennen (University of Tübingen)

Bartosz Wysocki (Instytut Stosunków Międzynarodowych)

Patrick O'Connell (Paris IV Sorbonne)

Maciej Kaczmarczyk (Uniwersytet Warszawski)

Dawid Kowalik (Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)

Peter Clarkwood (University College London)

#1(53), 2020 part 3
East European Scientific Journal
(Warsaw, Poland)
The journal is registered and published in Poland. The journal is registered and published in Poland. Articles in all spheres of sciences are published in the journal. Journal is published in **English, German, Polish and Russian.**

Articles are accepted till the 30th day of each month.

Periodicity: 12 issues per year.

Format - A4, color printing

All articles are reviewed

Each author receives one free printed copy of the journal

Free access to the electronic version of journal

Editorial

Editor in chief - Adam Barczuk

Mikołaj Wiśniewski

Szymon Andrzejewski

Dominik Makowski

Paweł Lewandowski

The scientific council

Adam Nowicki (Uniwersytet Warszawski)

Michał Adamczyk (Instytut Stosunków Międzynarodowych)

Peter Cohan (Princeton University)

Mateusz Jabłoński (Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)

Piotr Michalak (Uniwersytet Warszawski)

Jerzy Czarnecki (Uniwersytet Jagielloński)

Kolub Frennen (University of Tübingen)

Bartosz Wysocki (Instytut Stosunków Międzynarodowych)

Patrick O'Connell (Paris IV Sorbonne)

Maciej Kaczmarczyk (Uniwersytet Warszawski)

Dawid Kowalik (Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)

Peter Clarkwood (University College London)

Igor Dzedzic (Polska Akademia Nauk)
Alexander Klimek (Polska Akademia Nauk)
Alexander Rogowski (Uniwersytet Jagielloński)
Kehan Schreiner(Hebrew University)
Bartosz Mazurkiewicz (Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)
Anthony Maverick(Bar-Ilan University)
Mikołaj Żukowski (Uniwersytet Warszawski)
Mateusz Marszałek (Uniwersytet Jagielloński)
Szymon Matysiak (Polska Akademia Nauk)
Michał Niewiadomski (Instytut Stosunków Międzynarodowych)
Redaktor naczelny - Adam Barczuk

1000 kopii.

Wydrukowano w «Aleje Jerozolimskie 85/21, 02-001 Warszawa, Polska»

Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe

Aleje Jerozolimskie 85/21, 02-001 Warszawa, Polska

E-mail: info@eesa-journal.com ,

<http://eesa-journal.com/>

Igor Dzedzic (Polska Akademia Nauk)
Alexander Klimek (Polska Akademia Nauk)
Alexander Rogowski (Uniwersytet Jagielloński)
Kehan Schreiner(Hebrew University)
Bartosz Mazurkiewicz (Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki)
Anthony Maverick(Bar-Ilan University)
Mikołaj Żukowski (Uniwersytet Warszawski)
Mateusz Marszałek (Uniwersytet Jagielloński)
Szymon Matysiak (Polska Akademia Nauk)
Michał Niewiadomski (Instytut Stosunków Międzynarodowych)
Editor in chief - Adam Barczuk

1000 copies.

Printed in the "Jerozolimskie 85/21, 02-001 Warsaw, Poland»

East European Scientific Journal

Jerozolimskie 85/21, 02-001 Warsaw, Poland

E-mail: info@eesa-journal.com ,

<http://eesa-journal.com>