



**ENVIRONMENTAL, ENERGY AND ECONOMIC
ASPECTS OF MODERN TECHNOLOGIES**

SCIENCE FOR MODERN MAN

**WISSENSCHAFT FÜR DEN
MODERNEN MENSCHEN**

**MONOGRAPH
BOOK 16 PART 2**

'2023



Fialko N., Titlov O.S., Zhuravskiy O.D., Zhuravskaya N.E., Bilenko N.O. et al.

WISSENSCHAFT FÜR DEN MODERNEN MENSCHEN
UMWELT-, ENERGIE- UND WIRTSCHAFTSASPEKTE MODERNER TECHNOLOGIEN
SCIENCE FOR MODERN MAN
Environmental, energy and economic aspects of modern technologies

Monographic series «European Science»
Book 16. Part 2.

In internationalen wissenschaftlich-geometrischen Datenbanken enthalten
Included in International scientometric databases

MONOGRAPHIE
MONOGRAPH

Approved for publication:

Minutes No. 5 of 02/03/2023 meeting of the Scientific Council of the KNUBA

Authors:

Zhuravska N.E. (1), Fialko N. (2), Navrodska R. (2),
Titlov O.S. (3), Bilenko N.O. (3), Osadchuk E.O. (3),
Zhuravskyi O.D. (4)

Reviewers:

Kulikov Petro M., Prof., Doctor of Economic Sciences, Kyiv National University of Construction and Architecture (1)
Avramenko A.O., member of the cor. National Acad. Sciences (1)
Protokopov V.G., Doctor of Technology Sciences, Prof. (1)
Valery Ivanovych Deshko, Doctor of Technical Sciences, professor, Institute of Energy Saving and Energy Management of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", head of the department (2)
Andriy Oleksandrovich Avramenko - Doctor of Technical Sciences, Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Institute of Technical Thermal Physics of the National Academy of Sciences of Ukraine (2)

Editors:

Kulikov P.M., Prof., Dr. economy Sciences
Avramenko A.O., member of the cor. National Acad. Sciences
Prokopov V.G., Prof., Doctor. technical Sciences

Wissenschaft für den modernen Menschen: Umwelt-, Energie- und Wirtschaftsaspekte moderner Technologien. Monografische Reihe «Europäische Wissenschaft». Buch 16. Teil 2. 2023.

Science for modern man: Environmental, energy and economic aspects of modern technologies. Monographic series «European Science». Book 16. Part 2. 2023.

ISBN 978-3-949059-71-1

DOI: 10.30890/2709-2313.2023-16-02

Published by:

ScientificWorld-NetAkhatAV

Lußstr. 13

76227 Karlsruhe, Germany

e-mail: editor@promonograph.org

site: <https://desymp.promonograph.org>

Copyright © Authors, 2023

Copyright © Drawing up & Design. ScientificWorld-NetAkhatAV, 2023

*ÜBER DIE AUTOREN / ABOUT THE AUTHORS*

1. *Zhuravska Nataliia Evgenivna*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture - *Chapter 1*
2. *Fialko Nataliia*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Institute of Engineering Termophysics - *Chapter 2 (co-authored)*
3. *Navrodska Raisa*, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Institute of Engineering Termophysics - *Chapter 2 (co-authored)*
4. *Titlov Oleksandr Sergeyevich*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Odesa National University of Technology - *Chapter 3 (co-authored)*
5. *Bilenko Nataliia Oleksandrivna*, Candidate of Technical Sciences, Odesa National University of Technology - *Chapter 3 (co-authored)*
6. *Osadchuk Evgeny Oleksandrovich*, Candidate of Technical Sciences, Odesa National University of Technology - *Chapter 3 (co-authored)*
7. *Zhuravskyi Oleksandr Dmytrovysh*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture - *Chapter 4*



Inhalt / Content

CHAPTER 1

ENVIRONMENTAL-ENERGY AND ECONOMIC ASPECTS OF THERMAL POWER FACILITIES.....6

CHAPTER 2

INCREASING THE ENVIRONMENTAL AND ENERGY EFFICIENCY OF GLASS MELTING FURNACES

Introduction	28
2.1. Features of waste gases recovery from glass furnaces.....	30
2.1.1. Study of the waste gases composition	31
2.1.2. Computer modeling of heat transfer and hydrodynamics in bundles with membrane tubes	36
2.1.3. Results of experimental studies of heat transfer and hydrodynamics in water-tube heat recoveries.....	49
2.2. Heat recovery technologies for glass furnaces.....	55
2.2.1. Heat recovery systems with water-heating heat-recovery exchangers.....	55
2.2.2. Application of water-heating heat-recovery exchangers in heat recovery systems	60
2.3. Improvement of environmental performance of glass furnaces using heat recovery technologies	63
2.3.1. Material and research methodology.....	64
2.3.2. Operating modes of glass furnace chimneys when using heat recovery systems with chimneys and heat recovery exchangers of different types.....	67
2.3.3. Environmental efficiency of using the method of flue gases bypassing part from the furnace regenerators past the heat-recovery equipment	72
Conclusions	76



CHAPTER 3

INCREASE IN THE ENERGY EFFICIENCY OF WATER RECEIVING SYSTEMS FROM THE ATMOSPHERIC AIR USING SOLAR THERMAL ENERGY

3.1. Analysis of literary data and statement of the problem	79
3.2. Methods of obtaining water from atmospheric air using thermotransformers	80
3.2.1. Vapor compression thermotransformers	80
3.2.2. Heat-using solar systems	84
3.3. Prospective designs of systems for obtaining water from atmospheric air.....	96
3.3.1. A system for obtaining water from atmospheric air with various sources of electrical energy	96
3.3.2. System with booster compressors	98
3.3.3. Pumpless AVT as part of the system for obtaining water from atmospheric air	105
3.3.4. Air cooler as part of the system for obtaining water from atmospheric air	108
3.3.5. An air cooler with a regenerative heat exchanger as part of systems for obtaining water from atmospheric air	114
Conclusions	116

CHAPTER 4

EFFECTIVE PRESTRESSED SLABS FOR AIRFIELD PAVEMENTS AND ROADS

Introduction	117
4.1. Methodology for calculating bending elements of rectangular cross- section, reinforced with ordinary and pre-stressed reinforcement, as well as steel fiber	118
4.2. Effective pre-stressed slabs of airfield pavements.....	124
4.3. Effective pre-stressed road slabs.....	132
Conclusions	151
References	152



KAPITEL 1 / CHAPTER 1 ¹

ENVIRONMENTAL-ENERGY AND ECONOMIC ASPECTS OF THERMAL POWER FACILITIES

DOI: 10.30890/2709-2313.2023-16-02-026

Вступ

Першочерговим завданням соціально-економічного розвитку країни є питання стану глобальної екологічної кризи, які все більше трансформуються у вчення про шляхи виживання людства. Аналіз наявних даних свідчить про те, що тенденція, інакше кажучи, актуальність забезпечення екологічної безпеки збільшується. Коли світ прагне до скорочення викидів парникових газів і обмеження зміни клімату, вкрай важливо відстежувати прогрес у справі досягнення узгоджених на глобальному рівні цілей в області боротьби зі зміною клімату. У Доповіді ЮНЕП про розрив у викидах порівнюються отримані протягом десятиліття дані про те, куди направляються викиди парникових газів з місць, де вони повинні бути. Аналізуються оптимальні шляхи усунення цього розриву. Антропогенна діяльність з 1800-х років є основним рушійним фактором зміни клімату, головним чином за рахунок спалювання викопних видів палива, таких як вугілля, нафта і газ. В результаті спалювання викопних видів палива утворюються викиди парникових газів, які подібно до ковдри огортають Землю, утримуючи сонячне тіло і підвищуючи температуру. Прикладами парникових газів, викиди яких спричиняють зміну клімату, є двоокис вуглецю та метан. Вони утворюються, наприклад, за умови використання вугілля для опалення будівель. До основних виробників викидів відносяться енергетика, промисловість, транспорт, будівлі та інше [1, 2]. Незважаючи на спад виробництва на великих промислових підприємствах (ПП) країни, особливо з часу початку війни в Україні, яка триває з 2014 року, коли все голосніше звучить звинувачення на адресу агресора – російської федерації щодо екоциду на теренах України. Особливого розголосу це набуло з початком відкритої російської агресії в лютому 2022 року. Дії росії в Україні порушують не тільки національне, але і міжнародне право та міжнародні звичаї. В першу чергу це порушення Статуту Організації Об'єднаних Націй (ООН) з питань культури, науки, освіти (ЮНЕСКО). Створена в 1948 р. зі штаб-квартирою в Парижі. Серед програм – довгострокова, міжурядова і міждисциплінарна “Людина і біосфера” (МАН). Природоохоронну діяльність вона здійснює за декількома напрямками: –

¹Authors: Zhuravska Nataliia Evgenivna



керівництво екологічними програмами, в яких зайнято понад сто держав. Провідна роль у міжнародній екологічній співпраці належить ООН, її спеціалізованим установам. Захист оточуючого людину середовища безпосередньо витікає з Статуту ООН. Її мета і завдання полягають у наданні сприяння вирішенню міжнародних проблем в області економічного, соціального життя, охорони здоров'я, підвищення рівня життя населення, дотримання прав людини. Генеральна Асамблея ООН визначає основні напрями екологічної політики міжнародного співтовариства, розробляє принципи взаємостосунків держав щодо охорони довкілля, ухвалює рішення про проведення міжнародних конференцій ООН щодо найважливіших проблем навколишнього середовища. Вона розробляє проекти міжнародних конвенцій, рекомендації щодо охорони довкілля, створює нові природоохоронні органи, сприяє розвитку всебічної і двосторонньої співпраці держав з метою захисту навколишнього середовища. Природоохоронна діяльність ООН здійснюється безпосередньо або через її головні і допоміжні органи, або через систему спеціалізованих установ. Одним з головних органів ООН є Економічна і соціальна Рада (ЕКОСОР), у межах якої діють функціональні і регіональні комісії і комітети. Всі ці органи разом з іншими політичними, економічними і соціальними питаннями займаються екологічними проблемами.

Сучасний стан проблеми.

Вивченням напрацювань по цієї проблемі займалися і займаються такі вчені, роботи яких з глобалізації економічного розвитку, економічного механізму природокористування, екології та раціонального природокористування та енергозбереження, необхідно відзначити: Г.О.Білявського, В.В.Гончарука, В.І.Данілов-Данільяна, І.І.Дедюба, А.К.Запольського, М.Ю.Іщенко, Е.С.Малкіна, Н.Ф.Реймерса, В.П.Кучерявого, А.І.Салюка, О.С.Тітлова, Н.М.Фіалко, Ю.М.Навроцького, В.Ф.Протасова, І.І.Мазура.

Вивченню проблем економіки, стратегічного управління розвитком підприємств, результативного функціонування інноваційно-орієнтованих організацій присвячені роботи таких вчених як П.М.Кулікова, В.М.Лича, Г.М.Рижакової, та багато інших вчених. Незважаючи на велику кількість отриманого матеріалу, щодо проблематики недостатньо уваги надано інноваційним інструментам сучасних управлінських технологій. А формування механізмів сучасного природокористування сприятиме покращенню природоохоронної діяльності.

Порушення додаткового Протоколу до Женевських конвенцій від 1949р., який у ст. 55 говорить про захист довкілля та вказує на необхідність виявлення



турботи про захист природного середовища від широкої, довгочасної і серйозної шкоди при веденні воєнних дій [3]. У статті 441 Кримінального кодексу України визначено поняття «екоцид» – масове знищення всього живого, отруєння атмосфери, водних ресурсів, а також вчинення інших дій, що можуть спричинити екологічну катастрофу [4]. У зоні бойових дій робиться енергетичний терор, виникають аварійні ситуації в межах цивільних, промислових та інфраструктурних об'єктів внаслідок чого зазнають негативного впливу атмосферне повітря, ґрунти, поверхневі і підземні води, та відбувається інше екологічне навантаження на природу, за даними ДСНС, питання в цьому напрямку на навколишнє середовище (НС) продовжує посилюватися. Війна вплинула на кожний компонент довкілля. Із перших днів вторгнення росіян Державна екологічна інспекція фіксує всю шкоду, яку вони наносять українському довкіллю. Зафіксовано більше трьохсот випадків екоциду. Це і підриви складів паливно-мастильних матеріалів, сховищ нафтопродуктів з відповідними наслідками для довкілля. Це і пошкодження та руйнування енергетики та очисних споруд, Наслідки цього негативного впливу будуть довгостроковими та матимуть не лише локальний, а й глобальний характер. Збитки довкіллю України від війни станом на 8 листопада 2022 р. становлять 1,35 трлн. гривень [5-6]. Спад виробництва в сучасних умовах, на великих промислових підприємствах (ПП) країни, екологічне навантаження на природу, за даними ДСНС, продовжує посилюватися.

Основна частина.

На європейському енергетичному ринку (в першу чергу ринках електроенергії та природного газу) для прийняття рішення є необхідним детальний аналіз існуючих умов у окремо вибраній країні з метою оцінки ефективності функціонування з вирішення існуючих проблем, згідно з Енергетичною стратегією України «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність». «Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» є документом, який окреслює стратегічні орієнтири розвитку паливно-енергетичного комплексу України на період до 2035 року. Прогнозні показники, що містяться у документі, демонструють траєкторію розвитку енергетики та суміжних галузей. Надалі, в рамках розробки та затвердження Кабінетом Міністрів України плану заходів з реалізації ЕСУ, завдання та показники ЕСУ мають бути деталізовані та відображені у відповідних програмах розвитку підгалузей. Реалізація ЕСУ також потребуватиме розроблення нових та зміни існуючих законодавчих та підзаконних актів, низки галузевих норм, які регламентують



діяльність в енергетичній сфері. Україна є і в перспективі прагне залишатися одним із найбільших в континентальній Європі виробником вуглеводнів та надійним транзитером енергоресурсів (в першу чергу природного газу і нафти), забезпечуючи безпечне і надійне постачання енергоресурсів власним споживачам та споживачам суміжних ринків, які мають бути видобуті та доставлені з високим рівнем екологічної та соціальної відповідальності, з докладанням зусиль для дотримання зобов'язань зі скорочення викидів парникових газів. Істотна мінерально-сировинна база та пріоритети, визначені на державному рівні щодо її розширення з метою нарощення видобутку вуглеводнів для забезпечення енергетичної незалежності країни, а також надлишкові потужності з транспортування, зберігання і переробки вуглеводнів, у т.ч. їх інтегрованість з європейським ринком і можливостями організації постачань зі світових ринків для подальшого постачання до ЄС, – сумарно становлять базу до розвитку відповідних галузей та економіки України в цілому. Наявність в Україні усіх зазначених ресурсів, створення конкурентного ринкового середовища та умов до системного розвитку ресурсної бази для атомної енергетики, модернізації генеруючих потужностей та заміщення сировинної бази альтернативними видами палива, подальша розвідка та видобуток вуглеводнів, у тому числі й нетрадиційних, а також більш ефективного використання потенціалу в галузі відновлюваної енергії сприятимуть поступовому посиленню позиції України у раціональному виробництві енергії та ощадливому її споживанні. Енергетична стратегія України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» передбачає, що до 2025 року здебільшого буде завершено реформування енергетичного комплексу України, досягнуто першочергових цільових показників з безпеки та енергоефективності, забезпечено його інноваційне оновлення та інтеграцію з енергетичним сектором ЄС. Виконання завдань ЕСУ у період після 2025 року вимагатиме дещо інших підходів до регулювання енергетики, заснованих на базових принципах, прийнятих країнами ЄС, до розроблення документів стратегічного планування та практичної діяльності з реалізації державної політики в енергетичній сфері. Ключовою кількісною та якісною характеристикою ЕСУ є структура загального первинного постачання енергії (ЗППЕ). Для формування структури ЗППЕ використовувались економіко-математичні моделі, узагальнені експертні оцінки, а також орієнтовні показники, яких Україна має досягнути відповідно до своїх міжнародних зобов'язань у сферах розвитку ВДЕ та зміни клімату. Розробка ЕСУ здійснювалася в умовах високої невизначеності та складної ситуації через збройну агресію РФ щодо



України, яка відбулася внаслідок намагань РФ зберегти суттєвий політичний вплив на Україну, що призвело до тимчасової окупації з її боку частини території України: анексії Криму та тривалого збройного конфлікту в окремих районах Донецької та Луганської областей. ЕСУ є документом, спрямованим на міжгалузеву кооперацію для ефективного та надійного задоволення потреб національної економіки та громадян необхідними видами енергії. Енергетичний комплекс України має пройти період трансформації, що зумовлено не лише дією галузевих чинників, але й соціально-економічними перетвореннями у країні з урахуванням фактору безпеки в умовах зовнішньої агресії. Україна повинна виконати амбітне завдання – домогтися сталості рівня ЗППЕ та сталого зростання ВВП. За результатами реалізації завдань ЕСУ планується досягнути зниження енергоємності ВВП більш ніж у два рази до 2035 року. Реалізація цього завдання вимагатиме високотехнологічних рішень, значних інвестицій, оновлення законодавства і структурних змін в економіці. У процесі розробки ЕСУ застосовувався програмно-цільовий підхід. На відміну від попередніх енергетичних стратегій, метод прогнозування майбутнього стану енергетичної системи замінюється на складання алгоритмів заради досягнення бажаних результатів. Зокрема ключових «маяків» формування енергетичної політики, розвитку енергетики на кожному з трьох основних етапів реалізації стратегії, найменування яких наводяться нижче. У подальшому передбачається коригування прогнозних цільових показників залежно від фактичного соціально-економічного розвитку України (імплементацию здійснити у три основні етапи: 1-й. Реформування енергетичного сектору (до 2020 року). 2-й. Оптимізація та інноваційний розвиток енергетичної інфраструктури (до 2025 року) - буде орієнтований на роботу в умовах нового ринкового середовища та фактичної інтеграції ОЕС України з енергосистемою Європи, що суттєво вплине на 13 обґрунтування вибору об'єктів для реконструкції або нового будівництва в енергетичній сфері та на підвищення енергоефективності. Планується інтенсивне залучення інвестицій у сектор ВДЕ, розвиток розподіленої генерації, зокрема розробка та початок реалізації плану впровадження «розумних» енергетичних мереж (Smart Grids) та створення розгалуженої інфраструктури для розвитку електротранспорту. 3-й. Забезпечення сталого розвитку (до 2035 року) - спрямований на інноваційний розвиток енергетичного сектору й будівництво нової генерації. Інвестиції у нові потужності генерації для заміщення потужностей, що мають бути виведені з експлуатації. Вибір типу генерації залежатиме від прогнозної цінової кон'юнктури на паливо й інтенсивності розвитку кожного типу генерацій, що сприятиме підвищенню



рівня конкуренції між ними; від впровадження смарт-технологій для вирівнювання піків споживання. У сфері енергоефективності та охорони довкілля передбачається запровадження стандартів будівництва «пасивний дім», досягнення цільових показників скорочення викидів SO₂, NO_x та пилу згідно з Національним планом скорочення викидів від великих спалюваних установок та запровадження в Україні системи торгівлі квотами на викиди парникових газів) [1-7, 8-11]. Також принципів сталого розвитку, які є ключовими у питаннях безпеки держави та стимулюють створення національних стратегій розвитку з урахуванням зазначених аспектів. В Україні з 2016 р. діє Стратегія сталого розвитку «Україна – 2020» для виконання якої необхідно реалізувати програми, серед багатьох є: програма збереження навколишнього природного середовища; програма енергоефективності; програма здорового способу життя та довголіття [37-39] та інші. Відомо, «сталий розвиток» - це такий розвиток суспільства, який задовольняє потреби нинішніх поколінь і не ставить під загрозу можливості наступних поколінь задовольняти свої потреби. Моніторинговий звіт розроблено Державною службою статистики України (далі – Держстат) та Міністерством економічного розвитку і торгівлі України за підтримки ЮНІСЕФ в Україні з використанням даних державних статистичних спостережень, що проводяться Держстатом, та інформації органів державної влади – розпорядників адміністративних даних, а також наукових установ і міжнародних організацій. Розпорядженням Кабінету міністрів України від 21 серпня 2019 року № 686-р “Питання збору даних для моніторингу реалізації Цілей сталого розвитку” було визначено засади моніторингу національних показників Цілей сталого розвитку (ЦСР) відповідно до встановлених базовою Національною доповіддю “Цілі сталого розвитку: Україна” (2017 рік) орієнтирів та показників [2]. Протягом 2016 – початку 2017 років тривав відкритий процес адаптації та локалізації ЦСР з метою визначення національних пріоритетів і завдань розвитку до 2030 року. Результати завершеного процесу локалізації заклали основу Національної доповіді “Цілі Сталого Розвитку: Україна”¹, яка була публічно презентована у вересні 2017 року. Наступний крок полягав в інкорпорації визначених цілей та завдань у стратегічні документи країни.

Для забезпечення імплементації та моніторингу досягнення ЦСР і на виконання доручення Кабінету Міністрів України була створена Міжвідомча робоча група (МРГ) з питань координації процесів імплементації та забезпечення моніторингу ЦСР, в роботі якої беруть участь представники міністерств, центральних органів виконавчої влади. Відбулося чотири засідання Міжвідомчої робочої групи з питань координації процесів імплементації та забезпечення



моніторингу ЦСР (у вересні, грудні 2018 року та березні, червні 2019 року), що свідчить про набуття роботою з імплементації та забезпечення моніторингу й оцінки стану досягнення Україною ЦСР системного характеру. Схвалено концепцію підготовки щорічних та п'ятирічних моніторингових звітів з оцінки прогресу досягнення ЦСР в Україні та схвалено у цілому проект розпорядження Кабінету Міністрів України “Питання збору даних для моніторингу реалізації цілей сталого розвитку”. Розпорядження спрямоване на створення умов для впорядкування збору даних для моніторингу ЦСР. Нормативно-правовим актом визначаються механізм координації збору даних для моніторингу ЦСР, індикатори ЦСР (183). На виконання рішення Міжвідомчої робочої групи з питань координації процесів імплементації та забезпечення моніторингу ЦСР щодо проведення аналізу стану інкорпорації ЦСР у чинні стратегічні та програмні документи Мінекономрозвитку разом з іншими центральними органами виконавчої влади у 2018–2019 роках було проведено роботу з оцінки ступеня інкорпорації ЦСР (завдань ЦСР), результати якої представлено на третьому засіданні Міжвідомчої робочої групи з питань координації процесів імплементації та забезпечення моніторингу ЦСР. З огляду на це в Україні під час адаптації ЦСР з урахуванням українського контексту була побудована основа для ефективної системи моніторингу – визначені національні індикатори досягнення цілей.

Глибокий аналіз їх динаміки та причин, що її зумовлюють, дозволить приймати необхідні рішення з коригування економічної політики.

Визначення параметрів майбутнього будь-якої соціально-економічної системи має ґрунтуватися на використанні методичного інструментарію стратегічного планування. Оскільки досягнення цілей вже є в короткостроковій перспективі (горизонт 1), а горизонт 2030 р. є довгостроковою перспективою (горизонт 3), то можливі горизонти та реперні точки 2030 р. будуть лежати у площині посилення існуючого потенціалу для побудови нових стратегічних потужностей, що може слугувати теоретичним концептом розробки стратегії модернізації України. За позитивними сценаріями збалансованого розвитку, головні якісні відмінності національної економіки полягатимуть у сформованості таких її характеристик, як висока технологічність і соціальна відповідальність. Така економіка генеруватиме високий попит на висококваліфікованих фахівців, акумулюватиме значні фінансові ресурси і трансформуватиме їх на інноваційній основі в довгострокові інвестиції. За висновками Інституту суспільно-економічних досліджень (ІСЕД), інструментами забезпечення припливу значного інвестиційного ресурсу та



інноваційних ідей, а, отже, і зміни моделі економіки та управління, мають стати чотири комплементарні реформи:

- зміна структури економіки України;
- реформа фінансового сектора;
- інвестиційна реформа;
- реформа системи управління.

Фахівцями ІСЕД запропоновано матрицю видів економічної діяльності [3], де сучасні сектори національної економіки згруповано в чотири квадранти з урахуванням сформованості двох ключових характеристик - високотехнологічності й конкурентоспроможності як визначальних умов вибору інструментів державного регулювання щодо підтримки і стимулювання розвитку відповідних видів економічної діяльності.

Потенційно важливими для України є такі напрями:

- Адитивні технології, нові нано- та біоматеріали, відновлювальні джерела енергії, високоавтоматизовані виробництва.
- Роботизація (технології штучного інтелекту та інтелектуальних систем).
- Інформатизація (хмарні технології, мобільний зв'язок та портативні комп'ютери нових поколінь).
- Гуманізація (генна інженерія, нано- та біофармакологія, синтетична біологія).
- Екологізація (низьковуглецеві безвідходні виробництва, технологія відновлення екосистем і контролю забруднення).

Виходячи з концепту збалансованого розвитку України на основі посилення існуючого потенціалу для побудови нових стратегічних потужностей, драйверами майбутнього інноваційного стрибка мають стати види економічної діяльності груп «стратегічні лідери» та «потенційні лідери», які будуть доповнюватися новими видами економічної діяльності відповідно до реалізації пріоритетних напрямів науково-технічного й технологічного розвитку [3].

Взаємозв'язок і взаємодія промислових виробництв і довілля відбувається за допомогою інформаційних систем, які виступають центральними факторними ознаками природокористування. Це відсутнє в доступній науково-технічній літературі. Найбільш за все це стосується теплоенергетичних об'єктів. Одна з причин погіршення становища НС – при цьому, масштаби несанкціонованих скидів і викидів промислових відходів у НС. Впровадження на виробництві високоефективних систем енергозберігаючих та природоохоронних технологій, які вирішуються одночасно з проблемами тепlopостачання, теплові мережі мають бути економічно і технічно обґрунтованим, прозорим і



недискримінаційним та забезпечувати реалізацію права споживачів отримувати тепло за найнижчих цін, з умовою, запропонованих організаційно-управлінських рішень та відповідають вимогам Закону України «Про Основні засади (стратегію) державної екологічної політики України на період до 2030 року».

Актуальність і необхідність такої розробки є одним з важливих факторів, аргументується це тим, що соціально-економічний розвиток держави не може відбуватися без постійних взаємодій з довкіллям. Представлено інтерпретація систематизації та формалізації експериментальних даних у вигляді синергії при вирішенні інженерної задачі, науковий аналіз енергетичного балансу систем теплоенергетичних об'єктів (ТЕО) [7]. На основі термодинамічних законів запропонована “єдина одиниця” використання природного ресурсу — ексергія (за В.В.Меньшиковим). В зв'язку з тим, що ексергія представляє міру потенціальних ресурсів любых речовин і потоків енергії, що обумовлюють не тільки трансформацію їх, але й можливість їх використання.

Зважаючи на значну роль в енергозабезпеченні країни систем водяного та парового теплопостачання, набувають питання ефективного використання теплової енергії на усіх ділянках цих систем. Також можуть відбуватися зміни складу, структури та властивості води і теплообмінних поверхонь систем, утворення на них накипу, що призводить до погіршення тепломасообмінних процесів та теплоенергетичних показників, впливає на загальні показники ефективності процесу. В усіх цих галузях досягнуті позитивні результати обробки води в магнітних полях. Існуючі проблеми значно спрощуються при попередньому очищенні води. Застосування попереднього очищення води дозволило підійти до вирішення питання по визначенню параметрів електромагнітного поля в процесі обробки чистої води та розробити фізичні моделі зміни структури чистої води після обробки в електромагнітному полі та зміни характеру взаємодії її з зовнішніми та внутрішніми поверхнями капілярно-пористих та колоїдних капілярно-пористих тіл. Це дозволяє обґрунтувати технології боротьби з накипами, інтенсифікувати різні технологічні процеси, які впливають на енергоефективність систем теплопостачання та їх екологічні показники при незначних матеріальних та енергетичних витратах [8-15, 18-27, 30-36].

Кінетична теорія чистої води запропонована Я.І. Френкелем [14], в якій прийнята гіпотеза, що рідини за своїми властивостями значно ближче наближаються до твердих тіл, ніж до газів, як це трактувалось раніше. Різниця між рідинами і твердими тілами, за Френкелем, полягає в тому що, молекули в твердих матеріалах коливаються на постійних місцях кристалічної решітки, а в



рідинах, після деякої кількості коливань стрибкоподібно переходять в інше місце. Одним із способів підвищення кінетичної активності води, є підвищення температури, що призводить до підвищення швидкості руху кластерів та частоти коливань молекул води. Це призводить до поступового збільшення темпу руйнування кластерів на поверхні води та випаровуванні її дипольних молекул. Використання традиційних систем теплопостачання не завжди відповідають прийнятим тепловим нормам по витратах палива та екологічним вимогам [18]. Спосіб безреагентної обробки води, тобто прискорена безреагентна обробка води в магнітних полях, володіє високою ефективністю за допомогою якої, в галузях господарства, таких як, промисловість, житлово-комунальний сектор та агропромисловий комплекс досягнуті позитивні результати.

За рахунок основної ролі яку виконують водні системи у повсякденному житті людини магнітна обробка природної и технічної води, різних розчинів, останнім часом широко використовується для вдосконалення багатьох технологічних і біологічних процесів.

Моделі взаємодії неомагніченої та омагніченої води з зовнішніми поверхнями капілярно-пористих та колоїдних капілярно-пористих тіл вивчено після обробки чистої водопровідної води з $\text{pH} \approx 6,0$ в високочастотному електромагнітному полі з частотою електричного струму $1 \dots 30$ кГц та індукцією магнітного поля $200 \dots 600$ мТл, вода виходить у вигляді рідини з мономолекулярною структурою з позитивно зарядженими молекулами, тобто її можна вважати слабким електролітом (по своїм властивостям наближується к електролітам) здатним утворювати на поверхні частинок, які знаходяться у цій воді, на зовнішній поверхні та внутрішній поверхні капілярів капілярно-пористих та колоїдних капілярно-пористих тіл подвійних електричних шарів, які суттєво впливають на кінетику взаємодії цієї води з тілами. Збільшується енергія зв'язку омагніченої води з поверхнею цих тіл у порівнянні з неомагніченою водою. Сама схема подвійного електричного шару змінюється відносно побудови його, створеної для дипольних молекул води Гуї-Чепменом, в той час як для звичайної води основна маса дипольних молекул води розташована в зоні дії електростатичних сил, то для електролітів Штерн запропонував модель, в якій дії сил в приповерхневій зоні товщиною, яка залежить від величини зарядів поверхні та молекул електроліту та обумовлюють сорбцію заряджених іонів, а зона дії електростатичних сил розташована поза зоною сорбції. Лінія ковзання неомагніченої та омагніченої води розташована в зоні дії електростатичних сил, але ближче до поверхні, як це для заряджених молекул омагніченої води, в порівнянні з розташуванням молекул неомагніченої води, наведено схематичне



уявлення розташування лінії ковзання та потенціалів.

Таким чином, при тепловому способі вся енергія, необхідна для руйнування кластерів води, підводиться зовні без використання внутрішньої енергії молекул та атомів води. В результаті при тепловому способі не здійснюється впливу на атоми кисню, тобто не відбувається відриву частки електронів від впливу ядра. Таким чином не змінюються спіни протонів атомів кисню, тому не змінюється заряд атомів кисню, тобто не змінюється дипольний характер мономолекули води. Кількість теплової енергії яка подається для нагрівання всього об'єму та час досягання ефекту не тільки тривалий, а й енергоємний процес.

За теорією вірогідності А. Больцмана, Я.І.Френкель отримав залежність часу перебування молекули рідини в одному положенні від періоду коливань молекул води, потенційної енергії молекули в незмінному положенні, величини вірогідності існування незмінного положення молекули рідини в просторі.

Таким чином, можна зазначити, що він є прообразом індикаторної системи контролю і це може бути використано для характеристики адитивної функції ексергетичних балансів і йому, пов'язаних із перетвореннями енергії в системах ТЕО.

Енергоефективність виробничих процесів пов'язана із перетворенням енергії в більше доцільну для виробництва (термодинаміка) де процеси підпорядковуються законам термодинаміки. Завдяки цьому можна пояснити природу втрат всіх видів енергії на ТЕО та здійснити кількісну оцінку її змін.

Основа будь-якого теплоенергетичного об'єкта є використання енергії за рахунок спалювання викопного палива, коли теплоенергетичні процеси забезпечуються, в основному, напіввідновлювальними ресурсами та які утворилися в далекому минулому внаслідок життєдіяльності на планеті. Із розвитком суспільства та технічного оснащення виробництв зростало й використання енергії. Мінеральна енергія, яка необхідна для підтримання життєдіяльності людини, із врахуванням виробничої складової використання енергоресурсів, в наш час дорівнює 12,6 МДж на добу. У зв'язку із підвищенням вимог людей до свого комфорту у XX сторіччі споживання енергії перевищило рівень у 5,5 рази, а у XXI сторіччі – у 23...25 рази. Темпи приросту напів геоенергетичних ресурсів становить 3...4 % на рік. Приріст 4 % означає збільшення їх кількості для використання за 30 років у 3 рази, за 100 років – у 50 разів.

Інтенсивне використання енергоресурсів у технологічних процесах потребує їх оптимізації використання, але не в ущерб для виробничих процесів. Виходячи з цього, завданням написання даної роботи стало:



- охарактеризувати сутність та обґрунтування розробки ресурсозберігаючої технології;

- розробити науково-методологічні положення стосовно експлуатації систем ТЕО з метою визначення оптимальних умов застосування електромагнітних полів (ЕМП) для характеристики механізму безреагентної обробки води;

- показати, що запропонована технологія виключає формування техногенно-небезпечних ризиків в процесі управління системами ТЕО, та засвідчити позитивну структурно-функціональну ознаку електромагнітних полів: сутність наукової реалізації. Й концепція еколого-техногенної безпеки. Саме запровадження методів управління потенційно можливими ризиками є одним із шляхів підвищення коефіцієнту корисної дії та конкурентоспроможності даної технології. Оскільки об'єднання ресурсне-техногенного підходу із спрямованістю термодинамічної концепції досліджень дозволяє розробити той методичний інструментарій, як передумову для екологічної безпеки навколишнього середовища (виключення екологічно-небезпечних викидів в атмосферу). Таким чином, безреагентний спосіб обробки води дозволяє охарактеризувати матеріальні потоки в теплоенергетичних об'єктах не як хаотичні, випадкові комбінації, а як взаємопов'язані термодинамічні процеси мікрочасток електромагнітних потоків за рахунок функціональних адитивних взаємодій між ними. Із термодинамічної точки зору (другий закон термодинаміки). Застосування ЕМП в системах ТЕО призводить до отримання більш складних систем (штучних техногенно-зумовлених) та покращення впорядкованості їх. Тобто, відбувається за рахунок синергетичних процесів в них, що система ТЕО набуває характеру впорядкованої форми організації. Саме за таких умов мимовільних процесах в системах ТЕО, які мають постійну енергію (перший закон термодинаміки), ентропія завжди зростає (другий закон термодинаміки), що сприяє збільшенню техноємності систем. Таким чином, сучасні процеси в системах теплопостачання, є структурно-функціональними елементами збереження енергетичних процесів.

За результатами [49] досліджень встановлено, що ефективність безреагентної обробки води в системах ТЕО залежить від конструктивних та технологічних можливостей апаратів для отримання техногенно-зумовленої намагніченої води. Техногенно-зумовлений характер технічної води систем ТЕО це результат штучної дії ЕМП. Згодом такої підготовки води в системах активізується взаємодія мікрочасток матеріальних потоків, що обумовлено певними структурно-функціональними змінами в них [28]. Саме техногенно-



зумовлений характер матеріальних потоків в ТЕО створює необхідність дослідження цих процесів, за умов, коли практично відсутні аналоги в доступній науково-технічній літературі. Крім того, нами встановлено, що вода, яка пройшла підготовку в ЕМП та знаходиться в системах ТЕО характеризується певним часовим параметром її каталітичної стабільності, що узгоджується із висновками науковців, стосовно функціональних технологічних можливостей намагніченої води. Мінлива стабільність води, за нашими даними, пов'язана із техногенно-зумовленим характером води, завдяки появі заряджених мікрочасток – іонів, які змінюють структурно-функціональні властивості матеріальних потоків систем ТЕО (хаос та динамічна рівновага, адитивні функції та самоорганізація, тощо). Нами зроблено висновок, о том що, чим вище концентрація сумішів домішок в матеріальних потоках, тим більше величини мають відповідні індекси (при порівнянні оптимальних та максимальних градацій за різними факторними ознаками) [5]. На кінцевому етапі підготовки води за допомогою техногенно-зумовленої намагніченої води отримано позитивний результат за теплоємністю та економією електроенергії (20 %) [2].

Наведено аналіз та обґрунтування механізму дії ЕМП в різних конструкціях апаратів при наявності певних технологічних характеристик механізму намагнічування води. Той небагатий перелік робіт, стосовно підготовки води за допомогою ЕМП в ТЕО, дозволяє зробити висновок, щодо перспективності та актуальності стосовно подальших досліджень у цьому напрямку [2, 4, 6, 7, 8]. В наш час, вже в Германії, США, Україні або пройшли пілотні випробування, або вже експлуатуються [9] системи ТЕО, де використовується безреагентна підготовка води в електромагнітних полях. В статті, в якості прикладів, представлені деякі технологічні схеми отримання намагніченої води щодо безреагентної її підготовки в ЕМП. Так, одна із перших технологічних схем підготовки води при використанні ЕМП [6] має такий вигляд наведених в серії робіт. Представлена установка для обробки живильною (намагніченою) водою опалювальних парових котлів. При проектуванні таких апаратів приймають до уваги такі параметри: тип апарату, його продуктивність, індукцію магнітного поля в робочому зазорі, або відповідно напрузі магнітного поля, швидкість руху води в робочому зазорі, час проходження водою активної зони апарату, вид струму та його напругу для електромагнітного апарату, або магнітний сплав та розміри магніту для апаратів із постійними магнітами. При виконанні інженерних розрахунків установки та її складових автори керувалися теоретичними закономірностями[10].

В роботах [8, 12] зазначено, що апарати для магнітної підготовки води в



системах ТЕО бувають із постійними магнітами та електромагнітами (всередині корпусу, або поза нього). Перевага використання постійних магнітів є – простота інженерної конструкції апарату, а саме відсутність необхідності в електропроводці. А використання апаратів із електромагнітами обумовлює можливість отримання і регулювання параметрів магнітної індукції. У зв'язку з чим [8, 11, 13] в практичних умовах для магнітної обробки води використовують електромагніти, до складу яких входять індуктори. Коли на магнітопроводах розміщена намагнічувана котушка. Крім того, важливим є той факт, що в повітряному зазорі між полюсними наконечниками розміщена труба із розчином. Для зменшення потоків розсіювання використовують концентратори магнітного поля. Індуктор створює магнітне поле. Величина магнітної індукції регулюється шляхом, підведеної до котушки індуктора, напруги постійного струму в межах 0...36 В. При цьому магнітна індукція змінюється від 0...200 мТл. Котушки індукторів вмикаються зустрічно, чим забезпечують трикратне перемагнічування розчину [54].

Можна констатувати, що цікавою конструктивно-технологічною знахідкою є застосування у схемі апарату промислового рН – метра, який дозволяє автоматично керувати системою щодо отримання намагніченої води та її подальшого використання.

В Германії для економії теплових втрат на ТЕО фірмою YWT використовують інноваційні прилади TM Calmat і Vulkan. Отриманий ефект економії теплових втрат пов'язане із зменшенням утворення накипу та біообрастання [14], товщина 10 мм накип утворення на теплообмінних елементах призводить до втрати 10 % теплової енергії і тому слід звернути увагу на міжнародний досвід Германії, щодо зменшення теплових витрат внаслідок утворення накипу при застосуванні апаратів TM Calmat і Vulkan. Механізм дії цих технологій пов'язані із фізичною підготовкою води (ефект намагнічування) за допомогою високочастотних імпульсів без використання різних хімічних сумішей. Автор, як президент фірми, констатує, що впровадження двох приладів Calmat і Vulkan на теплоенергетичних мережах м.Києва, знімає техногенну небезпеку (складова екологічної небезпеки), простота їх технологічних схем та надійність експлуатації має пріоритет до незначних експлуатаційних витрат на використання електроенергії. Щодо кінцевих результатів технології підготовки води в цих апаратах слід відмітити меншу каталітичну активність намагніченої води у порівнянні із водопровідною водою (у два рази). Це є суттєвим фактом і служить позитивною технологічною рисою апаратів Calmat і Vulkan щодо використання їх в системах ТЕО. Позитивним також є той факт, що технологія



підготовки технічної води в цих апаратах є боротьба з новими накип утвореннями в трубопроводах. Такий ефект досягається за рахунок природної само розчинності накипу на трубопроводах, виходячи із такого факту, що підготовка води в системах ТЕО із використанням ЕМП забезпечує самознищення накипу (фізико-хімічний та біологічний ефект) раніше, ніж відбудеться формування нового накипу у трубі. Водночас, неможливо не зафіксувати той факт, що утворюється захисний шар із карбонатів металів, який захищає труби від агресивних речовин – збудників корозії металів [15]. Всі адаптери приладів Calmat і Vulkan застосовують при напрузі від 87...260 В та від 50...60 Гц. Апарати мають енергетичну витрату в межах 1,26...2,16 кВт·год/міс., або 15...26 кВт·год/рік [55-65].

Попередні дослідження стосовно застосування безреагентної підготовки води в системах ТЕО при застосуванні ЕМП призвели до такого висновку, що при дослідженні матеріальних потоків безпосередньо в теплосистемах (які не розглядалися раніше в дослідженнях) ТЕО, при виборі апаратів експериментальних робіт необхідно спиратися на результати динаміки змін параметра електропровідності, як індикатору стабільності теплофізичних процесів.

Такий підхід дає змогу нам скласти тепловий баланс системи ТЕО. Схема теплового балансу, включає по стадійне вивчення процесу теплоутворення, що дає змогу визначити та обґрунтувати всі матеріальні показники процесу, як факторну ознаку теплового балансу за теплофізичними показниками [8].

При дослідженні процесів теплогенезу нами визначені, в процесі пілотних випробувань (локальний рівень), втрати теплового балансу (рис. 1).

Для встановлення достовірного аналізу і прогнозу організаційно-управлінської діяльності ТЕО, за станом техногенно-зумовлених матеріальних потоків (ТЗМП), запропоновано створити такого технологічного ланцюга, коли для прийняття рішень у сфері промислового природокористування слід виконувати умову щодо підпорядкування природоохоронної діяльності [7].

Аналіз і прогноз стану ТЗМП систем ТЕО, щодо визначення її структури та алгоритмів функціонування здійснювали по стадійно, використовуючи різні методи інформаційного контролю.

На I етапі була використана концептуальна модель неорієнтованого ненавантаженого графа-дерева [9-12].



Рисунок 1 - Втрати теплового балансу

Наступна стадія II, була використана тенденція змін стану ТЕО - пов'язані вже із формалізацією параметрів омагніченої води (визначенням спочатку енергетичних теплофізичних показників), кількісні характеристики каталітичної активності, загальної концентрації складових ТЗМП, теплоємності визначали в Інституті екології людини НАН України, інші визначення виконані самостійно[10, 13-28].

Роботи по вирішенню питань тепломасообміну є особливим та важливим етапом вивчення шляхів підвищення якісних та кількісних показників, які є основою розробки ефективних та якісних методів комплексних основ використання тепломасообмінних процесів.

Особливу увагу необхідно приділяти процесам внутрішнього масо-переносу в капілярно-порових та колоїдних капілярно-порових тілах при наявності хімічної та хіміко-фізичної взаємодії внутрішнього тіла зі стінками капілярів. Ці питання займають значне місце в розгляданні тепломасообмінних процесів і таким чином, сприяють значному обґрунтуванню і вирішенню цих важливих питань в вивченні процесів тепломасообміну та підвищує цінність матеріалу.

Визначення кількості теплоти, відданого пластиною в процесі охолодження.

Кількість теплоти Q_{II} , Дж, яке віддає або сприймає пластина по обидва



боки за час $\tau = 0$ до $\tau = \infty$, повинно дорівнювати зміні внутрішньої енергії пластини за період повного її охолодження (нагрівання):

$$Q_{II} = 2\delta f \rho c (t_0 - t_{ж}). \quad (1)$$

Тоді за будь-який проміжок часу $\tau = 0$ до τ_1 , або, що те ж, від F_0 до F_{01} , внутрішня енергія пластини зміниться на

$$Q = Q_{II} - Q_1 = 2\delta f \rho c (t_0 - t_{ж}) \left(1 - \frac{t_1 - t_{ж}}{t_0 - t_{ж}} \right), \quad (2)$$

або

$$Q = Q_{II} (1 - \overline{\Theta}_1), \quad (3)$$

де $\overline{\Theta}_1 = (\bar{t}_1 - t_{ж}) / (t_0 - t_{ж})$ – середня безрозмірна температура по товщині пластини в момент часу τ_1 .

Зі співвідношень (1) і (3) випливає, що розрахунок кількості теплоти, відданого або сприйнятого пластиною, зводиться до знаходження середньої безрозмірної температури в момент часу, що нас цікавить.

Середня безрозмірна температура для шару пластини від осі симетрії до площини X знайдеться як

$$\overline{\Theta} = \frac{1}{X} \int_0^X \Theta dX \quad (4)$$

відповідно до теореми про середнє [34].

Кінетика сушки капель колоїдних розчинів. Особливості сушки капель.

Для термочутливих розчинів головним фактором, що визначає якість продукту при розпилювальній сушці, є температура матеріалу і її зміна в процесі зневоднення. Тому вивчення кінетики сушіння краплі зазначених продуктів набуває вирішальне значення для вибору оптимального способу сушіння і встановлення оптимального режиму зневоднення.

Випаровування вологі з частинці розчину, розпорошених в потоці гарячого повітря, аналогічно процесу сушіння інших вологих матеріалів. У процесі сушіння частинок розчину більшість дослідників [2] відзначають три етапи:



1. Період прогріву. При розпилювальній сушки цей етап досить малий внаслідок малих розмірів розпорошених частинок.

2. Період постійної швидкості сушки, або перший період сушіння, характеризується постійністю температури краплі, близької до температури мокрого термометра. Так як переміщення вологи до поверхні краплі нічим не лімітується, інтенсивність випаровування в цьому періоді максимальна. Він триває до тих пір, поки вологість на поверхні краплі не досягне максимальної гігроскопічної вологості.

3. Період падаючої швидкості сушки, характеризується збільшенням температури частинки. В цьому періоді інтенсивність випаровування вологи лімітується переміщенням її від центру краплі до поверхні випаровування. В кінці сушіння парціальний тиск парів рідини над поверхнею частинки дорівнює парціальному тиску пари рідини в середовищі. При цьому вологість частинки дорівнює гігроскопічної вологості для цих умов.

М.В. Ликов [34] зазначає, що для різних розчинів співвідношення періодів постійної і падаючої швидкості сушки не однаково. Так, колоїдні гідрофільні розчини сохнуть, в основному, у другому періоді, гідрофільні суспензії - в першому. Автори наводять досвідчені температурні криві сушіння в умовах природної конвекції закріплених крапель розчину NaCl, молока, барвника, розчину NH_4NO_3 , з яких зрозуміло, що описаний вище механізм процесу сушіння має місце в усіх чотирьох випадках.

С.Н. Жиллов [34], досліджуючи процес сушіння крапель молока, також вказує на наявність двох періодів в процесі сушіння крапель, причому другий період за характером зміни діаметра краплі автор поділяє на три етапи періоду, протягом якого швидкість зміни діаметра приблизно постійна; період, протягом якого швидкість зміни діаметра зменшується до нулевого значення; період, для якого швидкість зміни діаметра дорівнює нулю, тобто діаметр постійний.

З підвищенням початкової концентрації молока процес сушіння починається відразу з другого періоду. Отримана автором крива швидкості сушки показує, що на протязі всього процесу швидкість сушіння вбиває, хоча інтенсивність зміни її різна: в першому періоді є найменші зміни, в періоді швидкість сушіння зменшується швидше і, нарешті, в періодах це зменшення протікає найбільш енергійно.

Згадані вище дослідження процесу сушіння одиночних крапель розчинів проводилися при температурі теплоносія, що не перевищує 70°C .

Аналіз результатів Чарлсуорта і Маршалла по дослідженню кінетики сушіння органічних розчинів дозволяє припустити, що процес сушіння крапель



колоїдних розчинів при температурі теплоносія вище 100°C відрізняється від процесу сушіння краплі, справедливо для температури теплоносія нижче 70°C .

Дослідження кінетики сушіння краплі колоїдних термочутливих продуктів при підвищених температурах становить певний практичний інтерес, оскільки дозволяє: отримати правильне уявлення про особливості сушіння колоїдних розчинів в розпилювальних сушарках; встановити вплив режиму сушіння на тривалість сушіння; встановити вплив умов сушіння на максимальну температуру розпорошеного розчину.

Вирішення цих питань в свою чергу дозволяє правильно вибрати оптимальний режим зневоднення продукту в розпилювальній сушарці або в випарно-сушильному агрегаті, що забезпечує хорошу якість продукту (рис. 2) [34].

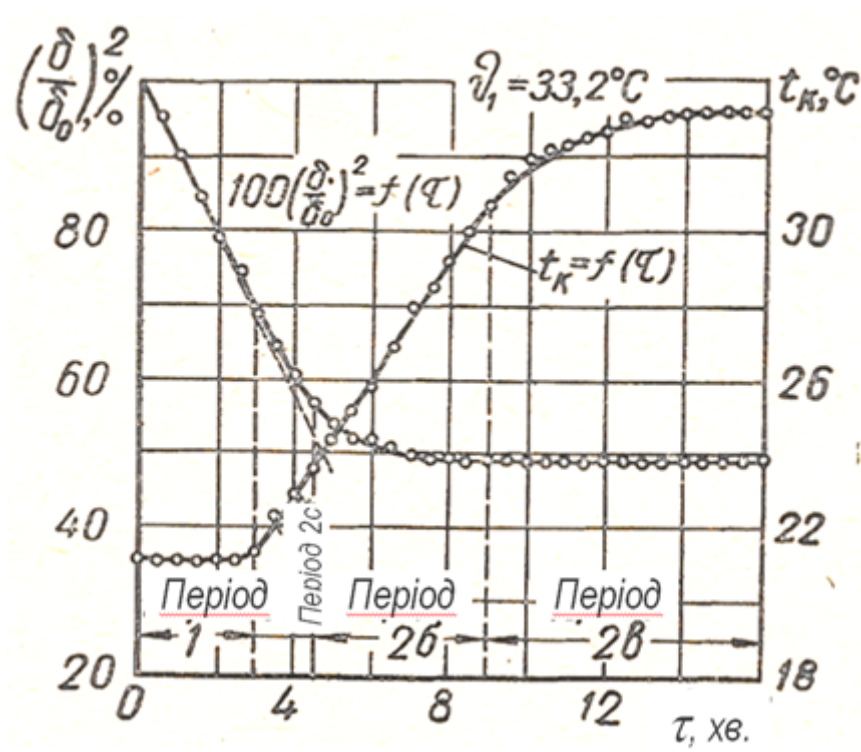


Рисунок 2 - Криві зміни діаметру і температури краплі в процесі сушіння (по Жилову)

Економічний механізм в останні роки все ширше використовується органами державного управління ОНС, в частині:

- Встановлення порядку визначення розміру плати за викиди, скиди забруднень, розміщення відходів.
- Пред'явлення позовів про відшкодування шкоди НС від природоохоронних порушень.
- Оцінки впливу господарської діяльності на стан НС та оцінки конкретних природних об'єктів.



Порядок реалізації еколого-економічних методів міститься в нормативно-правових документах, наприклад розділ 8 Податкового кодексу України.

Складовим елементом економічного механізму є страхування в цілях захисту майнових інтересів на випадок екологічного ризику.

Базою економічного механізму охорони НС є встановлення системи нормативів (якості НС, допустимого впливу на НС та ін).

Державний моніторинг НС та екологічний контроль повинен забезпечувати достовірну інформацію про стан НС. Розглянуті питання економіки природокористування при експлуатації систем теплопостачання як об'єктів економічного аналізу і прогнозування, формалізація даних фактографічного матеріалу за п'ятирічний період (опосередковані показники - критерії управління) здійснювали за вимогами механізму пасивного моніторингу(пріоритетних термін), а інформаційний контроль - відповідно принципам інтегрального управління із врахуванням для критеріїв управління оптимальних, одночасно, по декільком величинам. Рівень техногенних впливів на компенсаційний механізм складових матеріальних потоків систем теплоенергетичних характеризується, як практично - відсутній та помірний. Саме отримані результати дують право засвідчити, що по результатам пасивного моніторингу що компенсаційний механізм визначає загальні обмеження (наприклад, тактичні наміри щодо зменшення рівня забруднюючих речовин у атмосферних викидах (теплоти випаровування). У зв'язку із чим, одним із основоположних принципів природоохоронні діяльності, є дотримання вимог щодо технологічно-нормативних навантажень (електро-магнітні поля) для систем теплопостачання. Цей принцип запропоновано на пріоритетному рівні і реалізовано на теоретичному рівні у вигляді, розроблено нами, концепції технологічно-нормативних та критично-допустимих навантажень для ТЗМП систем теплоенергетичних об'єктів (ТЕО) за обов'язкових умов векторної спрямованості технологічних процесів (принцип наукового обґрунтування активної цілеспрямованості інтегрального управління стосовно техногенно-зумовлених матеріальних потоків, як результат позитивного штучного цілеспрямованого техногенезу. Позитивний результат досягнуто внаслідок еквівалентності між системо утворюючими одиницями складових ТЗМП та адекватності управляючих впливів (взаємодій) в структурі систем ТЕО [49-53].

Плата за забруднення НС є компенсацією підприємства збитку НС і здійснюється за рахунок прибутку підприємства [37-42].

Впровадження системи екологічного менеджменту в управління містом визначається не тільки різким погіршенням їх екологічного стану та кризою



навколишнього середовища, але й закономірними тенденціями розвитку. У цьому відношенні екологічний менеджмент за своїм призначенням є системою стабілізації і гармонізації, що спрямована на подолання розладу і досягнення узгодженості людини і природи, а в широкому розумінні – суспільства і природи [7].

Висновки

У поданій роботі запропоновано розглядати функціональну складову систем пасивного моніторингу, яку формують: інженерно - технологічний моніторинг та інженерно-екологічний моніторинг систем ТЕО із акцентуванням уваги на прогностичних теплосистемах на тепер і перспективу. Показано, що реалізації системи пасивного моніторингу забезпечує техногенну безпеку в системі ТЕО та екологічної безпеки щодо атмосферного повітря. Роботи по вирішенню питань тепломасообміну є важливим етапом вивчення шляхів підвищення якісних та кількісних показників, які є основою розробки ефективних та якісних методів комплексних основ використання тепломасообмінних процесів. Також необхідне зазначити, що економіка лежить в основі всіх шляхів забезпечення сприятливого НС. Один шлях – пошук варіантів оптимального витрачання ресурсів, інший – збалансованість рішень соціально – економічних завдань для промислових підприємств, будівництва, житлово-комунального сектору, агропромислового комплексу по збереженню природних екосистем.

Економічний механізм в останні роки все ширше використовується органами державного управління цей факт дозволяє віднести досліджувану проблему до стратегічних намірів природоохоронної діяльності [40-48].

На основі отриманих експериментальних даних були зроблені висновки про якісний економа-екологічний ефект при застосуванні ресурсозберігаючої технології, впровадження функціонально-технічних, вартісна - економічних інновацій в сукупності сприятимуть якісному приросту прибутковості підприємства та ресурс віддачі його кваліфікованих активів. розглянуті технологічні схеми безреагентної підготовки води за допомогою електромагнітних полів теплоенергетичних об'єктів характеризуються ефективністю та екологічністю роботи систем водяного та теплового водопостачання. Порівняльна характеристика існуючих технологій засвідчила:

- електромагнітна активація води в тепло системах теплоенергетичних об'єктів за допомогою високочастотних імпульсів змінює структурно-



функціональні властивості технічної води шляхом зменшення її каталітичної активності;

- активована вода характеризується здатністю до зменшення накипу утворення та біообрастання на трубопроводах теплосистем;

- зменшення каталітичної активності спостерігається найбільше в апараті «Іліос-М», ОЧ2.

Перспективи подальшої роботи можуть бути використані при постійній експлуатації вказаних технологій при впровадженні наукових розробок у виробничій діяльності підприємства.

Отримані параметри намагніченої води повинні узгоджуватись із питомими показниками складових матеріальних потоків, як основної тепло утворюючої структури систем теплопостачання. Попередньо, слід зазначити, що при великій різноманітності розмірностей показників, в аналітичній хімії використовують умовні одиниці, які розраховують з урахуванням принципів еквівалентності та оптимальності. Саме завдяки такому контролю, можна досягнути надійності та ефективності експлуатації систем теплопостачання. Дієвість дотримання вищезазначених принципів підтверджується пролонгованим станом матеріальних потоків.

KAPITEL 2 / CHAPTER 2²

INCREASING THE ENVIRONMENTAL AND ENERGY EFFICIENCY OF GLASS MELTING FURNACES

DOI: 10.30890/2709-2313.2023-16-02-027

Вступ

Експлуатація сучасних паливоспоживальних теплових установок різного технологічного призначення (плавильних, скловарних, випалювальних печей тощо) на сьогодні характеризується такими основними тенденціями: створенням конкурентно спроможної продукції, підвищенням ефективності використання палив та покращенням екологічних показників [1]. Важливим завданням при реалізації даних тенденцій в Україні є створення енергоощадних екологічно досконалих технологічних установок.

Підвищення ефективності використання палива зазвичай реалізується шляхом оптимізації процесів горіння [2, 3], удосконалення систем регенерації та рекуперації продуктів згоряння [2] та створенням нових теплоутилізаційних технологій [4–6]. Розробленням цих технологій зокрема для скловарних печей займалися досить давно [7, 8]. Дані технології реалізуються шляхом використання скидної теплоти відхідних димових газів. Впровадження теплоутилізаційних технологій пов'язане зі значними труднощами, зумовленими відносно високою температурою запічних газів та наявністю в них технологічного виносу у вигляді пилу та газової фази із вмістом шкідливих і хімічно агресивних сполук. До того ж, зниження температури запічних газів після їхньої теплоутилізації погіршує режими експлуатації димових труб з точки зору дотримання умов щодо забезпечення нормативних показників розсіювання шкідливих речовин, що містяться в цих газах. Зниження цієї температури може також посилювати корозійне зношування димових труб.

Для утилізації теплоти відхідних газів скловарних печей до недавніх часів застосовувалось водогрійне теплоутилізаційне устаткування. Це устаткування зазвичай розміщувалось в хвостовій частині печей після регенераторів. Врахування запиленості запічних газів і можливість очищення теплообмінних поверхонь було реалізовано у запропонованому в [7] теплоутилізаційному устаткуванні, яке не набуло поширення через складність конструкційного виконання як власне теплоутилізатора, так і системи очищення. Описаний у [8] теплоутилізатор було оснащено автоматичною системою очищення. Дане

²Authors: Fialko Nataliia, Navrodska Raisa



устаткування розроблене для скловарних печей невеликої склопродуктивності. Пропоновані сучасні зарубіжні теплоутилізатори з можливістю очищення робочих поверхонь від відкладень пилу характеризуються високою вартістю та складністю системи очищення, що обмежує їхнє застосування в Україні.

Використання скидної теплоти відхідних газів скловарних печей регенеративного типу для нагрівання повітря дотепер майже не застосовувалось через значні габарити та вартість повітрогрієного устаткування. Однак, завдяки енергозберезувальним тенденціям та високій вартості палива останнім часом з'являються розробки повітрогрієних теплоутилізаторів, які слугують для попереднього нагрівання повітря перед надходженням його до регенераторів печей [1, 9].

При розробці теплоутилізаційних технологій для промислових печей, зокрема і скловарних, значна увага приділяється оцінці технічного стану димових труб при застосуванні теплоутилізації. Цим питанням присвячена робота [10], яка свідчить про посилення корозійного та ерозійного зношування вказаних труб за умов використання даних технологій.

Аналіз літературних джерел свідчить про актуальність досліджень щодо створення та використання для скловарних печей ефективних теплоутилізаційних технологій з системами очищення робочих поверхонь теплоутилізаційного устаткування при вирішенні завдань покращення режимів експлуатації димових труб.

Однак, слід наголосити, що реалізація тенденцій щодо створення конкурентно спроможної продукції [1] та підвищення ефективності використання в них палив може бути пов'язана з погіршенням екологічної безпеки цих установок [11, 13]. А саме: технологічні удосконалення при виробництві більш конкурентної продукції можуть викликати збільшення рівнів шкідливих викидів та посилювати хімічну агресивність запічних газів [12]; підвищення ефективності використання палива поряд зі зменшенням його витрати та температурного потенціалу викидів може викликати погіршення режимів експлуатації димових труб щодо розсіювання шкідливих речовин, що містяться у продуктах згоряння вказаних теплових установок.

Вміст шкідливих викидів та рівень їхньої концентрації суттєво залежить від технологічного призначення промислових печей. Зокрема для скловарних печей характерними шкідливими викидами є оксиди азоту та сірки і технологічний виніс у вигляді пилу [13]. Серед цих викидів найбільше забруднення атмосфери від скловарних печей (до 80% і вище) спричинюють оксиди азоту (NO_x): моноокис азоту (NO) та його двоокис (NO_2).



Тому при створенні та впровадженні теплоутилізаційних технологій для сучасних промислових печей необхідно вирішувати завдання підвищення як енергетичної, так і екологічної ефективності цих теплових установок. Окрім цього, для широкого впровадження цих технологій актуальним є питання технологічності відповідного теплообмінного устаткування, його вартості, зручності в експлуатації та забезпечення надійності роботи теплоутилізаційних систем та димових труб.

2.1. Особливості теплоутилізації відхідних газів скловарних печей

Дослідженням щодо вивчення механізмів утворення шару відкладень на теплообмінних поверхнях відповідного устаткування присвячено багато робіт [14–19]. Основні висновки, отримані за результатами виконаних в них досліджень, такі:

- Структура відкладень залежить від температури поверхні і перепаду температур стінка-газ.
- В ситуаціях, коли не відбувається конденсації пари утворюється рихлий шар відкладень, що легко видаляються. В граничних ситуаціях – за відсутності теплообміну, відкладення твердих частинок на поверхні труб та ребер дуже малі.
- При значеннях середньої температури газів вище «точки роси», деякі речовини в газовій фазі можуть конденсуватися, що призводить до утворення щільних відкладень, які дуже важко видаляються обдуванням стисненим повітрям.
- При значеннях середньої температури газів нижче «точки роси», відкладення стають клейкими і також не піддаються очищенню стисненим повітрям, але можуть бути видаленими промиванням.

В таких умовах необхідно застосування спеціальних теплоутилізаційних технологій, що дозволятимуть:

- зменшувати концентрацію пилу в димових газах перед їхнім надходженням до власне теплоутилізаторів;
- сприяти зменшенню заносу пилом теплообмінної поверхні теплоутилізаторів;
- не допускати конденсації парів речовин з газової фази на теплообмінних поверхнях;
- забезпечувати доступ до теплообмінних поверхонь для здійснення очищення;



- мінімізувати трудовитрати на очищення.

При цьому власне теплоутилізатори повинні бути достатньо компактними, технологічними при виготовленні і високоефективними в тепловому плані. Експлуатація теплоутилізаційного устаткування повинна бути організована в певних теплових режимах, що забезпечуватимуть зменшення корозії теплообмінних поверхонь, надійну експлуатацію димових труб та дотримання нормативних умов розсіювання шкідливих викидів, що містяться в запічних газах.

2.1.1. Дослідження складу запічних газів

Для створення ефективних теплоутилізаційних технологій на першому етапі виконувались дослідження щодо вивчення складу димових газів газоспоживальних печей скловарного виробництва. Для визначення складових цих газів для печей різного технологічного призначення були виконані відповідні експериментальні дослідження.

Димові гази паливоспоживальних скловарних печей, як відомо, в основному складаються із газів, що утворюються при спалюванні палива в процесі плавлення шихти, тобто в процесі перебігу хімічних реакцій горіння. У складі відхідних газових сумішей цих печей містяться окрім звичайних продуктів спалювання природного газу (азоту, кисню, оксидів вуглецю) також і інші складові (сірчисті гази, додаткові оксиди азоту, твердий технологічний виніс у вигляді пилу та інші речовини).

В даній роботі наведено результати багаторічних експериментальних досліджень складу димових газів скловарних печей, призначених для виробництва різної скляної продукції. Аналіз газів виконувався при відборі проб з газоходів експериментальної теплоутилізаційної установки і при проведенні пуско-налагоджуваних випробувань дослідних зразків розробленого авторами теплоутилізаційного устаткування на різних підприємствах виробництва скла в Україні і Російській Федерації. Для виконання досліджень використовувались атестаційні методики. Дослідження включали:

- визначення вмісту кисню, окису і двоокису вуглецю, оксидів сірки, сумарного значення концентрації оксидів азоту NO_x ;
- визначення кількісного і якісного складу твердого технологічного виносу (пилу).

Відносно використовуваних в дослідженнях методик щодо визначення складу запічних газів слід відмітити, що наявні методи відбору проб, часто-густо



застосовувані при дослідженні повітря виробничих приміщень, в переважній більшості ситуацій не можуть бути застосовані при вивченні складу відхідних газів печей скловарного виробництва. Основні причини цього пов'язані не лише з високою температурою і доволі значною запиленістю газового потоку. Вивчення складу відхідних газів скловарних печей ускладнено ще і розташуванням точок відбору проб, зазвичай у незручних місцях, що передбачає створення додаткових пристроїв для здійснення відповідних вимірювань. Тому при виконанні експериментальних досліджень складу запічних газів відомі методики адаптувались до відповідних виробничих умов.

На рисунку 1 наведена схема відбору проб запічних газів, яка використовувалась у даному дослідженні.

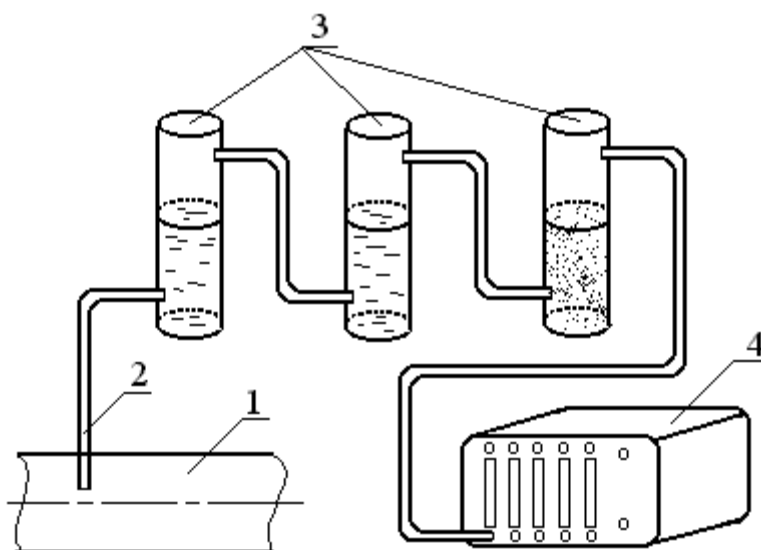


Рисунок 1 - Схема відбору проб газів:

1 - газохід; 2 - газовідбірна металева трубка; 3 - поглиначі; 4 - електроаспіратор В-822

Відбір проб здійснювався пробовідбірною трубкою із легованої сталі методом аспірації, який базується на протягуванні відповідного обсягу досліджуваної речовини через спеціальне поглинаюче середовище. Шукані речовини розчинялись, або хімічно зв'язувались у поглинальній рідині. Тверді фракції затримувались фільтрувальним матеріалом, що розміщувався перед входом в поглинач.

Витрата димових газів визначалась з використанням пневмометричної трубки та мікроманометра і обчислювалася за методикою, описаною в [20]. Вміст кисню, окису та двоокису вуглецю, двоокису сірки визначався також і сучасним газоаналізатором EcoLine 4000. Цим пристроєм визначалося сумарне



значення концентрації оксидів азоту NO_x , яке зіставлялося з даними, отриманими методом Грисса-Ілосвая. Метод Грисса-Ілосвая ґрунтується на поглинанні двоокису азоту розчином йодиду калію та на калориметричному визначенні іону нітриту за утворенням азобарвника з реактивом Грисса-Ілосвая.

Визначення запиленості газових потоків з газоходів здійснювалось методом зовнішньої фільтрації. Осадження твердих домішок із відібраного об'єму запічних газів виконувалось шляхом відводу цих газів із газоходу через пробовідбірну трубку, тобто коли пиловловлювач розміщувався за межами газоходу. Запиленість газів розраховувалась за зміною ваги аерозольних фільтрів після фільтрації. Проби відбирались на фільтри АФА-В-18 та АФА-В-10 з урахуванням ізокінетичності відбору [20, 21]. Відбір проб здійснювався із газового потоку, а також із шару осадів пилу на внутрішніх стінках газових боровів.

Дисперсний склад пилу визначався п'ятиступеневим імпактором [21] і методом мікроскопії на апараті МБН-15У42 [22], а густина цього твердого виносу визначалась пікнометричним методом у гасі. Хімічний склад пилу розраховувався за загальноприйнятими методиками із аналізу складу скла [23, 24].

Отримані в дослідженнях дані щодо вмісту пилу в запічних газах свідчать, що кількісний і хімічний склад цього твердого виносу змінюється в доволі широких межах в залежності від технологічних особливостей варіння скла і відповідних складових шихти. Показники складу запічних газів розраховувались на 1 м^3 димових газів за нормальних умов. Так, склад пилу для звичайного (тарного скла), отриманий балансовим методом через хімічний склад скла, здебільшого відповідав вмісту таких речовин:

Пісок (SiO_2 до 70%) – $200\text{--}300 \text{ мг/м}^3$;

Сульфат натрію – $10\text{--}30 \text{ мг/м}^3$;

Алюміній – $10\text{--}15 \text{ мг/м}^3$;

Карбонат натрію – $3\text{--}10 \text{ мг/м}^3$;

Сажа – $20\text{--}50 \text{ мг/м}^3$;

Пил металевий – $0,2\text{--}0,5 \text{ мг/м}^3$;

Пил абразивний – $0,1\text{--}0,5 \text{ мг/м}^3$.

Густина твердого технологічного виносу скловарних печей виробництва склотари становить приблизно 3000 кг/м^3 , а дисперсний склад частинок пилу відповідає діапазону $5\text{--}30 \text{ мкм}$ (80%).

Окрім твердого технологічно виносу в запічних газах при виробництві склотари містяться в газоподібному стані такі складові: азот, двоокис вуглецю та



шкідливі утворення (оксиди азоту, сірки, окис вуглецю) зазвичай в наведених нижче межах:

$\text{NO}_x - 800-4000 \text{ мг/м}^3$;

$\text{SO}_3 - 100-1000 \text{ мг/м}^3$;

$\text{SO}_2 - 50-400 \text{ мг/м}^3$;

При виробництві медичного скла (Житомирський завод «Біомедскло») рівень запиленості димових газів є суттєво вищим (зазвичай $300-600 \text{ мг/м}^3$ а іноді і 1000 мг/м^3), а розміри пилових часток відповідають діапазону $5-15 \text{ мкм}$.

За даними досліджень величини шкідливих складових газової фази технологічних викидів скловарних печей виробництва кришталю зазвичай змінюються в наступний межах:

$\text{SO}_2 - 200-500 \text{ мг/м}^3$;

$\text{SO}_3 - 10-130 \text{ мг/м}^3$;

$\text{NO} + \text{NO}_2 - 50-170 \text{ мг/м}^3$;

$\text{B}_2\text{O}_3 - 60-90 \text{ мг/м}^3$;

Запиленість – $400-1000 \text{ мг/м}^3$.

Характерною особливістю твердого виносу димових газів печей варіння кришталю, що працюють на природному газі, є висока густина відкладень ($6620-7140 \text{ кг/м}^3$), яка обумовлена наявністю в газах з'єднань свинцю. Другою особливістю цього виносу є дрібнодисперсність пилу (твердих частинок розміром менших за 5 мкм більше 50%).

При використанні в скловарних печах рідкого палива в запічних газах містяться вже наведені складові технологічного виносу та збільшується вміст сірчистих сполук (SO_2 до 6 г/м^3).

В таблиці 1 наведено характерні дані щодо характеристик та складу газових викидів скловарних печей, одержані в результаті власних досліджень та аналізу літератури. Наведені значення концентрацій зведено до нормальних умов.

Отже, крім високого температурного потенціалу скидної теплоти, який частково утилізується за допомогою систем теплоутилізації, скловарні печі характеризуються і великими обсягами шкідливих викидів в навколишнє середовище. Як видно з наведених в табл. 1 даних, для скловарних печей, що працюють на природному газі, рівні викидів оксидів азоту у $5-20$ разів вищі у порівнянні з газоспоживальними котельними установками. До того ж, у запічних газах скловарних печей є викиди сірчистих сполук та пилу.

Доречно зазначити, що викиди окису вуглецю CO не були зафіксовані у складі запічних газів при виконанні власних експериментальних досліджень, що пояснюється відносно високими значеннями коефіцієнта надлишку повітря ($1,5-$



2,7) в досліджуваних запічних газах. За нормативними вимогами наявність СО в запічних газах допускається (табл. 1).

Таблиця 1 – Характеристики газових викидів скловарних печей

Найменування характеристик, одиниця вимірювання	Підприємства скловарної промисловості, на яких здійснювались вимірювання				Літературні джерела	
	ТОВ «ЧСЗ-Липецк» (РФ)	ВАТ «Ветропак Гостомельський»	ВАТ «Херсонський завод»	ВАТ «Львівський»		
Температура відхідних газів, °C	400	360	330	450		
Витрата природного газу, м³/год	2300	1400	430	600		
Склад технологічного виносу у відхідних газах, мг/м³:					Стандарти	
					ФРН	США
сірчистий ангідрид	150	1150	86	220	1800	250
азоту оксиди	4000	1300	1600	1400	1000	2700
пил	160-218	200-300	120-220	140-180	50	100
оксид вуглецю	0	0	0	0	0	100
Коефіцієнт надлишку повітря	1,56	1,7	1,6	1,8		
Дисперсний склад пилу, %:						
0-10мкм		41,75				
10-20мкм		15,64				
20-30мкм		15,38				
40-30мкм		10,99				
60-70мкм		7,08				
80-200мкм		4,36				
Концентрація пилу (мг/м³) у відхідних газах для печей:						
виробництва тарного скла	150-220		120-220		87-479	
виробництва листового скла				140-180	98-199	
підковоподібних	150-220				252-337	
прямого нагрівання					149	
з поперечним напрямом полум'я		200-300			199-251	



Як свідчать виконані експериментальні дослідження, запічні газу мають широкий спектр викидів в газувій та твердй фазі. Причому склад запічних газів різних скловиробництва має суттєві відмінності як в кількісному, так і якісному плані. Тому при вирішенні завдань теплоутилізації запічних газів і захисту від корозійного та ерозійного зношування робочих поверхонь відповідного теплоутилізаційного устаткування необхідно враховувати отримані результати для умов конкретного застосування теплоутилізаційних технологій.

2.1.2. Комп'ютерне моделювання теплообміну і гідродинаміки в пучках з мембранними трубами

Важливим завданням розробки ефективних теплоутилізаційних систем скловарних печей є вибір теплообмінних поверхонь для створення теплоутилізаційного устаткування. Дані поверхні повинні бути по-перше, ефективними в тепловому плані, по-друге, конфігурація їхньої теплообмінної поверхні повинна сприяти зменшенню інтенсивності процесу відкладення твердого технологічного виносу на цих поверхнях, по-третє, дані поверхні мають бути компактними для зручності розміщення та експлуатації, а також технологічними для виготовлення. Таким вимогам можуть відповідати пучки, утворені трубами з повздовжними мембранами. При цьому рух охолоджуваних запічних газів реалізується в міжтрубному просторі, а нагріваної води в трубах. В даному розділі наведено результати досліджень ефективності трубних пучків з мембранами. Дослідження виконувались на основі комп'ютерного моделювання та при проведенні експериментальних досліджень теплообміну і аеродинаміки у водотрубних теплоутилізаторах з мембранними трубами.

При комп'ютерному моделюванні дослідженню підлягали закономірності течії та теплообміну в коридорному пакеті мембранних труб за наявності на теплопередавальній поверхні шару відкладень технологічного виносу (рис. 1).

Математична модель досліджуваного процесу, що включає рівняння Нав'є-Стокса, нерозривності, енергії для потоку димових газів і рівняння теплопровідності для шарувато-неоднорідної системи «стінка каналу - шар відкладень технологічного виносу» може бути подана у вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i}, \quad i = 1, 2, 3; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0, \quad (2)$$



$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho C_p u_j t) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda^* \frac{\partial t}{\partial x_j} \right] + q_V; \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda_s \frac{\partial t_s}{\partial x_j} \right] = 0. \quad (4)$$

Тут і нижче мається на увазі підсумовування по повторюваному індексу j .

У даній роботі виконано комплекс спеціальних досліджень щодо обґрунтування правомірності застосування в розглянутій фізичній ситуації періодичних граничних умов. З цією метою виконувалося зіставлення рішень, отриманих для багаторядного пакета труб з мембранами, і рішень, що відповідають періодичній постановці задачі для виділеної розрахункової області (див. рис. 2, 3). Згідно з отриманими даними, починаючи вже з другого ряду досліджуваного трубного пучка має місце стабілізація течії та теплообміну. При цьому розбіжність багаторядного і періодичного рішень в цілому не перевищували за розглянутих умов 5%.

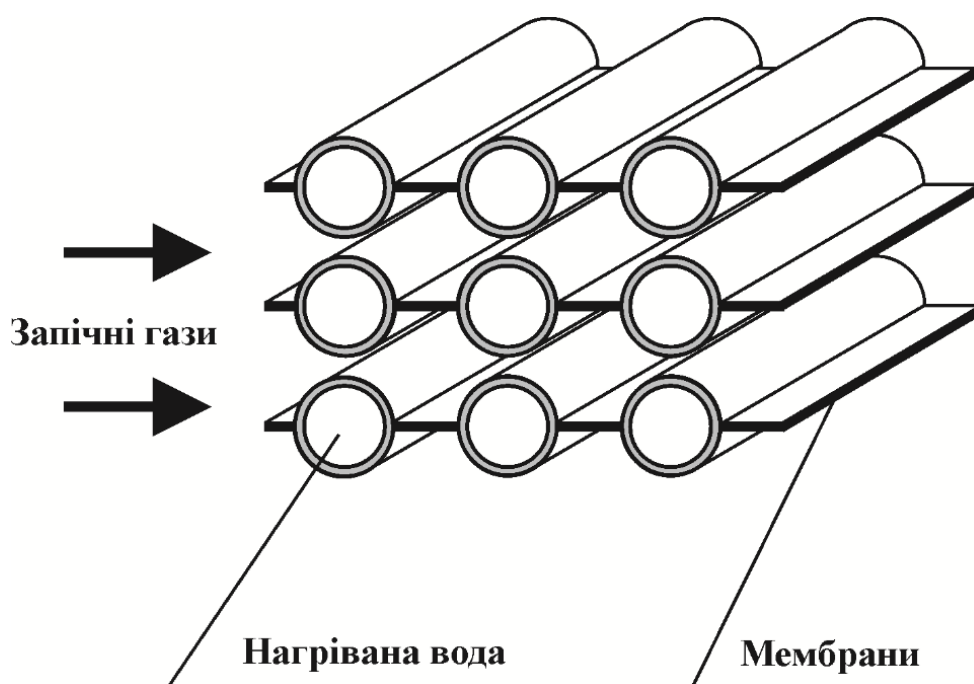
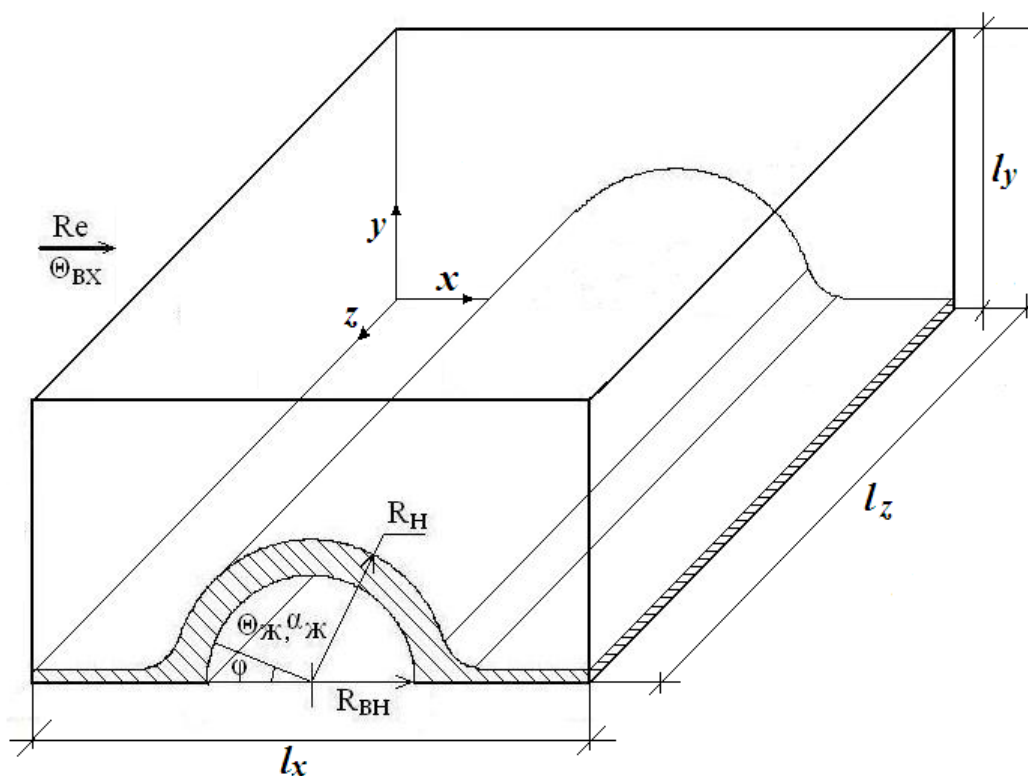
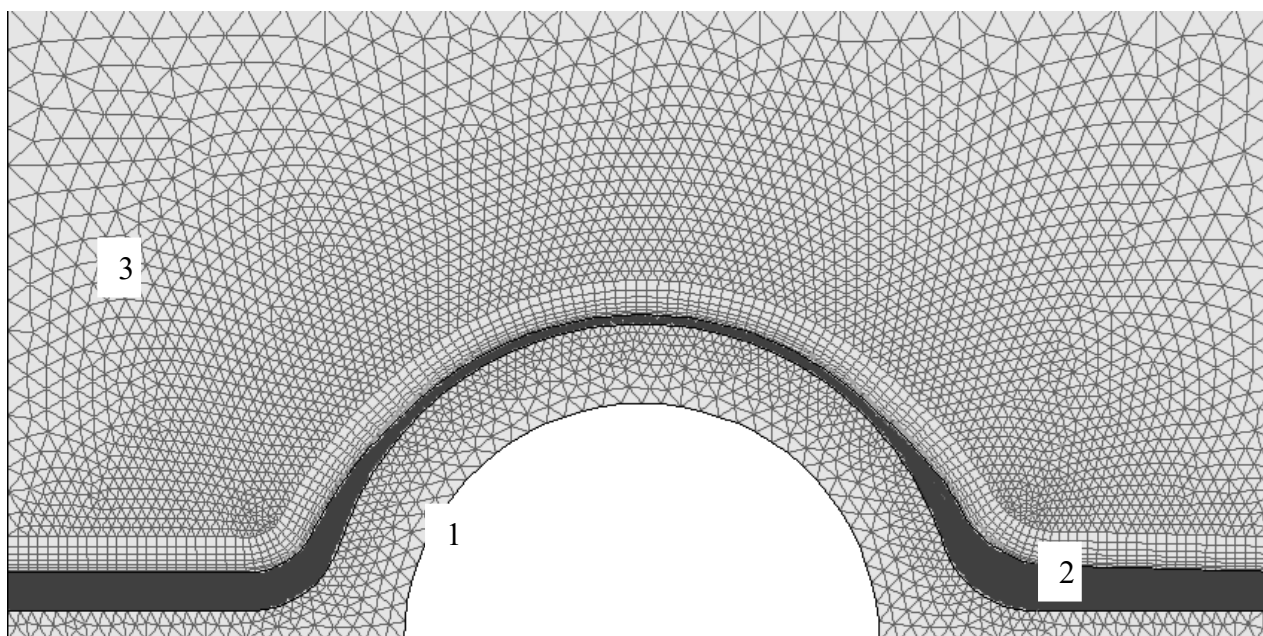


Рисунок 2 - Мембранний трубний пучок



a)



б)

Рисунок 3 - До постановки задачі: періодичний елемент трубного пучка без шару забруднюючих відкладень (а); профіль неструктурованої розрахункової сітки (б): 1 - мембранна труба; 2 - шар відкладень; 3 – міжтрубний простір

Для вибору адекватної моделі турбулентності поставлена задача розв'язувалась із застосуванням основних моделей, які фігурують у сучасному



каталозі замикаючих моделей: модель вихрової в'язкості Спаларта-Аллмареса (SA), Realizable k - ε , Стандартна k - ε і RNG k - ε моделі турбулентності, SST-модель Ментера (k - ω модель) тощо. Показано, що розглянутій ситуації найбільшою мірою відповідає k - ε модель турбулентності в модифікації RNG (див. табл. 2).

Таблиця 2 - Результати розрахунків при використанні різних моделей турбулентності

Re	Параметри	Експеримент	SA	$\delta, \%$	SST k - ω	$\delta, \%$	Realizable k - ε	$\delta, \%$	Standard k - ε	$\delta, \%$	RNG k - ε	$\delta, \%$
5 000	Nu	31.8	28.05	11.79	28.46	10.5	28.87	9.21	29.42	7.48	30.3	4.81
	Eu	0.160	0.140	12.23	0.142	11.3	0.142	10.97	0.149	6.58	0.151	5.33
10 000	Nu	52.4	48.05	8.30	48.63	7.2	48.87	6.74	49.42	5.69	50.3	4.06
	Eu	0.158	0.141	10.70	0.145	8.4	0.146	7.91	0.147	7.26	0.149	6.01
15 000	Nu	70.45	65.18	7.48	62.49	11.3	59.5	15.54	64.87	7.92	66.12	6.15
	Eu	0.157	0.130	17.13	0.134	14.2	0.132	16.11	0.142	9.55	0.146	6.82
20 000	Nu	86.91	75.93	12.63	76.83	11.6	76.6	11.86	78.91	9.20	81.72	5.97
	Eu	0.155	0.134	13.55	0.134	13.5	0.135	12.90	0.140	9.87	0.143	7.74
30 000	Nu	116.85	99.87	14.53	100.26	14.2	102.37	12.39	104.65	10.44	110.81	5.17
	Eu	0.154	0.131	15.13	0.13	15.1	0.132	14.68	0.138	10.26	0.143	7.14

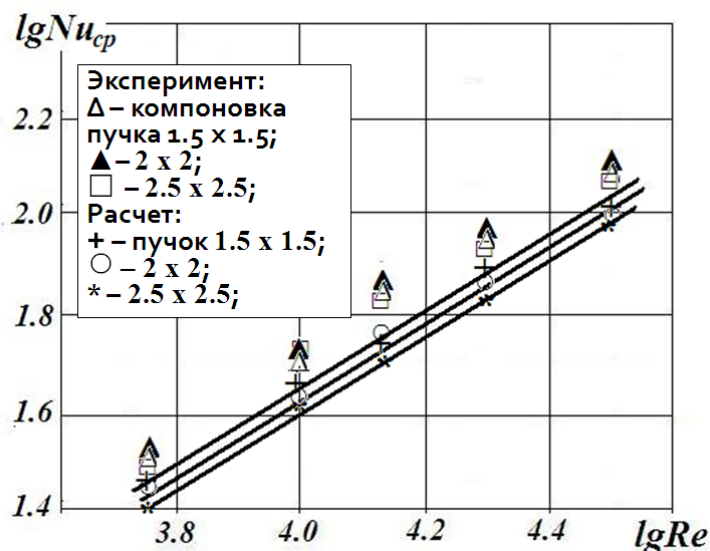


Рисунок 4 - Залежність середнього числа Nu_{cp} від Re

Для оцінки достовірності одержуваних при комп'ютерному моделюванні чисельних рішень виконано зіставлення отриманих розрахункових результатів з відповідними результатами натурних експериментів та з даними розрахункових досліджень інших авторів. На рис. 4, до прикладу, наведено зіставлення результатів комп'ютерного моделювання та експериментальних даних Г.І.



Левченко, І.Д. Лісейкіна, А.М. Копеліович та інших [25]. Як видно з наведеного рисунку, для розглянутих умов відносна похибка чисельної моделі знаходиться в діапазоні 7 – 10%.

За результатами виконаного комп'ютерного моделювання встановлено закономірності локального теплообміну при обтіканні мембранних пакетів труб в залежності від значень поздовжніх і поперечних кроків труб, чисел Рейнольдса тощо.

На першому етапі дослідження проводилися в припущенні відсутності шару забруднюючих відкладень. При цьому особлива увага приділялася вивченню локальних характеристик течії і теплообміну. На рисунках 5–7 наведено характерні результати математичного моделювання течії та локального теплообміну в розглянутому періодичному елементі конструкції для широкого практичного діапазону зміни чисел Рейнольдса при різних компонуваннях трубного пучка, що відповідають різним співвідношенням поздовжнього й поперечного кроків у пучку.

Згідно з отриманими даними щільність труб в пакеті впливає, перш за все, на динаміку виникнення і протяжність вторинних вихорів в міжтрубних зонах. Причому для розряджених пакетів ($s_1/D > 2$) невеликі вторинні відривні зони виникають, починаючи з $Re = 500$, а для більш щільних ($s_1/D \leq 2$) - починаючи з $Re = 250 - 300$.

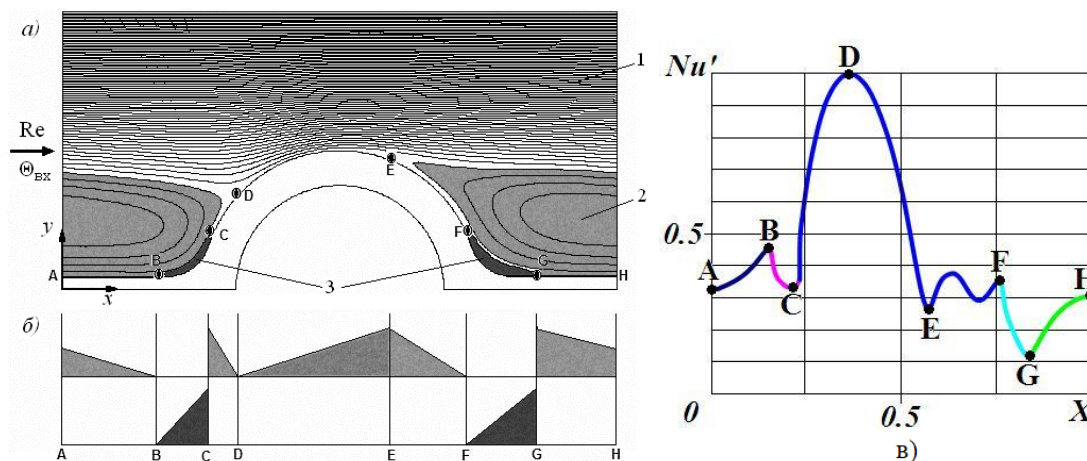


Рисунок 5 - Картина ліній потоку (а), схема зміни товщини приграничного шару в пристінковій області (б) і розподіл відносних значень числа Nu уздовж мембранної поверхні в періодичному модулі для пучка 2×2 при $Re = 10^4$ (в): 1 - ядро потоку, 2 - первинний вихор, 3 - вторинні вихори

Виконані обчислювальні експерименти показали також, що в досліджуваному діапазоні значень числа Re максимум інтенсивності



теплообміну при обтіканні мембранних конвективних поверхонь випадає на область точки D – точки приєднання основного потоку до труби, що відповідає експериментальним дослідженням [26]. В ситуації з використанням коридорних мембранних пучків, для глибинного ряду пучка, точка приєднання розміщується в лобовій зоні труби при значеннях кута $\varphi \sim 45 \dots 65^\circ$ в залежності від величини числа Re , причому з ростом Re точка приєднання зміщується у напрямі кормової зони, а точка відриву (точка E на кривій) – до лобової зони.

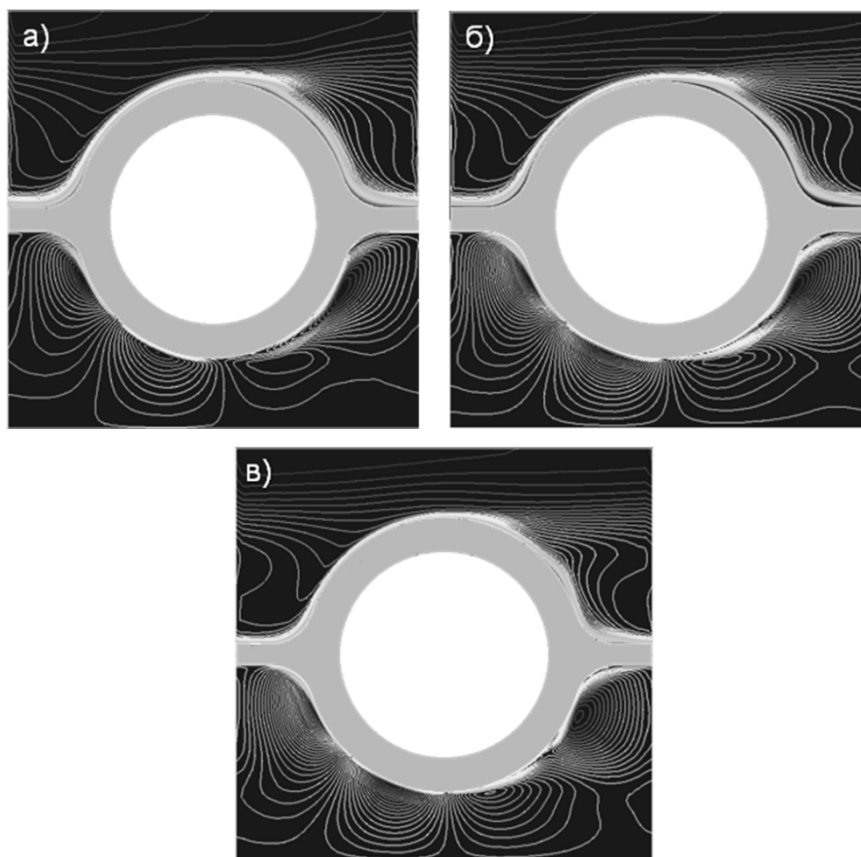


Рисунок 6 - Характеристики потоку в періодичному модулі при $Z=0,5$ для варіанту компоновки $s_1 \times s_2 = 2,5 \times 2,5$ при $Re = 5000$ (а), 10000 (б), 30000 (в): верхні півплощини – поля температури T , нижні - поля поперечної складової вектора швидкості V_y (а, б, в)

Отже, отримані дані свідчать, що з ростом Re в розглянутому діапазоні його зміни, критичні точки D і E зміщуються назустріч одна одній, збільшуючи таким чином зону блокування течії в міжтрубному просторі.

Виконаний аналіз розподілу поверхневого тиску (рис. 8) та тертя (рис. 9) показав, що локальний максимум тиску реалізується в точці приєднання потоку, а мінімум має місце в точці відриву потоку. Максимальні значення напруги тертя локалізуються в зонах прилипання потоку до стінки. Ці зони обмежені точками



приєднання і відриву потоку. В зонах відриву величина тертя суттєво нижче максимального значення. При цьому спостерігаються локальні сплески величини напруги тертя в місцях з'єднань мембран з трубами. Це пов'язано з вторинними зворотними течіями, локалізованими в цих зонах (рис. 5).

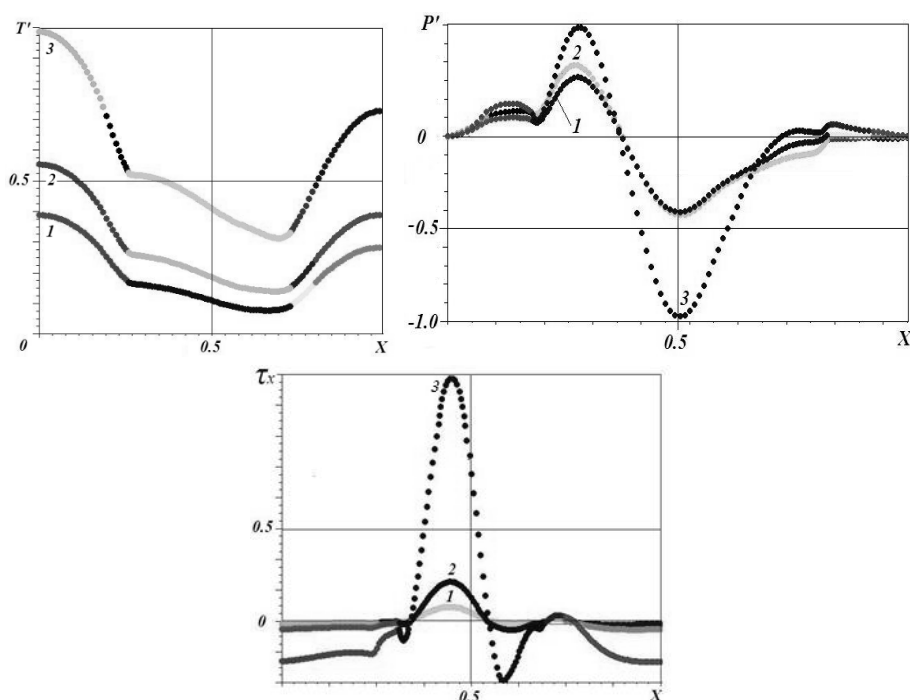


Рисунок 7 - Розподіл вздовж стінки мембранної труби відносних значень різних характеристик течії і теплообміну при $Z = 0,5$: температури стінки при компонуванні пучку $s_1 \times s_2 = 2,0 \times 2,0$ (а), тиску для пучка $1,5 \times 1,5$ (б), дотичних напружень для пучка $2,5 \times 2,5$ (в); 1 – $Re = 5000$; 2 – 10000; 3 – 30000

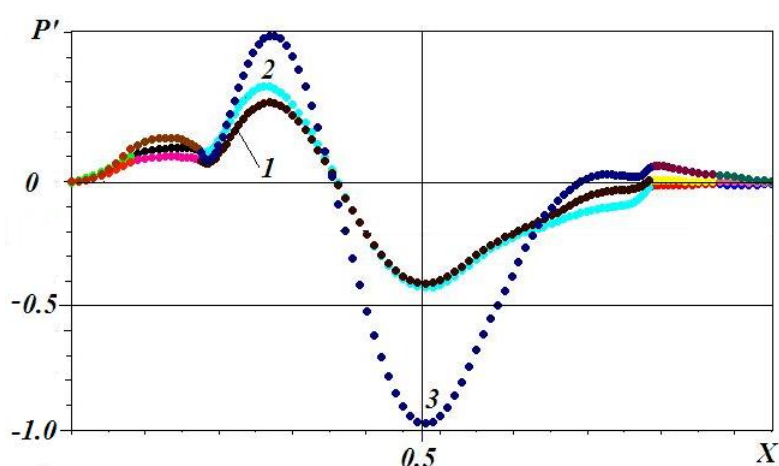


Рисунок 8 - Розподіл відносних тисків вздовж стінки мембранної труби – $P'(X)$ при компоновці пучка $1,5 \times 1,5$: 1 – $Re = 5000$, 2 – 10000, 3 – 30000

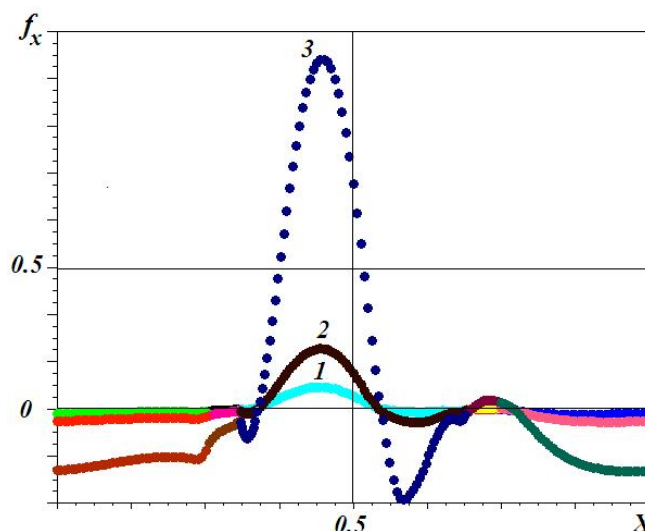


Рисунок 9 - Розподіл відносних дотичних напруг вздовж стінки мембранної труби – $f_x'(X)$ при компоновці пучка 2,5 x 2,5: 1 – $Re = 5000$, 2 – 10000, 3 – 30000

Профілі відносних поверхневих теплових потоків наведено на рис. 10. Ці потоки високою мірою корелюються з профілями напруги тертя (рис. 9). Максимальні значення теплових потоків відповідають зонам екстремумів напруги тертя на стінці. Виконаний аналіз та зіставлення процесів обтікання мембранних та гладкотрубних трубних пучків свідчить, що макроаеродинаміка в них практично однакова. Наявність в мембранних пучках проставок з поздовжніх мембран не усуває можливості утворення відривних зон в кормових областях труб, структура ядра потоку для розглянутих варіантів трубних пучків також є дуже подібною.

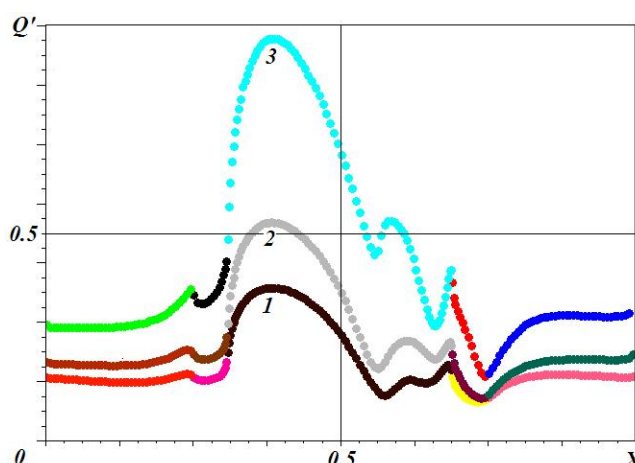


Рисунок 10 - Розподіл відносних теплових потоків на стінці мембранної труби – $Q'(X)$ при компоновці пучка 2,5 x 2,5: 1 – $Re = 5000$, 2 – 10000, 3 – 30000

Сформульовані висновки доводяться і експериментальними даними [27].



Більший рівень подібності структури течії для вказаних різновидів пучків труб, однак, не розповсюджується на механізм виникнення характерних для обох варіантів вторинних зворотних течій, а також на особливості теплообмінних процесів в трубних пучках.

У роботі також виконано порівняльний аналіз рішень розглянутої задачі в двовимірній і тривимірній постановках. Проведені дослідження показали, що рішення, що відповідають цим постановкам, можуть помітно відрізнятися як в якісному, так і в кількісному відношенні. Зі збільшенням числа Рейнольдса, у разі використання тривимірної моделі течії, поблизу міжтрубних мембран спостерігається інтенсифікація процесів переносу уздовж осі OZ і регресія цих процесів в напрямку до ядра потоку. Внесок даної складової потоку виражається у збільшенні числа Nu на 15 - 20% в порівнянні з двовимірною моделлю течії і зростає з ростом числа Рейнольдса.

На рис. 11, 12 до прикладу наведено результати комп'ютерного моделювання, що ілюструють складний тривимірний характер течії в міжтрубному просторі мембранного пучка.

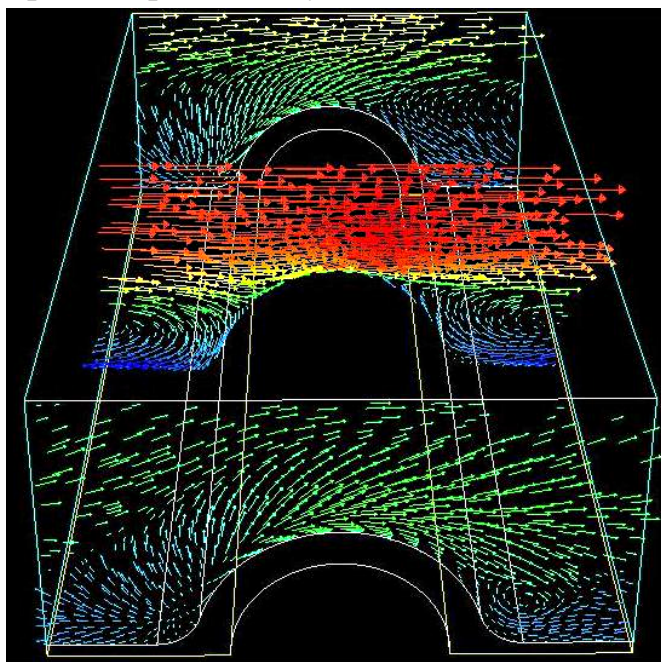
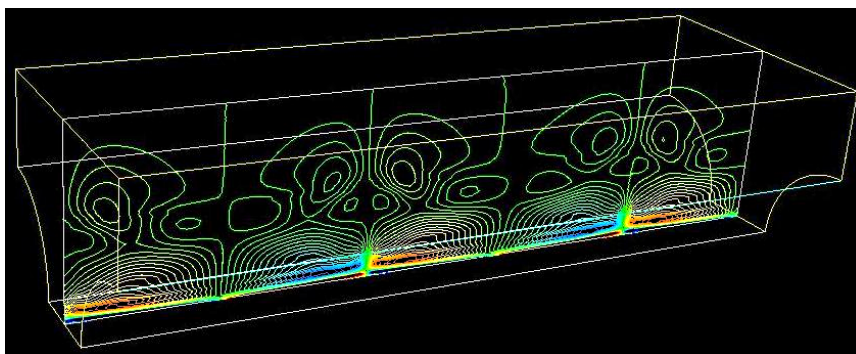


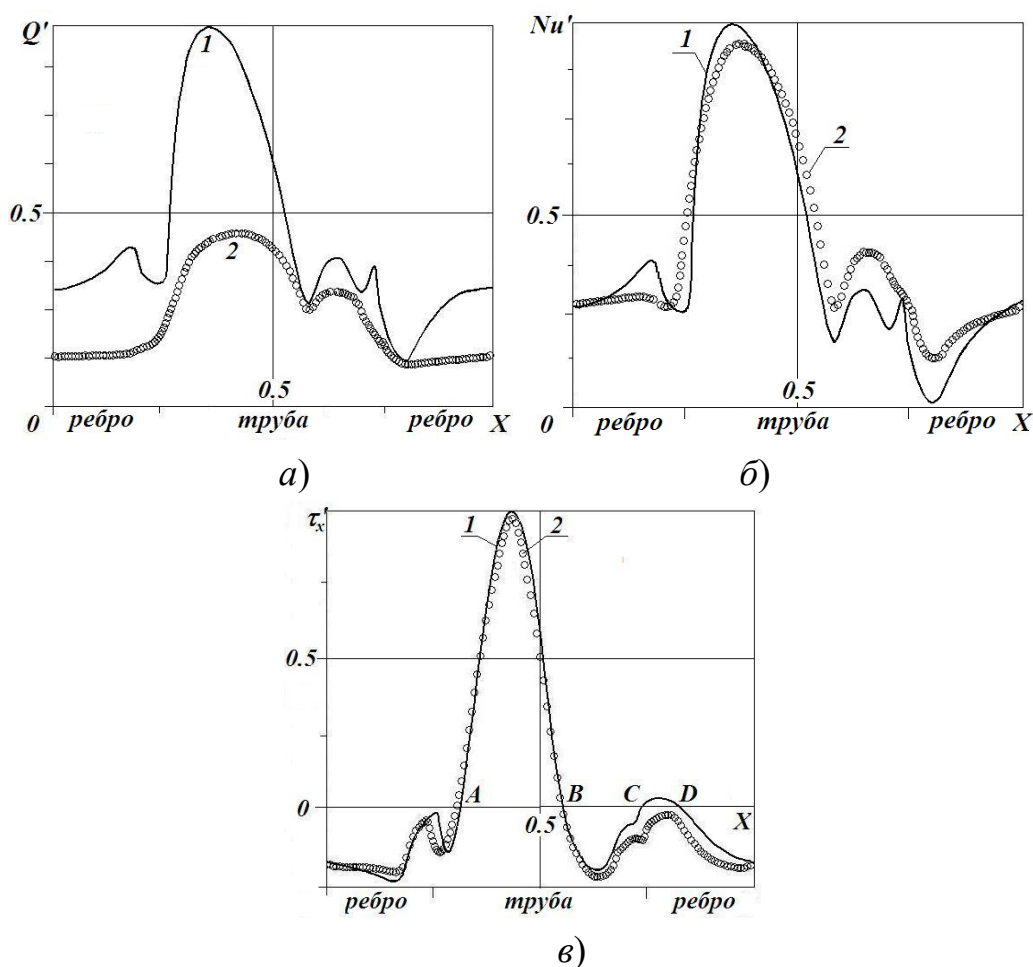
Рисунок 11 - Характерні профілі вектора швидкості для компонування мембранного трубного пучку $s_1 \times s_2 = 2,0 \times 2,0$ при $Re = 20000$

Особливу увагу в роботі приділялося чисельним дослідженням течії та теплопереносу в теплообмінних апаратах з мембранними трубами при наявності шару забруднюючих відкладень на мембранних поверхнях. Виконані дослідження свідчать про те, що наявність даного шару суттєво змінює як характер розподілу локальних теплових потоків по поверхні теплообміну, так і



**Рисунок 12 -Ізолінії X-компоненти вектора вихору при $X = 0$ для
компонування мембранного трубного пучку $s_1 \times s_2 = 2,0 \times 1,5$ при
 $Re = 20000$**

їх середні значення. При цьому, перед черговим очищенням поверхні, зазначені середні значення теплового потоку можуть зменшуватися вдвічі. Що ж стосується чисел Nu і дотичних напруг, то відкладення незначно впливають на їх величину (див. рис. 13).



**Рисунок 13 - Розподіл по поверхні мембранної труби відносних
значень теплових потоків (а), чисел Nu' (б) і X - компоненти дотичного
напруження (в) за відсутності (1) та наявності (2) шару відкладень**



Згідно з отриманими даними щільність труб в пакеті впливає, перш за все, на динаміку виникнення і протяжність вторинних вихорів в міжтрубних зонах. Причому для розряджених пакетів ($s1/D > 2$) невеликі вторинні відривні зони виникають, починаючи з $Re = 500$, а для більш щільних ($s1/D \leq 2$) - починаючи з $Re = 250 \dots 300$. З результатів комп'ютерного моделювання також впливає, що з ростом числа Re критичні точки приєднання та відриву потоку зміщуються назустріч один до одного за твірною труб так, що інтенсивність і розміри зон зворотного току в міжтрубному просторі збільшуються, помітно інтенсифікуючи при цьому теплообмінні процеси.

В роботі виконано також дослідження щодо моделювання теплообміну та гідродинаміки запиленних газових потоків. Виконані числові експерименти з моделювання теплових і гідродинамічних процесів у пучків мембранних труб коридорного типу, що поперечно омиваються, показали відповідність в цілому механізмів утворення відкладень тому, що спостерігалось при проведенні описаних в розділі 1.3 натурних експериментів. Відмінною рисою розглянутих варіантів компоновки і режимів омивання мембранних поверхонь нагрівання є відносно невисока концентрація частинок технологічного виносу в скловарних печах – до 350 мг/м^3 . Така концентрація дрібнодисперсних залишків шихти в потоці димових газів є незначною і не має суттєвого впливу на теплообмінні процеси в пучках мембранних труб [28]. Особливістю течії слабозапиленних потоків в мембранних теплообмінних пучках є суттєво менше забруднення пиловими відкладами кормових зон труб, що пояснюється наявністю більш інтенсивних зворотних циркуляційних течій в кормових зонах мембранних труб, ніж це має місце в пучках гладких та поперечноореброваних труб. Іншими словами, при поперечному обтіканні мембранних трубних поверхонь спостерігається режим часткового самоочищення ребер-мембран і частини кормової зони труби. Для дослідження особливості течії та теплообміну запиленних газових потоків в пучках мембранних труб була виконана серія числових експериментів. Дискретизація розрахункової області реалізовувалась неструктурованою розрахунковою сіткою, профіль якої проілюстровано на рисунку 14.

На рисунках 15–17 наведено до прикладу характерні результати числового моделювання течії і теплообміну при турбулентному обтіканні коридорного мембранного пучка труб при $Re = 10^4$ для граничного випадку максимальної товщини шару відкладень на мембранній трубній поверхні, в реальності відповідає моменту перед проведенням регулярного очищення мембранної конвективної поверхні струменем стисненого повітря.

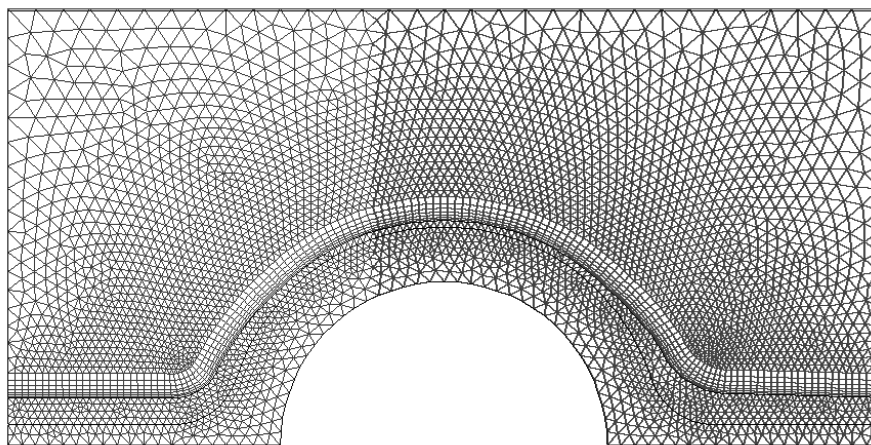


Рисунок 14 - Профіль сіткової дискретизації області розрахунку для періодичного елемента з урахуванням сформованого на поверхні мембранної труби шару відкладень

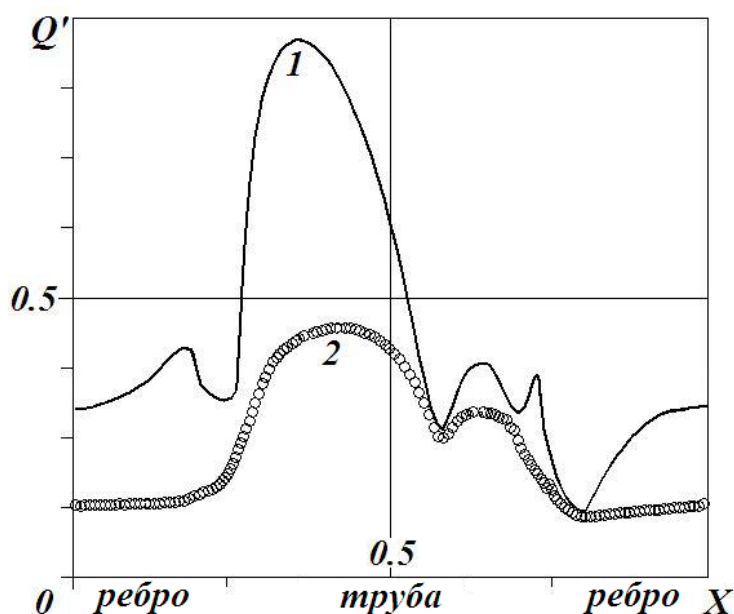


Рисунок 15 - Розподіл відносних теплових потоків по поверхні мембранної труби: 1 – без відкладень; 2 – з відкладеннями

Як видно з рисунка 15, в результаті утворення шару відкладень, зменшення теплового потоку, що передається через мембранну теплообмінну поверхню, досягає 50 % від його початкової величини. Слід відмітити, що при цьому величина числа Нуссельта не зазнає суттєвих кількісних змін, але спостерігається згладжування кривих розподілу локальних значень потоку тепла і числа Нуссельта в частинах кривих, які відповідають розташуванню вторинних вихрових зон реверсивної течії в пристінковій області мембранної трубної поверхні. Даний факт свідчить про те, що коли товщина шару відкладень досягає суттєвого значення, відбувається схлопування вторинних вихрових зон в



пристінковій області кормових зон і залишаються тільки первинні рециркуляційні зони в міжтрубному за рухом потоку просторі. При цьому дані рециркуляційні вихорі виявляються суттєво стисненими в поперечному напрямі, в основному за рахунок зменшення поперечного прохідного перерізу шаром відкладень, що безперервно збільшується.

У цій ситуації факт слабого змінення кривих розподілу числа Нуссельта, а відтак і тепловіддачі з прогресуючим ростом товщини шару відкладень свідчить можливо про більш гідродинамічну природу тепловіддачі. Тобто, в розглянутих умовах число Нуссельта більшою мірою визначається характеристиками течії потоку, ніж тепловими аспектами.

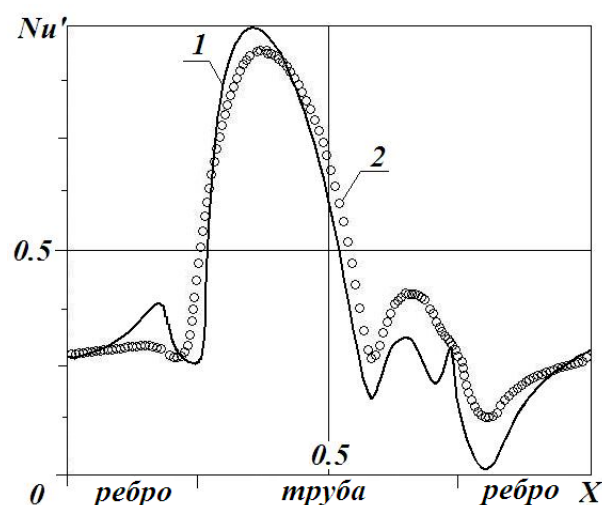


Рисунок 16 - Розподіл відносних значень числа Нуссельта по поверхні мембранної труби: 1 – без відкладень; 2 – з відкладеннями

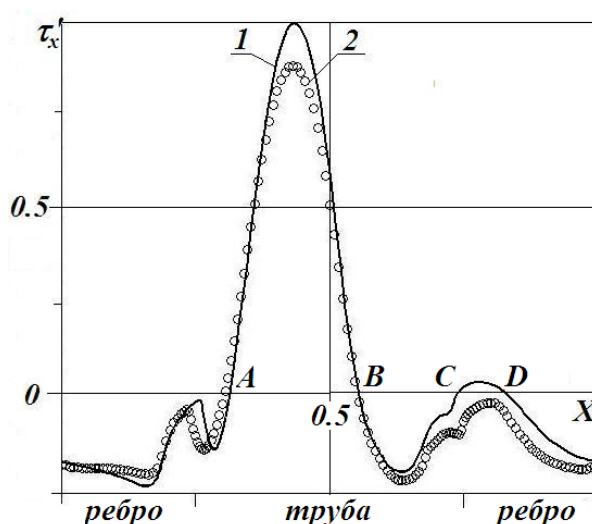


Рисунок 17 - Розподіл відносних значень X-компоненти тертя по поверхні мембранної труби: 1 – без відкладень; 2 – з відкладеннями



Особливу зацікавленість викликає вигляд кривих розподілу поверхневого тертя в досліджуваному елементі мембранної поверхні. Можна констатувати несуттєву кількісну зміну величини тертя з появою шару відкладень на поверхні, що слідує із практичного збігу кривих на рисунку 17. Однак, слід відмітити чітку відповідну кореляцію між точками перетину кривих поверхневого тертя з віссю OX (точки A, B, C, D на рисунку), з точками приєднання – A , відриву – B потоку газів, що набігає на трубу. Точки C і D на рисунку 17 відповідають місцям відриву і приєднання рециркуляційної течії в кормовій зоні труби (крива 1), які спричиняються наявністю вторинної вихрової зони в області стикування труба–мембрана. На рисунку зоні циркуляції вторинного вихорю відповідає відрізок CD осі OX . Важливо відмітити, що у разі наявності шару відкладень на поверхні мембранної труби (крива 2 на рисунку), відсутність знакозмінної області напруги тертя вказує на відсутність в цій ситуації вторинних вихрових зон в пристінковій області.

2.1.3. Результати експериментальних досліджень теплообміну і гідродинаміки у водотрубних теплоутилізаторах

Експериментальні дослідження виконувались з метою: визначення середніх коефіцієнтів теплообміну і аеродинамічного опору пакетів панелей, утворених трубами з мембранами, при їх використанні для утилізації теплоти запиленних газів скловарних печей; вивчення динаміки утворення шару пилових відкладень на поверхні панелей з газового боку; визначення раціонального періоду експлуатації теплоутилізатора між очищеннями та режимних характеристик цього очищення, а також для зіставлення величин отриманих параметрів з розрахунковими і даними відповідних досліджень інших дослідників та інших поверхонь теплообміну.

Дослідження виконувались на експериментальній установці (рис. 18), розміщеній за скловарною піччю, та в процесі пуско-випробувальних робіт при введенні до експлуатації розроблених теплоутилізаторів на різних склоробних підприємствах. До експериментальної установки належить водогрійний теплоутилізатор, що складається із двох частин: трубної, скомпонованої з чавунних оребрених труб і панельної, набраної з панелей, утворених трубами з мембранами (див. рис. 2).

В дослідженнях використовувалась сучасна вимірювальна техніка. Відповідні вимірювання виконувались за атестованими методиками служб метрологічного налагодження склоробних підприємств, за участю яких і здійснювались експерименти. В процесі досліджень визначались



теплопродуктивність теплоутилізаторів, середні значення коефіцієнтів теплообміну та аеродинамічного опору пакетів панелей в умовах утилізації теплоти запиленних газів скловарних печей. Вивченню підлягала також динаміка утворення шару відкладень технологічного пилу на поверхні панелей з газового боку та коефіцієнта забруднення цієї поверхні. За даними теплопродуктивності теплоутилізаторів між очищеннями робочих поверхонь визначався раціональний період його експлуатації між очищеннями. Виконувались також зіставлення отриманих параметрів з їхніми розрахунковими значеннями.

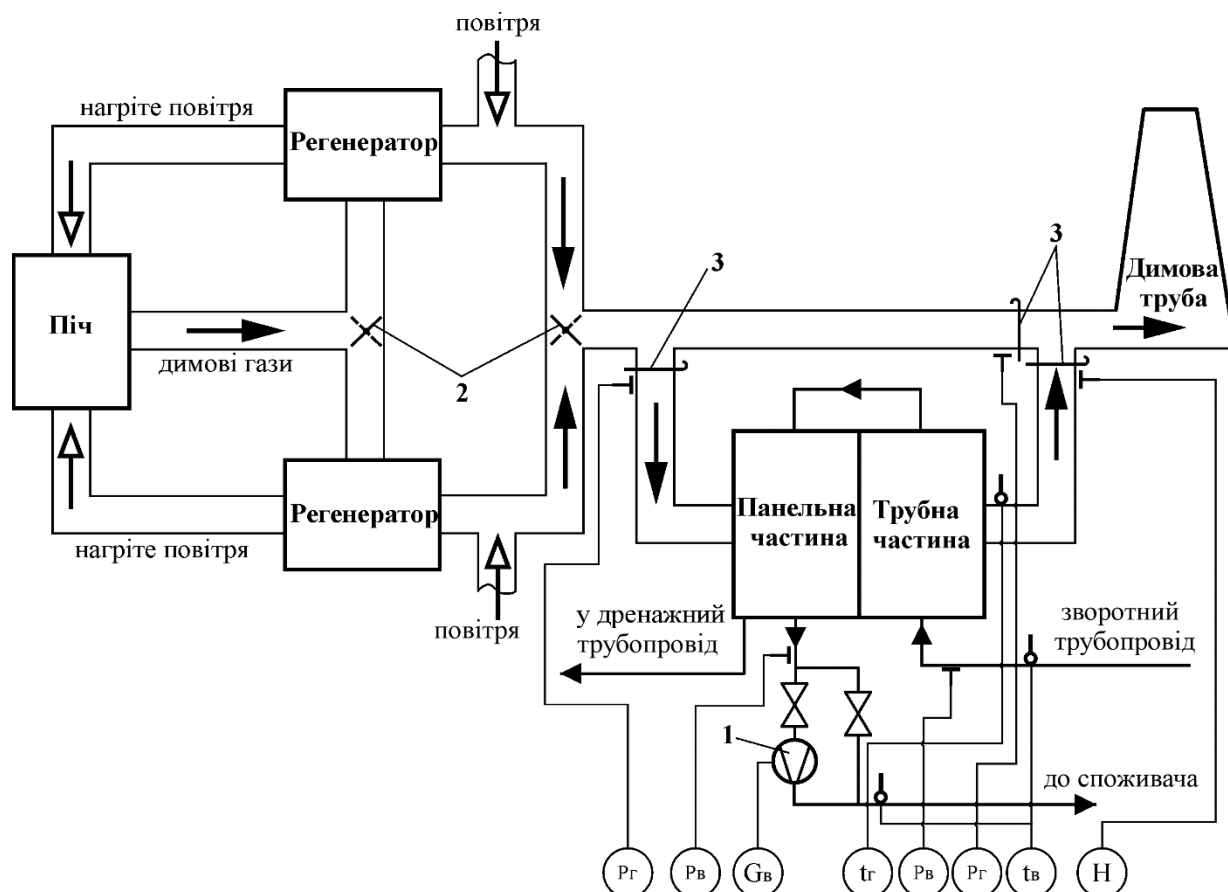


Рисунок 18 - Схема експериментальної установки за скловарною піччю:

1 – витратомір; 2 – поворотний шибер; 3 – висувний шибер;

G_v , P_v , t_v – витрата, тиск та температура води; ΔP – аеродинамічний опір; t_g – температура газів; H – значення тяги димової труби

Очищення робочих поверхонь від відкладень твердого технологічного виносу печі здійснювалось стисненням повітрям через відповідні отвори, передбачені в конструкції теплоутилізатора. Характерні теплові і технічні характеристики теплоутилізатора експериментальної установки, отримані при виконанні досліджень, вказані в табл. 3.



Таблиця 3 - Основні характеристики теплоутилізатора експериментальної установки

Найменування показника, розмірність	Значення	Найменування показника, розмірність	Значення
Теплопродуктивність, МВт	0,33–0,53	Запиленість димових газів, мг/м ²	200–240
Температура води, °С:		Коефіцієнт надлишку повітря в газах	2,2–2,7
на вході	70	Аеродинамічний опір, Па	130–160
на виході	85–93	Гідравлічний опір, кПа	100
Температура димових газів, °С:		Витрата димових газів, кг/с	3,8–4,5
на вході	240–360	Витрата води, кг/с	5,4
на виході	200–300	Площа поверхні нагрівання, м ²	120

На рис. 19 а наведено результати визначення коефіцієнта теплопередачі K_p в панельній частині експериментального теплоутилізатора. Подані на даному рисунку графіки ілюструють зміну в часі експериментальних (крива 1) та розрахункових (крива 2) значень коефіцієнта K_p для конкретних умов виконання дослідів відповідно до режиму роботи експериментальної установки. Як видно з наведених даних, на початку проведення дослідів (при чистій теплообмінній поверхні теплоутилізатора) експериментальне та розрахункове значення K_p співпадають. В процесі запилення з газового боку поверхні панелей експериментальні значення зменшуються приблизно на 30 % і стабілізуються протягом 15–18 діб.

Дані рис. 19б ілюструють порівняння коефіцієнтів теплопередачі в трубній та панельній частинах теплоутилізатора. Результати досліджень свідчать про перевагу (за величиною коефіцієнта теплопередачі) панельних пакетів над пучками оребрених труб. Отримані дані показують також, що в умовах проходження запиленого потоку димових газів спочатку в панельній, а потім в трубній частинах темпи запилення розглянутих теплообмінних поверхонь є близькими.

Виконано також визначення коефіцієнта забруднення ψ панельної поверхні нагрівання, який визначався як відношення коефіцієнтів теплопередачі при запиленій і чистій поверхні нагрівання. Відповідні дані для пакетів теплообмінних панелей, отримані при дослідженнях на експериментальній установці в умовах запиленості газового потоку 200–300 мг/м³, наведено на

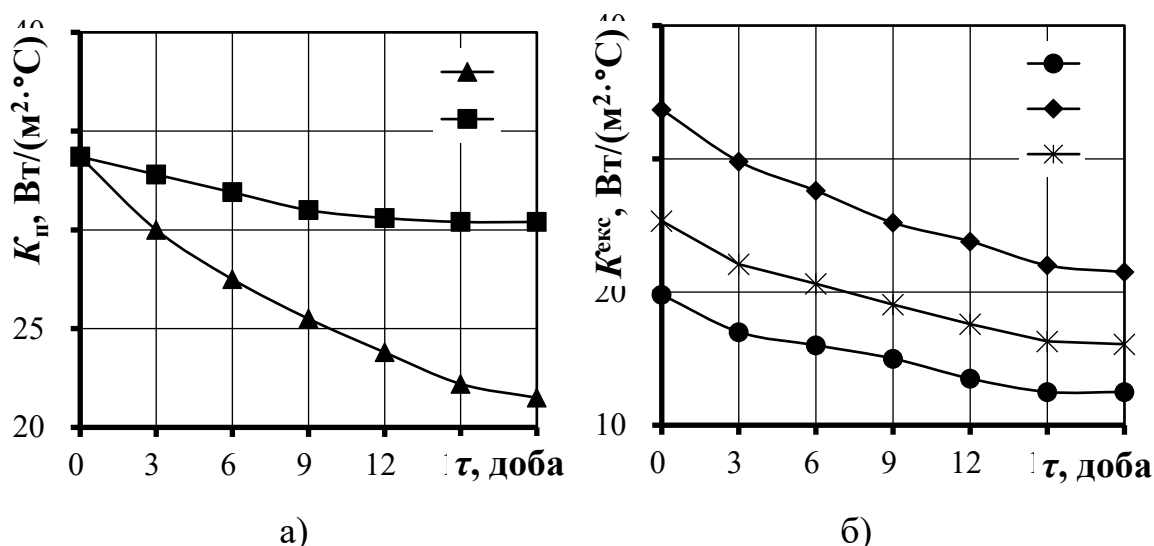


Рисунок 19 - Динаміка експериментального K_p^{exc} (1) та розрахункового K_p^{p03} (2) коефіцієнтів теплопередачі пакету панелей водотрубного теплоутилізатора (а) та експериментальних K_p^{exc} значень коефіцієнта теплопередачі в трубній (3), панельній (4) частинах теплоутилізатора та загального (5) в експериментальній установці (б)

рис. 20 (крива 1). На цьому рисунку для порівняння подано також результати визначення коефіцієнтів забруднення (крива 2) для печей виробництва медичного скла, де рівень запиленості 300–1000 мг/м³. Криві 3, 4 ілюструють динаміку запиленості поверхонь нагрівання усередині труб газотрубних теплоутилізаторів.

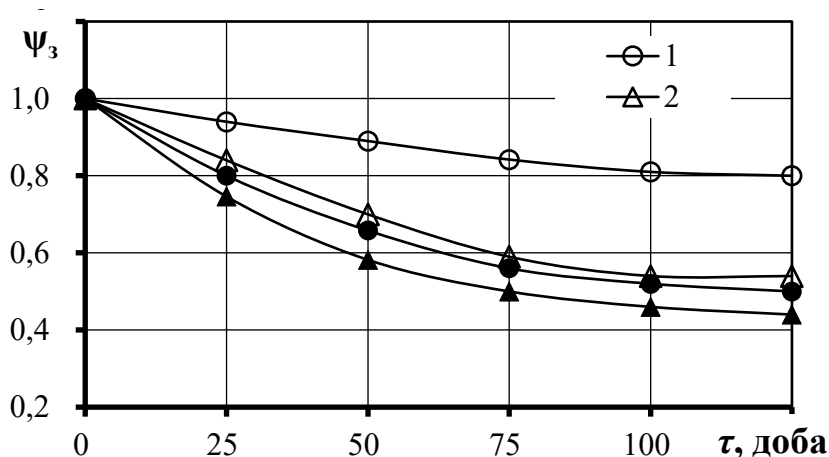


Рисунок 20 - Динаміка коефіцієнта забруднення ψ_z різних поверхонь теплообміну:

1 – панелі в теплоутилізаторі експериментальної установки;
 2 – панелі в теплоутилізаторі теплоутилізаційної установки печі виробництва медичного скла; 3 – труби з кільцевими турбулізаторами; 4 – гладкі труби



Результати порівняльного аналізу коефіцієнтів ψ_3 свідчать, що за рівнем забрудненості поверхні теплообміну газотрубних теплоутилізаторів є гіршими порівняно з панельними. При цьому, у разі застосування турбулізаторів потоку в трубах газотрубних теплоутилізаторів ступінь запиленості робочої поверхні зростає.

Дані про коефіцієнти забруднення труб для газотрубних теплоутилізаторів при застосуванні теплообмінних поверхонь з гладких труб і труб з кільцевими турбулізаторами потоку на внутрішній поверхні труб отримані з літератури [8]. Слід зазначити, що дані відносно ψ трубних поверхонь теплообміну стосуються досліджень з утилізації теплоти відхідних газів печей виробництва кристалю, де рівень запиленості відповідає 400–1000 мг/м³.

Виконані дослідження щодо динаміки забруднюваності поверхні нагрівання теплоутилізаторів дозволили оцінити теплову ефективність цих поверхонь та визначити раціональний термін очищення теплообмінних поверхонь залежно від рівня запиленості потоку димових газів.

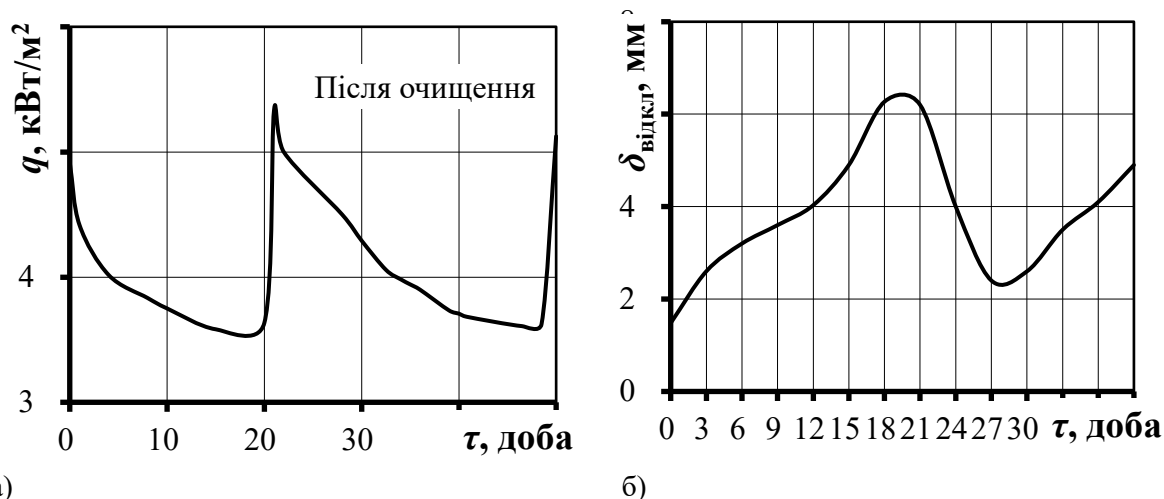
Для печей виробництва скляної тари рекомендований період роботи теплоутилізатора між очищеннями становить 10–14 діб. При виробництві медичного скла відрізок часу між очищеннями пропонується дотримувати у розмірі 6–8 діб. При використанні газотрубних теплоутилізаторів доцільний період між видаленнями пилових відкладень скорочується до 1,5–2 діб.

На рис. 21 а наведено дані, що характеризують ефективність очищення водотрубного панельного теплоутилізатора. Очищення здійснювалось стисненим повітрям тиском 0,5 МПа. Як ілюструють дані рис. 21 а, після проведення очищення теплова ефективність теплоутилізатора практично відновлюється до початкового значення.

За результатами проведених досліджень визначалася середня товщина відкладень у панельній частині теплоутилізатора експериментальної установки в період між очищеннями. Відповідні дані наведено на рис. 21 б. Як видно з рисунку, шар відкладень збільшується в процесі експлуатації до максимального значення близького до 6 мм.

Для умов роботи в середовищі запилених газів скловарних печей експериментально встановлені оптимальні швидкості очисного агента (повітря) $V_{\text{опт}}$ залежно від довжини l теплообмінних труб в діапазоні її зміни від 1 до 2,5 м. Отримані дані оброблені у вигляді залежності

$$V_{\text{опт}} = 35 \cdot l^{0,5}.$$



а)

б)

Рисунок 21 - Динаміка відносної теплопродуктивності q панельного водотрубного теплоутилізатора (а) та товщини $\delta_{\text{відкл}}$ шару відкладень на поверхні панелей в процесі експлуатації між очищенням (б)

У роботі виконано також дослідження стосовно аеродинаміки панельних водотрубних теплоутилізаторів. У табл. 4 наведено дані щодо зміни у часі аеродинамічного опору пакетів панелей і результати досліджень динаміки аеродинамічного опору в газотрубних теплоутилізаторах при використанні гладких труб і труб з турбулізаторами потоку на їх внутрішній поверхні.

Таблиця 4 - Зміни у часі аеродинамічного опору поверхонь нагрівання водотрубних та газотрубних теплоутилізаторів

Час, година	Аеродинамічний опір експериментальних поверхонь нагрівання, Па			
	панелі експериментальної установки	панелі теплоутилізаційної установки печі виробництва медичного скла	труби з кільцевими турбулізаторами	гладкі труби
0	40	20	185	90
75	45	30	327	255
150	55	42	437	320
225	55	44	500	360
300	55	45	570	375
325	55	45	645	375

Аналіз наведених у табл. 4 результатів показує, що панельні поверхні нагрівання характеризуються меншим рівнем зміни опору навіть за близьких величин його заповненості.

Основні результати виконаного комплексу експериментальних досліджень



щодо встановлення закономірності зміни у часі коефіцієнтів теплопередачі і аеродинамічного опору водотрубних мембранних теплоутилізаторів панельного типу за умов різного рівня запиленості димових газів свідчать про високу теплову ефективності теплообмінних поверхонь із пакетів панелей, утворених трубами з мембранами, при їх застосуванні в теплоутилізаторах запилених газів скловарних печей.

На основі виконаних досліджень щодо зміни середніх значень коефіцієнтів теплопередачі, товщини шару відкладень пилу та теплопродуктивності теплоутилізаторів визначено тривалість циклів здійснення очищення мембранних поверхонь нагрівання від пилових відкладень.

Отримані експериментальні дані щодо теплообміну та аеродинаміки різних поверхонь нагрівання водотрубних теплоутилізаторів будуть використані при розробленні відповідного теплообмінного устаткування теплоутилізаційних технологій для скловарних печей

2.2. Теплоутилізаційні технології для скловарних печей

2.2.1. Теплоутилізаційні системи з водоگрійними теплоутилізаторами

З урахуванням існуючих в літературі даних і рекомендацій та за результатами комп'ютерного моделювання, а також власних експериментальних досліджень щодо теплообміну, аеродинаміки та складу димових газів печей скловарного виробництва для утилізації скидної теплоти запічних газів було розроблено відповідне теплоутилізаційне устаткування.

Для корисного використання теплоти відхідних газів печей невеликої теплопродуктивності, якими зазвичай є печі виробництва кришталю, було розроблено теплоутилізаційне устаткування, загальний вид якого наведено на рис. 22. На рисунку зображено принципову схему конструкції розробленого газотрубного утилізатора теплоти відхідних газів скловарних печей. До складу цього газотрубного теплоутилізатора ТГ належить власне теплообмінник, що компонується з труб з кільцевими турбулізаторами потоку (рис. 23), вхідна і вихідна газові камери і за необхідності система очищення. Для відносно чистих запічних газів (до прикладу випалювальних печей) дане устаткування може експлуатуватись без системи очищення. Технічні характеристики розробленого теплоутилізатора наведено в табл.5.

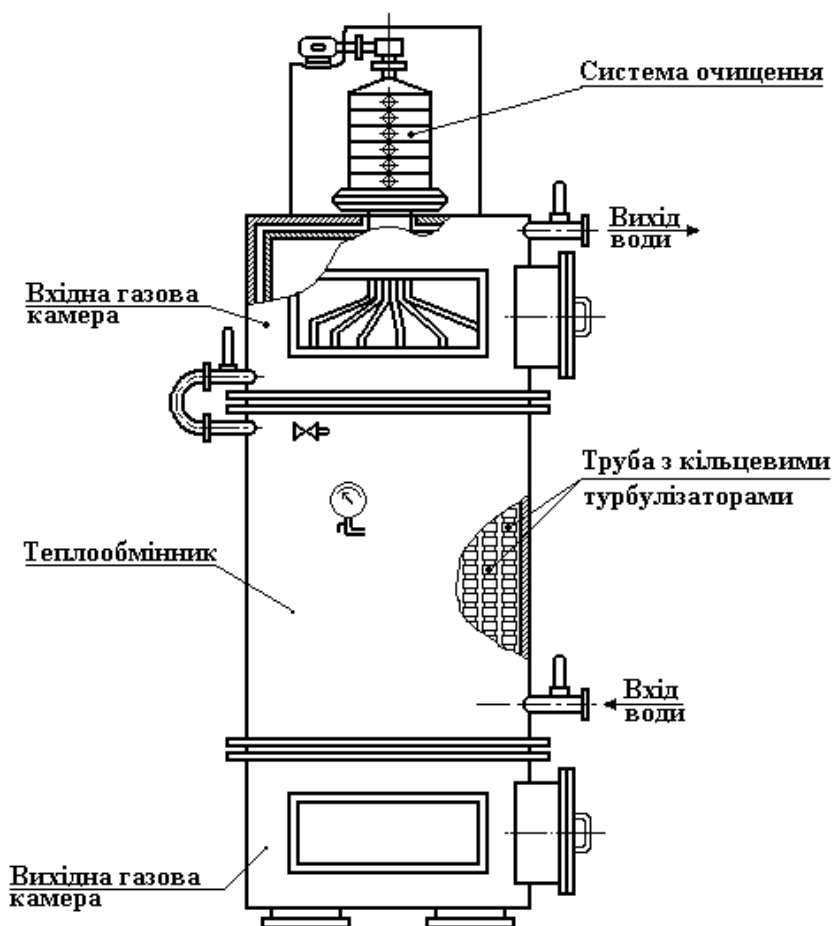


Рисунок 22 - Схема теплоутилізатора газотрубного ТГ із системою очищення поверхонь нагрівання

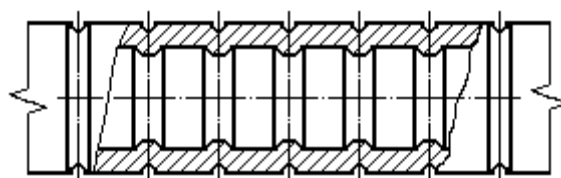


Рисунок 23 - Труба з кільцевими турбулізаторами потоку

Застосування в теплоутилізаторі ТГ труб з кільцевими турбулізаторами потоку забезпечує інтенсифікацію теплообміну з газового боку в 1,5–1,9 рази при помірному (порівняно з іншими методами інтенсифікації теплообміну) зростанні гідравлічного опору.

Оснащення теплоутилізатора ТГ системою очищення дозволяє видаляти технологічний виніс з поверхонь нагрівання в автоматичному режимі в процесі роботи теплоутилізатора. Видалення пилових відкладень виконується стисненим повітрям тиском 0,5 МПа. Ефективність очищення в процесі експлуатації теплоутилізатора при здійсненні періодичного видалення відкладень з внутрішньої поверхні теплообмінних труб проілюстрована на рис.



24. Як свідчать дані наведеного графіка, коефіцієнт теплопередачі теплообмінника після проведення очищення відновлюється практично до попереднього значення, що засвідчує високу ефективність даного методу для скловарних печей.

Таблиця 5–Технічні характеристики теплоутилізатора ТГ

Найменування показника, розмірність	Значення
Теплопродуктивність, МВт	0,3–1,2
Температура води, °С:	
на вході	70
на виході	95
Температура газів, °С:	
на вході	450
на виході	130–200
Аеродинамічний опір, Па,	450–600
Гідравлічний опір, кПа	5
Витрата газів, кг/с	1,0–3,5
Витрата води, кг/с	1,6–6,5
Габаритні розміри, мм:	
діаметр корпусу	815–1480
висота теплообмінника	1500–2000
загальна висота	3070–4670
Маса, кг	1320–5030
Збільшення коефіцієнта використання теплоти палива КВТП, %	10–15
Термін окупності витрат, років	до 1

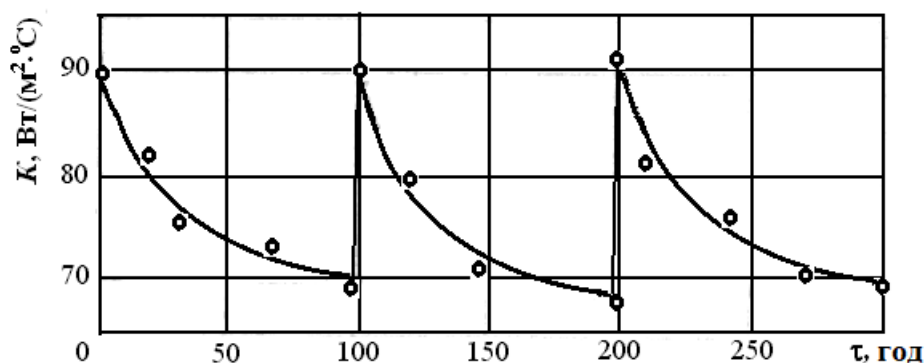


Рисунок 24 - Зміна коефіцієнта теплопередачі теплоутилізатора з системою очищення в процесі експлуатації.

Отже, результати досліджень доводять, що використання пропонованої



системи очищення робочих поверхонь в розробленому теплоутилізаційному устаткуванні в сукупності з можливим застосуванням попередніх пилоочисних заходів забезпечує досить надійну експлуатацію цього теплообмінного устаткування.

З метою утилізації теплоти відхідних газів скловарних печей склотарного виробництва, які є зазвичай найбільш продуктивнішими за виробництвом скла, успішно застосовуються теплоутилізатори водогрійні модульного типу (ТВМ), розроблені в Інституті технічної теплофізики (ІТТФ) НАН України. Ці теплоутилізатори компонуються з необхідного кількості модулів в залежності від витрати димових газів. На рис. 25 наведено принципову схему теплоутилізаційної установки для скловарних печей з варіантом компонування теплоутилізатора з трьох модулів.

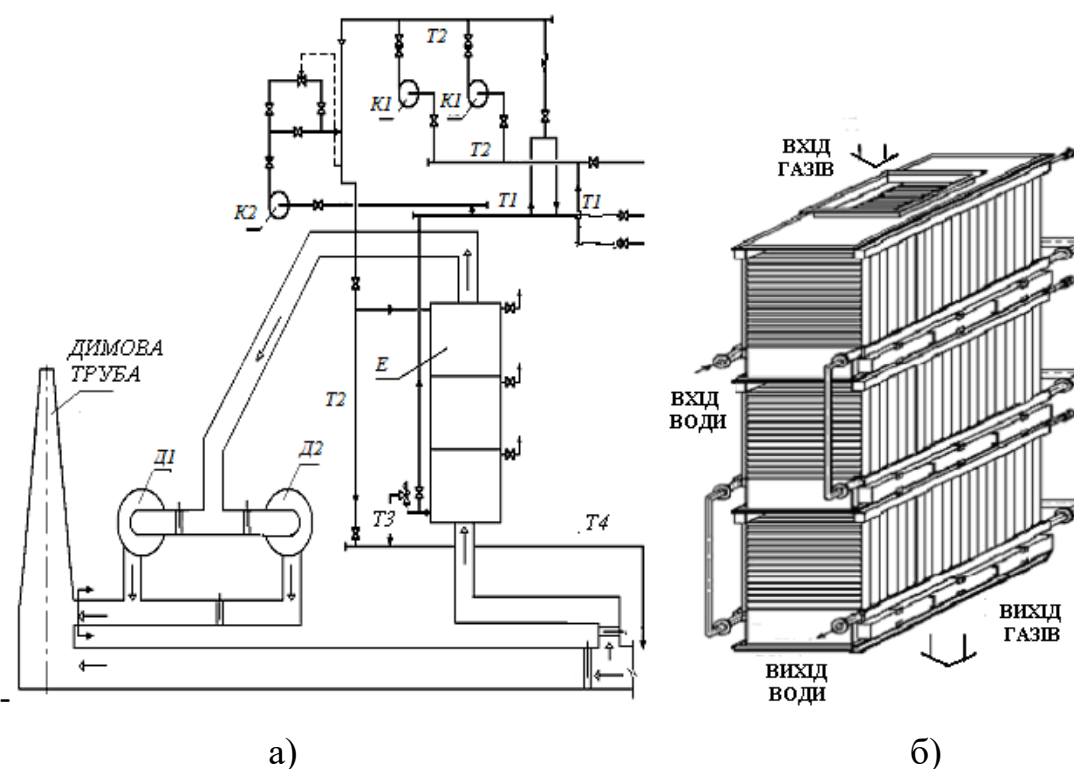


Рисунок 25 - Схема теплоутилізаційної установки (а) з теплоутилізатором ТВМ (б), призначеним для нагрівання води системи опалення:

E – теплоутилізатор; K – насоси; T – трубопроводи теплової мережі; $T3$ – трубопровід підживлюючий; $T4$ – трубопровід спорожнення теплоутилізатора; $\rightarrow$ – вентиль, засувка; $\rightarrow \uparrow$ – видалення повітря; $\rightarrow \rightarrow$ – напрямки потоків димових газів і води; $\rightarrow \leftarrow$ – запобіжний і зворотний клапани

Теплообмінна поверхня модуля набирається з сталевих панелей, утворених



трубами з мембранами. З метою запобігання корозії панелі можуть мати захисне антикорозійне покриття, або виготовляються з нержавіючої сталі. Розроблено теплоутилізатори для печей з витратою природного газу від 200 до 2000 м³/год, технічні характеристики яких наведено в таблиці 6. Конфігурація панелей сприяє зменшенню відкладень пилу в процесі експлуатації теплоутилізатора. Його конструкційне виконання дозволяє виконувати очищення цих поверхонь стисненим повітрям через відповідні люки.

Таблиця 6 - Основні технічні характеристики теплоутилізаторів

Теплопродуктивність, МВт	0,4 – 2,5
Витрата димових газів, м ³ /год	3000 – 400000
Витрата води, т/год	20 – 120
Температура газів на вході, °С	250 – 550
Температура газів на виході, °С	150 – 200
Аеродинамічний опір, Па	300 – 600
Гідравлічний опір, кПа	30 – 200
Габарити, мм:	
довжина	2500
ширина	1200 – 3600
висота	2000 – 6000
Маса, т	2 – 15
Збільшення коефіцієнта використання теплоти палива КВТП, %	7 – 15
Термін окупності витрат, років	до 1

На рис. 26 наведено дані щодо ефективності очищення теплообмінних поверхонь теплоутилізатора ТВМ, яке дозволяє практично відновлювати його початкову теплопродуктивність. За даними випробувань цих теплоутилізаторів, вони виявляються вельми ефективними як в тепловому плані, так і в плані їхньої аеродинаміки. Установка теплоутилізаторів ТВМ забезпечує склоробним підприємствам значну економію природного газу на виробництво теплоенергії, що витрачається на потреби опалення й гарячого водопостачання цих підприємств та прилеглих об'єктів.

Досвід експлуатації на різних склоробних підприємствах теплоутилізаційних систем з водогрійними теплоутилізаторами показує, що вони забезпечують використання приблизно 30–50% технічно можливого потенціалу



скидної теплоти через здебільшого незначні обсяги та сезонність потреб вказаних підприємств у тепловій енергії у вигляді гарячої води для опалення та гарячого водопостачання.

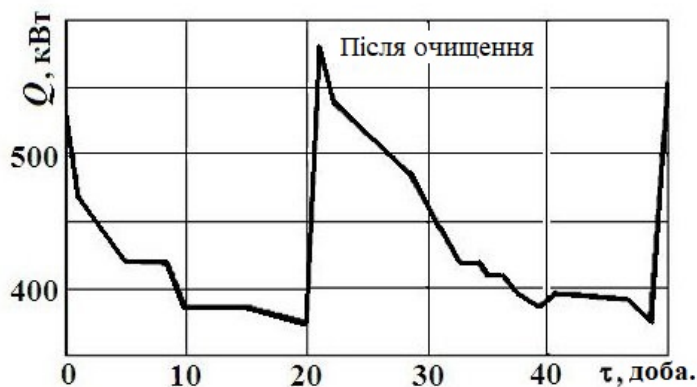


Рисунок 26 - Динаміка теплопродуктивності ТВМ між очищеннями теплообмінних поверхонь

2.2.2. Застосування повітрогрійних теплоутилізаторів в системах утилізації

Враховуючи обмеженість використання водогрійних теплоутилізаторів запічних газів протягом року через сезонність потреби в нагріваній в них води, розроблено також ефективні конструкції повітрогрійного устаткування, так званих кінцевих рекуператорів КР, які можуть завдяки цілорічному використанню утилізованої теплоти конкурувати з водогрійними теплоутилізаторами. Рис. 27 а ілюструє принципову схему використання цього повітрогрійного устаткування за скловарними печами. Теплообмінна поверхня рекуператора КР (рис. 27 б), у якому реалізується попереднє підігрівання повітря перед надходженням його до регенераторів печі, компонується із відповідних теплоутилізаторам ТВМ панелей, але з трубами з інтенсифікаторами теплообміну на їхніх внутрішніх поверхнях (див. рис. 23). Рух теплоносіїв перехреснотоківий з проходженням димових газів у міжпанельному просторі, а повітря в трубах. В трубах забезпечується інтенсифікація теплообміну в 1,5 – 1,9 разів більша у порівнянні з гладкими трубами при помірному (порівняно з іншими методами інтенсифікації теплообміну) зростанні аеродинамічного опору.

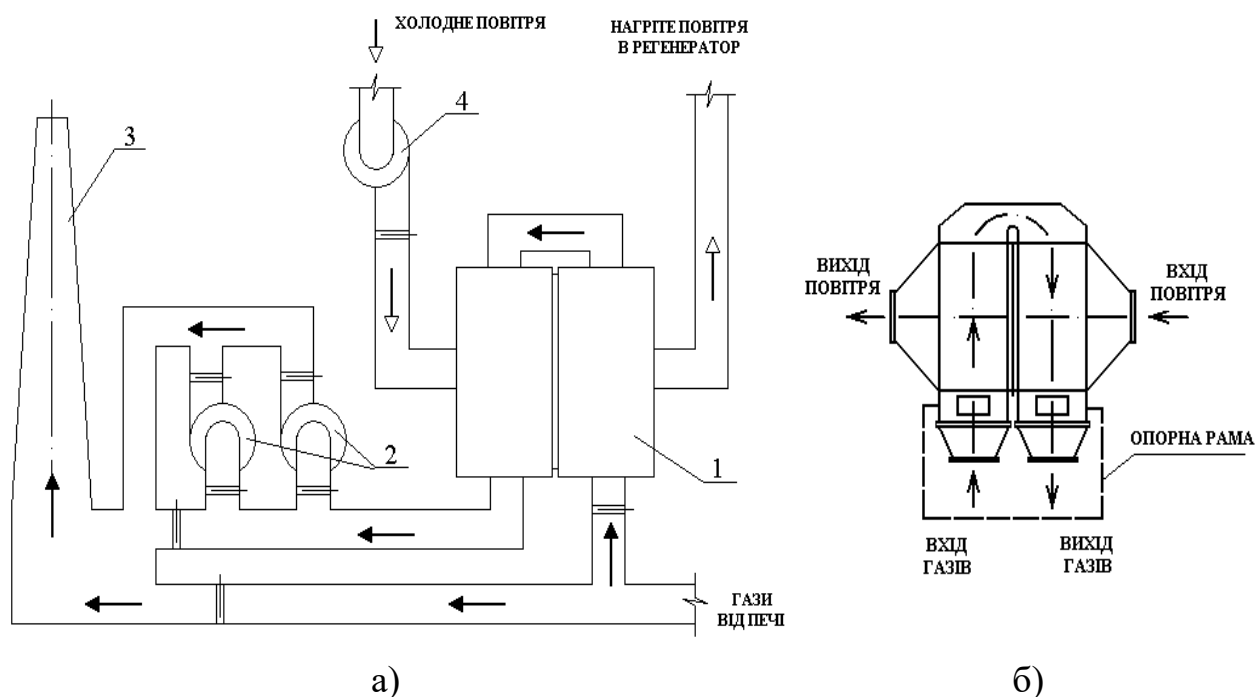


Рисунок 27 - Схема теплоутилізаційної установки (а) з повітрогрійним теплоутилізатором (б), призначеним для попереднього підігрівання холодного повітря перед надходженням його до регенераторів печі:

*1 – теплоутилізатор; 2 – димосос; 3 – димова труба; 4 – вентилятор;
 → → – напрямки потоків повітря і димових газів; — — — — газохід,
 — — — — повітропровід; — — — — шибер*

При застосуванні для скловарних печей теплоутилізаційних систем виникає проблема щодо вибору конструкційних матеріалів для теплоутилізаторів. Це особливо актуально для систем з повітрогрійним устаткуванням, Температура підігріву повітря в металевих рекуператорах обмежена термостійкістю застосовуваних матеріалів. У рекуператорах з нелегованого металу повітря доцільно підігрівати не вище 250 °С. На рис. 28 наведено дані щодо величини економічних показників повітрогрійного устаткування в залежності від кінцевої температури нагріваного повітря.

Очевидно, що підвищення рівня підігріву повітря в кінцевому рекуператорі призводить до його подорожчання через збільшення поверхні нагрівання, необхідності зміни схеми руху теплоносіїв (протитоку на протіток) та, зрештою, необхідності виготовлення вхідної частини рекуператора з жаростійких сплавів або кераміки. Як показали розрахунки, термін окупності витрат на впровадження рекуператора для скловарної печі мінімальний (0,48 року) при нагріванні холодного повітря до 200 °С (рис. 28) і не перевищує 0,6 року в інтервалі кінцевих температур нагріваного повітря 110 – 300 °С.

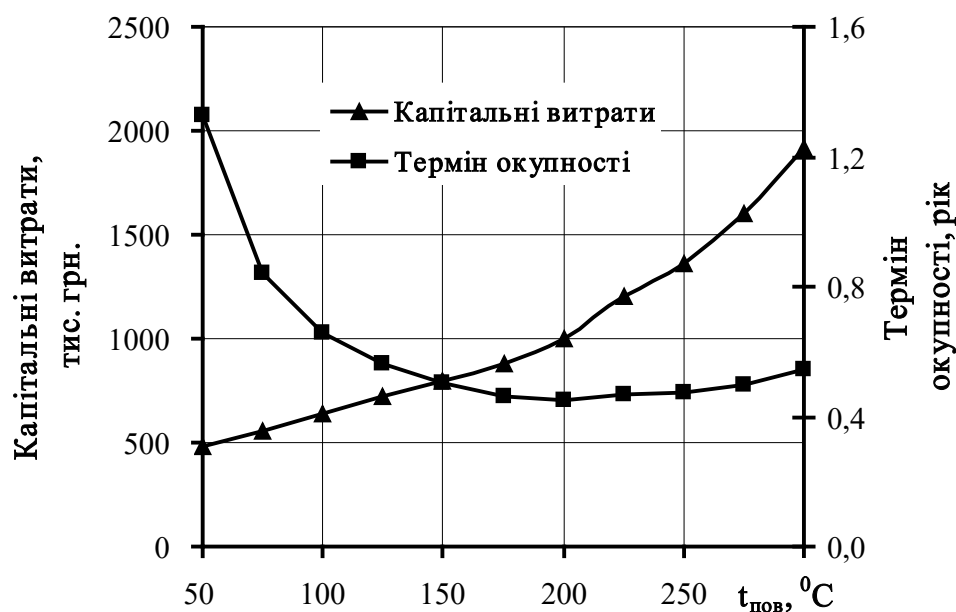


Рисунок 28 - Економічні показники кінцевого рекуператора

Виконано розрахункові дослідження щодо основних характеристик кінцевого рекуператора (рис. 27) при його використанні протягом року. Результати розрахунків в характерному діапазоні температур навколишнього середовища в цей період подано в табл. 7.

Таблиця 7 – Технічні характеристики кінцевого рекуператора

Найменування характеристики, розмірність	Значення
Теплопродуктивність, кВт	400 – 550
Витрата газів, кг/с	3,4
Температура газів на вході, $^\circ\text{C}$	400 – 550
Температура газів на виході, $^\circ\text{C}$	290 – 400
Витрата повітря, кг/с	3,12
Температура повітря на вході, $^\circ\text{C}$	-20 – 20
Температура повітря на виході, $^\circ\text{C}$	120 – 180
Аеродинамічний опір газового тракту, Па	450
Аеродинамічний опір повітряного тракту, Па	400
Габаритні розміри, мм: ДхШхВ	3000x1700x3300
Маса, кг	4200
Підвищення ККД печі, %	5,0 – 9,5

Наведені результати свідчать, що використання рекуператорів дозволяє суттєво підвищити ККД печі шляхом охолодження запічних газів. Доречно



зазначити, що в досліджуваному інтервалі температур в зимовому режимі експлуатації рекуператорів забезпечується вищий рівень охолодження димових газів (їхня мінімальна температура становить близько 290 °С та 360 °С при температурі газів за регенератором 400 та 550 °С відповідно). В літній період температура вихідних димових газів за рівних умов збільшується приблизно на 20 – 40 °С через зниження ефективності рекуператора та регенератора при підвищенні вхідної температури нагріваного повітря.

Використання розроблених водо- та повітрогрійних теплоутилізаторів відхідних газів скловарних печей забезпечує підвищення ефективності використання теплоти палива печі на 5 – 15 %. У порівнянні з водогрійними теплоутилізаторами ТВМ, що забезпечують підвищення КВТП печі на 7 – 15 %, кінцеві рекуператори КР мають нижчу теплову ефективність, оскільки максимальний рівень приросту ККД печі становить 9,5 %. Проте рекуператори характеризуються майже вдвічі більшим річним терміном використання і автономністю від зовнішнього споживача утилізованої теплоти.

Визначені в роботі рівні підвищення ефективності використання теплоти палива печі (ККД та КВТП) при застосуванні розроблених теплоутилізаторів відповідають значенням для інших розробок [1, 7, 8].

Зниження температури запічних газів після теплоутилізації, як вже зазначалось, погіршує режими експлуатації димових труб. Наведені в табл. 5, 6, 7 дані щодо температури вихідних димових газів необхідно враховувати при розрахунку режимів експлуатації цих труб в плані їх антикорозійного захисту та дотримання нормативних показників розсіювання в навколишньому середовищі шкідливих речовин запічних газів. Слід відмітити, що у разі необхідності підвищення вихідної температури для забезпечення нормативних екологічних показників димових труб, у запропонованих на рис. 25, 27 схемах передбачено байпасування частини відхідних від регенераторів газів повз теплоутилізатори.

2.3. Покращення екологічних показників скловарних печей при застосуванні теплоутилізаційних технологій

В даному розділі викладено результати досліджень ефективності заходів щодо покращення екологічної безпеки газоспоживальних промислових печей при реалізації енергозберігальних технологій. Ці технології описані в розділі 2 і реалізують корисне використання частини скидної теплоти запічних газів для скорочення витрат палива та задоволення потреб підприємств, що експлуатують



такі промислові печі, в теплоенергії на опалення, технологію та гаряче водопостачання.

Для корисного використання скидної теплоти запічних газів можуть застосовуватися теплоутилізаційні системи різного схемного виконання: із застосуванням повітрогрійного устаткування (регенераторів і рекуператорів), а також із застосуванням додаткових систем теплоутилізації скидної теплоти запічних газів після регенераторів. Обсяги цієї теплоти є досить значними через зазвичай високу температуру димових газів після регенераторів (400 – 450°C та може досягати 700°C [1]). Використання скидної теплоти запічних газів після регенераторів може здійснюватися з використанням водо- та повітрогрійних апаратів різного схемного та конструкційного виконання (див. розділ 2).

Тип застосовуваного теплоносія та його температурні показники при експлуатації систем теплоутилізації суттєво впливають на температуру і швидкість запічних газів в димових трубах, а отже і на умови розсіювання в навколишньому середовищі шкідливих викидів промислових печей. На ці показники суттєво впливає також тип димової труби (металева, цегляна, бетонна, тощо) та її конструкційні особливості.

Окрім вказаних режимних характеристик та конструкційних відмінностей димових труб екологічна безпека довкілля суттєво залежить від власне самих шкідливих викидів та їхніх масових концентрацій у запічних газах. Ці характеристики, як зазначалось, суттєво залежать від призначення та типу промислової печі (див. розділ 1.1).

2.3.1. Матеріал та методика досліджень

В роботі наведено результати спеціальних досліджень, орієнтованих на виявлення умов та методів екологізації газоспоживальних скловарних печей щодо покращення розсіювання їхніх шкідливих викидів при застосуванні сучасних енергоощадних технологій.

Аналіз ефективності запропонованих методів в роботі подано за прикладом їхнього застосування для скловарних печей регенеративного типу при виробництві тарного скла. Аналіз досвіду експлуатації цих печей свідчить про їх велику енергоємність і значний потенціал скидної теплоти. Температура димових газів традиційних скловарних печей регенеративного типу становить 650–400 °C [1, 24].

Для покращення умов розсіювання шкідливих викидів, що містяться в димових газах до прикладу котельних установок, застосовуються теплові методи тепловологісної обробки димових газів після теплоутилізації [29]. Із цих методів



для печей доцільно використовувати лише метод байпасування. Він полягає, як вже зазначалось, у пропусканні частини відхідних від регенераторів печі димових газів повз теплоутилізаційне устаткування для підвищення температури та швидкості запічних газів в димових трубах. Реалізація даного методу зазвичай передбачається при проектуванні систем теплоутилізації запічних газів. Принципове схемне рішення застосування методу байпасування для промислових печей регенеративного типу зображено на рис. 29.

Слід наголосити, що використання методу байпасування погіршує теплові показники застосовуваних систем теплоутилізації через зменшення обсягів використання скидної теплоти. Рівень даного погіршення відповідає частці байпасування запічних газів. Тому застосування даного методу може бути виправдано лише такою мірою, що забезпечує режими експлуатації димових труб, необхідні для покращення розсіювання шкідливих викидів димових газів.

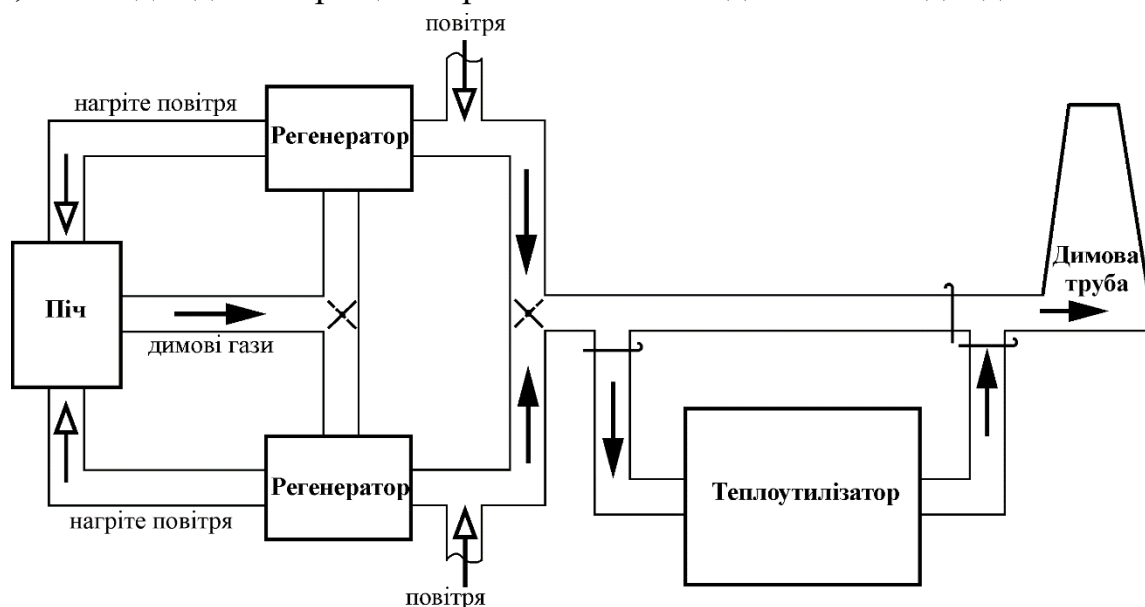


Рисунок 29 - Принципова схема системи теплоутилізації промислової печі регенеративного типу при застосуванні теплового методу байпасування димових газів повз теплоутилізаційне устаткування

В роботі розглядалося застосування для скловарних печей регенеративного типу теплоутилізаційних систем з використанням розробленого водо- та повітрогрійного теплоутилізаційного устаткування, описаного в розділі 2.

Для оцінювання ефективності застосування теплового методу байпасування запічних газів розраховувались їхні температури $t_{\text{гн}}$ та швидкості $V_{\text{гир}}$ у гирлі різних димових труб (табл. 8) за різних режимів експлуатації водо- та повітрогрійного теплоутилізаційного устаткування. При цьому частка байпасованих газів від регенераторів печі повз теплоутилізатори у суміші газів



перед димовою трубою змінювалась від 0 до 40%. Вихідні дані для виконання розрахункових досліджень наведено в таблиці 9.

Таблиця 8 - Характеристики димових труб

Тип димової труби	Значення геометричних параметрів			
	Висота, м	Діаметр у гирлі труби, м	Діаметр у гирлі ствола, м	Товщина стінки, гирло-основа, 10 ⁻² м
Залізобетонна	55	4,2	-	50
Залізобетонна зі вставними стволами	55	4,8	1,8	60
Цегляна	55	3,1	-	60
Металева	55	3,1	-	10

Визначалися максимальні приземні концентрації $C_{\max}$ в навколишньому середовищі таких шкідливих викидів скловарних печей, як оксиди сірки, азоту та технологічного пилу. Виконання розрахункових досліджень базувалося на використанні методичних рекомендацій [30, 31] за формулою:

$$C_M = \frac{AMFmn\eta}{H^2 \sqrt[3]{V_1 \Delta t}}, \quad (1)$$

де A – коефіцієнт, який залежить від температурного градієнта атмосфери, приймається для розташованих на Україні джерел висотою менше 200 м в зоні від 50° до 52° південної широти – 180, а південніше 50° південної широти – 200; M – маса шкідливої речовини, яка викидається в атмосферу за одиницю часу, г/с; коефіцієнт F , який враховує швидкість осідання шкідливих речовин в атмосфері для газів і η – коефіцієнт впливу рельєфу місцевості приймалися рівними одиниці; m , n – безрозмірні коефіцієнти, які враховують умови виходу димових газів із гирла труби; H – висота труби, м; V_1 – витрата вихідних із труби газів, м³/с; $\Delta t = t_r - t_{nc}$ – різниця між температурою вихідних газів, t_r і температурою навколишнього середовища t_{nc} , °С.

При розрахунку максимальних приземних концентрацій $C_{\max}$ розглянутих шкідливих речовин коефіцієнт A приймався максимальним (200). Коефіцієнти швидкості осідання шкідливих речовин в атмосфері та впливу рельєфу місцевості приймалися рівними одиниці, розрахункові безрозмірні коефіцієнти, що враховують умови виходу димових газів із гирла труби становили $m=0,98-1,23$ та $n=1,14-1,87$.



Таблиця 9 - Вихідні дані

Найменування показника, розмірність	Значення показника
Концентрація технологічного виносу в димових газах, мг/м ³	
сірчистий ангідрид	1150
азоту оксиди	1300
пил	200
Витрата газу на піч, м ³ /год	2350
Коефіцієнт надлишку повітря в димових газах	1,4
Витрата димових газів, кг/с	12,24
Температура димових газів після регенераторів печі, °С	400–450
Початкова температура нагріваного повітря, °С	-20 – +20
Площа поверхні нагрівання повітрогрійного теплоутилізатора, м ²	480
Початкова температура нагріваної води протягом опалювального періоду з температурою навколишнього середовища від -20 до +10°С, °С	60–35
Витрата води, кг/с	14,0
Площа поверхні нагрівання водогрійного теплоутилізатора, м ²	440
Витрата забруднювальних речовин на одиницю спаленого газу, мг/с на 1 м ³ :	
сірчистий ангідрид	4,7
азоту оксиди	5,3
пил	1,2

2.3.2. Режими експлуатації димових труб скловарних печей при застосуванні систем утилізації теплоти з димовими трубами та теплоутилізаторами різного типу

Основні отримані результати розрахунків теплових і аеродинамічних режимів димових труб різного типу з системою теплоутилізації (ТУ) та без неї (без ТУ) при використанні повітрогрійних теплоутилізаторів подано на рис. 30.

Аналіз результатів досліджень свідчить, що застосування систем теплоутилізації, тип димової труби і теплоізоляційні властивості її корпусу, мають суттєвий вплив на процеси охолодження запічних газів в димових трубах, а відтак і на їхні температури $t_{\Gamma}^{\text{гир}}$ та швидкості $V_{\Gamma}^{\text{гир}}$. При цьому значення вказаних величин зростають з підвищенням температури навколишнього середовища $t_{\text{нс}}$ завдяки зменшенню теплових втрат з поверхні корпусу димових труб. Застосування систем теплоутилізації викликає суттєве зменшення усіх досліджуваних величин.

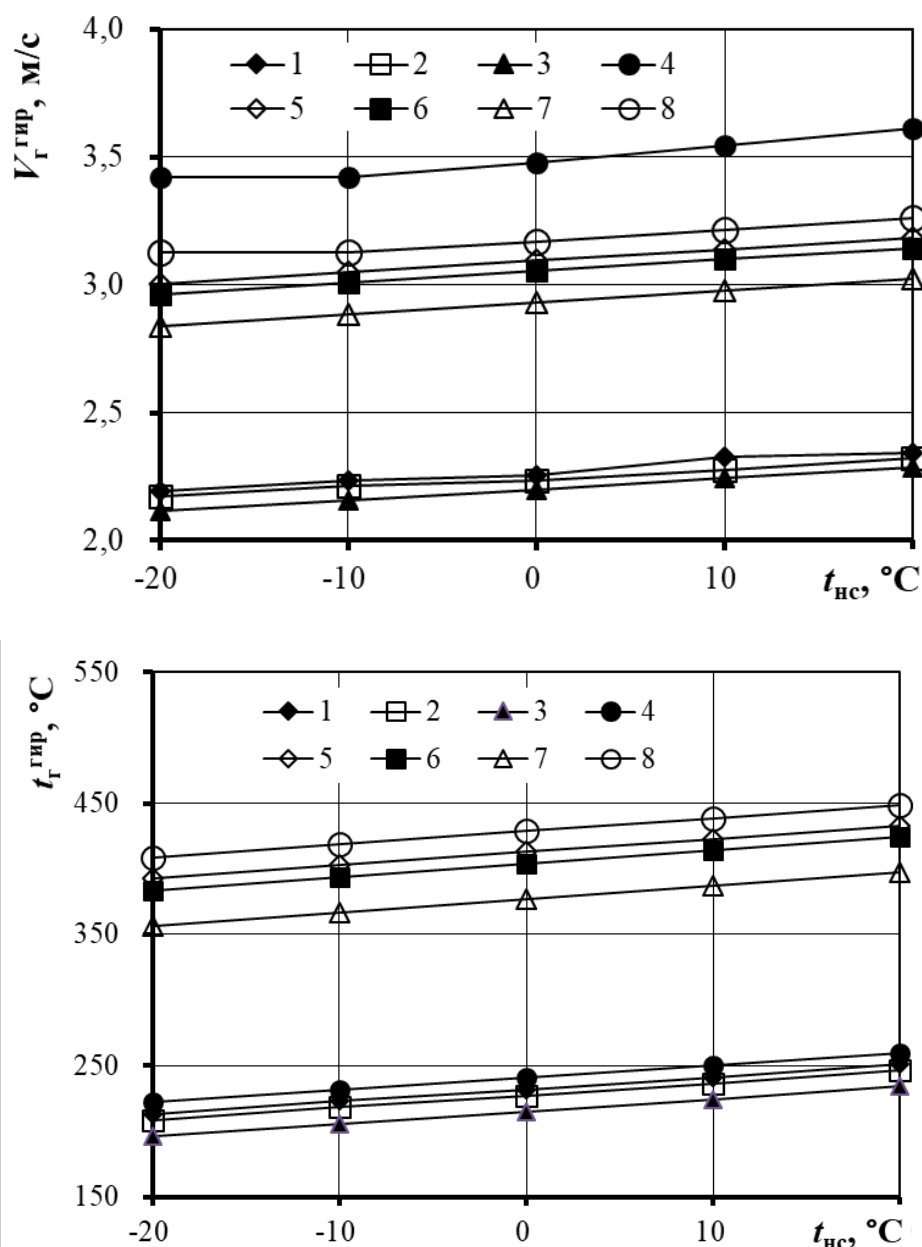


Рисунок 30 - Залежність від температури навколишнього середовища швидкості V_g і температури t_g запічних газів у гирлі димової труби при експлуатації повітрогрійних теплоутилізаторів (1–4) та без них (5–8) для димових труб:

1, 5 – цегляна; 2, 6 – залізобетонна; 3, 7 – металева; 4, 8 – триствольна

Зважаючи на значне охолодження димових газів при застосуванні систем теплоутилізації димових газів, розраховувались температури внутрішньої поверхні $t_{\text{п}}^{\text{гир}}$ в гирлі димової труби. Отримані дані свідчать, що точка роси запічних газів в димовій трубі не змінювалась і становила 54 °C у разі застосування системи теплоутилізації та без неї. При чому використання систем теплоутилізації для усіх розглянутих труб окрім металевої не призводить до



зниження температури $t_{\text{п}}^{\text{гир}}$ нижче точки роси димових газів. Для металевої димової труби таке зниження мало місце і відповідало температурі навколишнього середовища нижче 0 °С. Цей факт є небезпечним з точки зору виникнення посиленої корозії металевої труби навіть із легованої конструкційної сталі, зважаючи на вміст корозійно активних речовин у запічних газах.

Що стосується швидкості запічних газів в димовій трубі, то її зміна (а саме зменшення) була несуттєвою залежно від температури навколишнього середовища для кожного з досліджуваних варіантів труб та при застосуванні системи теплоутилізації (ТУ) і без неї (без ТУ).

Без системи ТУ значення швидкості димових газів визначалося здебільшого величиною перерізів для їх проходження та типом димової труби. При однакових перерізах димових труб зменшення швидкості зі збільшенням температури навколишнього середовища було дещо відчутним лише для металевих димових труб (див. рис. 30).

Застосування системи теплоутилізації з повітрогрійними теплоутилізаторами більш відчутно впливає на зменшення швидкості запічних газів у димовій трубі. При можливості зміни перерізу (у разі використанні триствольної труби) у варіанті використання системи ТУ для евакуації димових газів можуть застосовуватись два стволи, що дозволяє дотримуватись розрахункових значень швидкості на виході з гирла труби на рівні (або вище) значень цієї швидкості до встановлення теплоутилізаційного устаткування.

Зміна температур димових газів була суттєвою залежною від вказаних варіантів експлуатації печі та від температури навколишнього середовища $t_{\text{нс}}$. В триствольних димових трубах, що характеризуються найменшими втратами теплоти в навколишнє середовище завдяки теплоізоляційним властивостям корпусу труби та повітряного прошарку між трьома стволами, охолодження димових газів було незначним для кожного із розглянутих варіантів. Для температури $t_{\text{нс}}$ в діапазоні різниця температур Δt між входом і виходом газів з димової труби не перевищувала 2 °С для кожної з досліджуваних температур діапазону від -20 °С до +20 °С.

Дещо гіршими показниками щодо охолодження димових газів характеризуються цегляні та залізобетонні одноствольні димові труб и з відносно високими теплоізоляційними властивостями корпусу. Для цих труб максимальне значення вказаної різниці Δt становило відповідно 10 та 18 °С для експлуатації печі з системою теплоутилізації і 18 та 34 °С без неї. Вищі значення температури в теплий період року пояснюються збільшенням температури димових газів на вході в димову трубу через зниження ефективності



регенераторів та рекуператорів при підвищенні початкової температури нагріваного повітря. Стосовно металевої димової труби, то тут охолодження газів в процесі її проходження було найбільшим для обох розглянутих варіантів експлуатації печі. Максимальне значення різниці температур Δt між входом і виходом газів з димової труби при застосуванні системи теплоутилізації становило 27 °С та без неї 53 °С. При цьому для усіх труб найнижче значення температури вихідних газів $t_{\text{г}}^{\text{гир}}$ в гирлі димової труби відповідало самій нижчій із розглянутих температур навколишнього середовища (-20 °С). Для металевої димової труби значення $t_{\text{г}}^{\text{гир}}$ було рівним 196 °С у разі застосування системи ТУ та 397 °С без неї.

Виконано також розрахункові дослідження режимів експлуатації димових труб печей виробництва тарного скла при їх оснащенні водогрійними теплоутилізаторами. Основні результати наведено на рис. 31. Аналіз отриманих результатів щодо температури $t_{\text{г}}^{\text{гир}}$ та швидкості $V_{\text{г}}^{\text{гир}}$ димових газів на виході із гирла димової труби для водогрійних теплоутилізаторів засвідчив ті ж тенденції щодо зміни цих величин в залежності конструктивних особливостей димових труб, як і для повітрогрійних теплоутилізаторів. Однак абсолютні значення цих величин у порівнянні з повітрогрійними теплоутилізаторами були нижчими через більш глибоке охолодження димових газів у водогрійному теплоутилізаційному устаткуванні.

Відмінним, а саме протилежним, є і характер зміни температури $t_{\text{г}}^{\text{гир}}$ та швидкості $V_{\text{г}}^{\text{гир}}$ димових газів зі зростанням температури навколишнього середовища $t_{\text{нс}}$. Так, у разі застосування повітрогрійних теплоутилізаторів значення $t_{\text{г}}^{\text{гир}}$ та $V_{\text{г}}^{\text{гир}}$ зростають, а для водогрійних навпаки, ці значення знижуються. Це пояснюється зменшенням температури нагріваного теплоносія (води) із зростанням температури навколишнього середовища $t_{\text{нс}}$.

Щодо характеру зміни температури поверхні $t_{\text{п}}^{\text{гир}}$ в гирлі димової труби при зростанні температури навколишнього середовища у разі застосування водогрійних теплоутилізаторів, то він відповідає характеру зміни $t_{\text{г}}^{\text{гир}}$ та $V_{\text{г}}^{\text{гир}}$ для трьох розглянутих типів труб, окрім металевої. Для металевої димової труби спостерігається зростання $t_{\text{п}}^{\text{гир}}$ при підвищенні $t_{\text{нс}}$. Це пов'язано з переважним впливом температури $t_{\text{нс}}$ навколишнього середовища на зміну $t_{\text{п}}^{\text{гир}}$ у порівнянні з впливом температури газів $t_{\text{г}}^{\text{гир}}$.

Проведені розрахунки показали, що точка роси водяної пари в запічних газах в димовій трубі для обох варіантів застосування теплоутилізаційних систем не змінювалась та становила 54 °С і відповідала точці роси димових газів без застосування системи теплоутилізації.

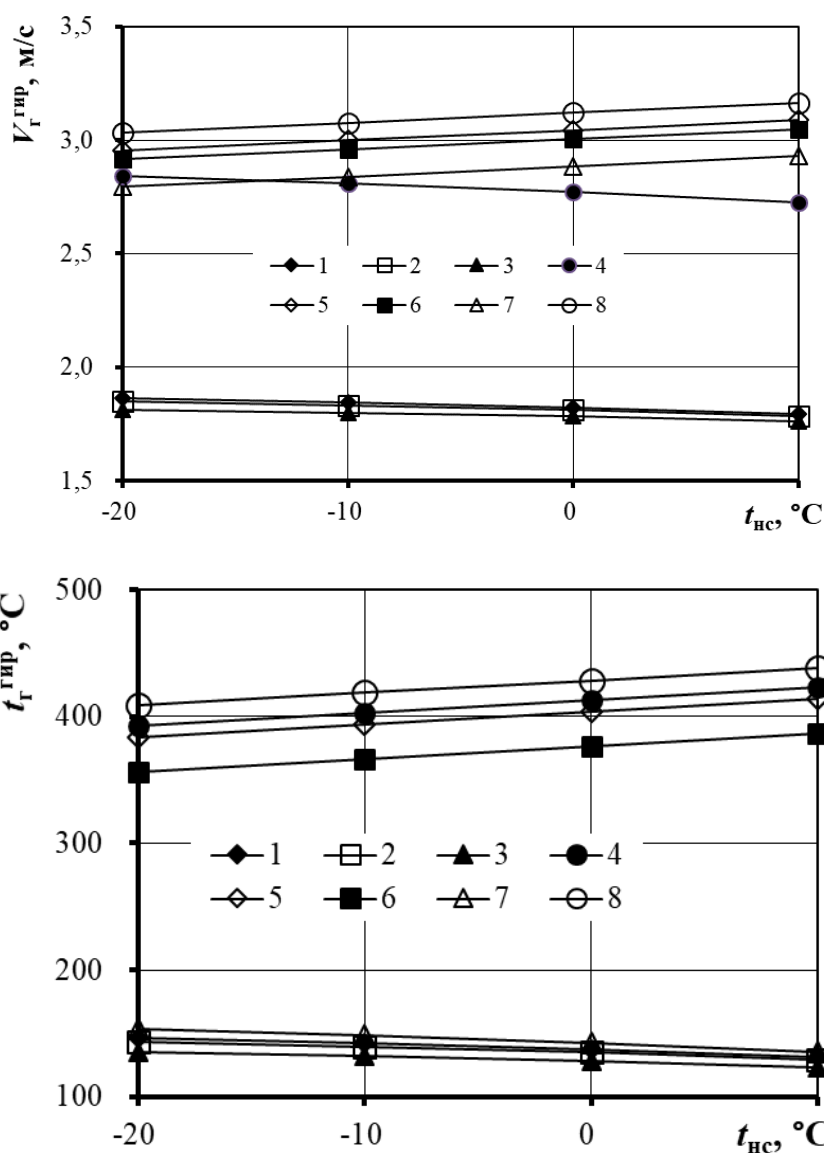


Рисунок 31 - Залежність від температури навколишнього середовища $t_{нс}$ швидкості $V_{гир}$ і температури $t_{гир}$ запічних газів в гирлі димової труби при експлуатації водогрійних теплоутилізаторів (1–4) та без них (5–8) для димових труб:

1, 5 – цегляна; 2, 6 – залізобетонна; 3, 7 – металева; 4, 8 – триствольна

Отримані розрахункові дані свідчать також, що для обох розглянутих систем теплоутилізації з використанням водо- або повітрогрійних теплоутилізаторів найбільш ефективними димовими трубами з точки зору показників теплових та аеродинамічних режимів їх роботи, є труби зі вставними газовідвідними стволами. Дещо гіршими показниками характеризуються димові труби з цегли, ще гіршими – з бетону, а використання металевих димових труб для евакуації запічних газів є проблематичним без застосування систем їх теплового захисту від конденсатуутворення.

Результати виконаних досліджень щодо режимних характеристик запічних



газів в димових трубах засвідчили, що застосування будь-яких теплоутилізаторів погіршує режими експлуатації цих труб. Так температура та швидкість запічних газів у гирлі димових труб суттєво зменшується. Для покращення режимів експлуатації димових труб розглянуто застосування в теплоутилізаційних системах теплового методу байпасування відхідних від регенераторів печі димових газів повз теплоутилізаційне устаткування. Виконано розрахункові дослідження щодо ефективності методу байпасування для зменшення максимальної приземної концентрації характерних шкідливих викидів скловарних печей регенеративного типу за умов застосування двох розглянутих систем теплоутилізації. Розрахунки показали, що метод байпасування забезпечує у гирлі димової труби відносне збільшення температури газів у 1,13 – 1,16 разів, а їхньої швидкості у 1,05 – 1,09 рази при зростанні частки байпасування σ від 0 до 40 % для систем з повітрогрійними теплоутилізаторами та газів у 1,6 – 1,8 і 1,2–1,3 разів відповідно при застосуванні водогрійного теплоутилізаційного устаткування.

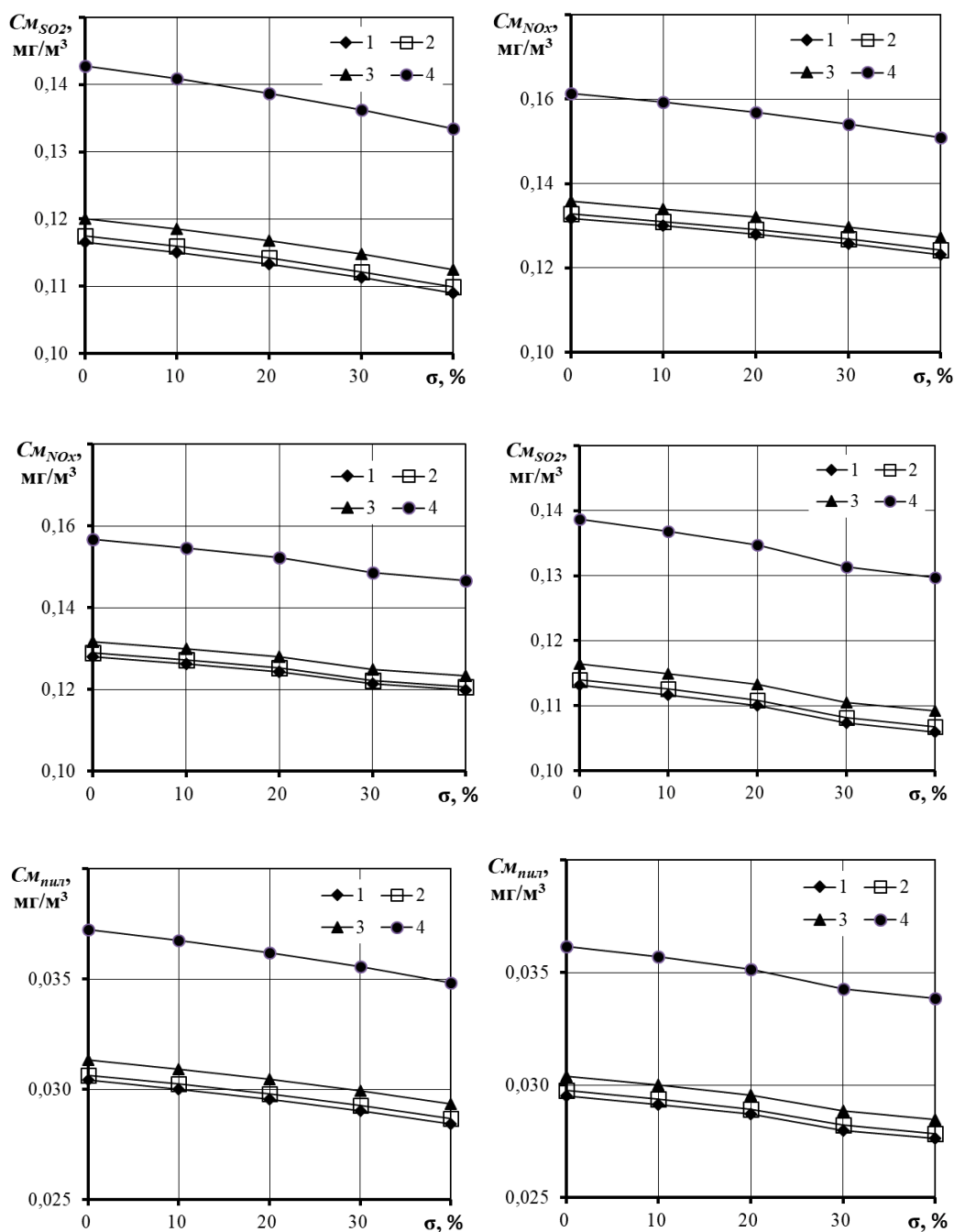
2.3.3. Екологічна ефективність застосування методу байпасування

частини димових газів від регенераторів печі повз теплоутилізаційне устаткування

З використанням отриманих результатів щодо режимних характеристик відхідних газів в димових трубах виконано розрахунки максимальної приземної концентрації характерних шкідливих викидів запічних газів для різних димових труб при використанні теплоутилізаційних систем з повітрогрійним теплоутилізаційним устаткуванням (кінцевими рекуператорами) протягом року в залежності від часток байпасування σ гарячих газів повз кінцевий рекуператор (рис. 32).

Як видно з наведених даних, значення максимальних приземних концентрацій C_m суттєво залежать від типу застосованої димової труби. Найнижчі значення C_m відповідають димовим трубам з кращими теплоізоляційними властивостями, більшій частці σ байпасування гарячих газів від регенераторів печі повз теплоутилізаційне устаткування та вищій температурі навколишнього середовища.

Отримані дані свідчать також, що при збільшенні частки байпасованих газів σ від 0 до 40 % значення максимальної приземної C_m зменшується в межах 5-7 % для викидів оксиду сірки та оксидів азоту і 13-15 % для пилу. При цьому менші значення зменшення відповідають трубам з кращими теплоізоляційними властивостями оболонки димової труби.



а)

б)

Рисунок 32 - Залежність максимальної приземної концентрації викидів двоокису сірки, оксидів азоту та пилу від частки байпасування σ для різних димових труб при мінімальній зимовій температурі -20°C (а) та максимальній літній $+20^{\circ}\text{C}$ (б) температурах та при використанні повітрогрійних теплоутилізаторів:

1 – цегляна; 2 – бетонна; 3 –металева; 4– триствольна труби

Що стосується впливу температури навколишнього середовища t_{nc} на значення концентрації C_m , то за результатами виконаних досліджень вона має менший вплив, ніж вплив частки байпасування σ . Так, спостерігається



зменшення величин C_m лише на 1-3 % при підвищенні t_{nc} від -20 до $+20$ °C.

Результати виконаних досліджень максимальних приземних концентрацій для водогрійних теплоутилізаторів наведено на рис. 33.

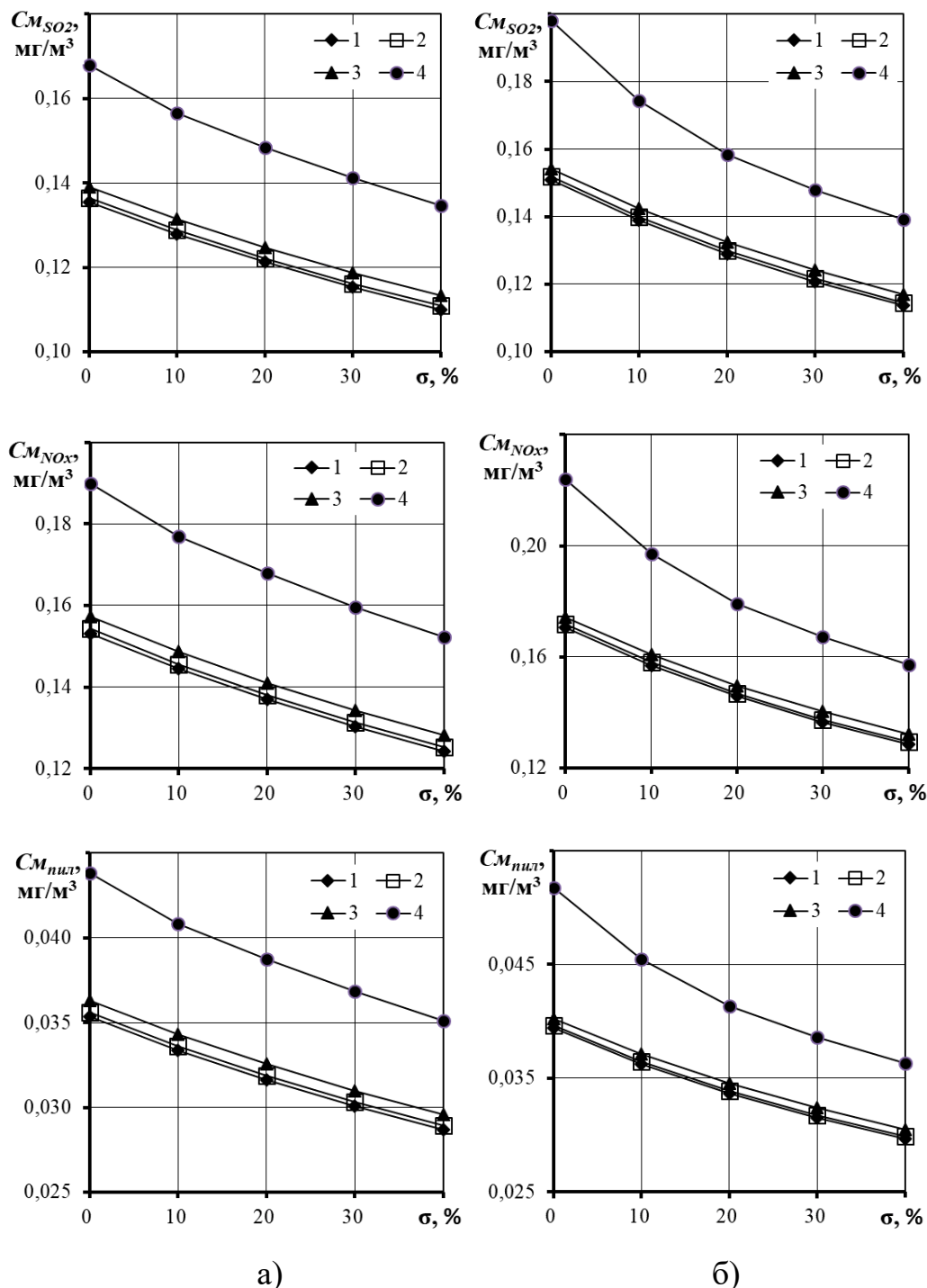


Рисунок 33 - Залежність максимальної приземної концентрації викидів двоокису сірки, оксидів азоту та пилу від частки байпасування σ для різних димових труб при мінімальній зимовій температурі -20°C (а) та максимальній літній $+10^\circ\text{C}$ (б) температурах та при використанні водогрійних теплоутилізаторів:

1 – цегляна; 2 – бетонна; 3 –металева; 4– триствольна труби



Аналіз отриманих результатів свідчить, що як і у ситуації з використанням повітрогрійних теплоутилізаторів значення максимальних приземних концентрацій C_m усіх розглянутих шкідливих викидів (двоокису сірки, оксидів азоту та пилу) зменшуються із зростанням часток байпасування газів повз теплоутилізаційне устаткування.

Однак, для теплоутилізаційних систем з водогрійним устаткуванням рівні концентрацій усіх шкідливих викидів C_m є вищими через більш поглиблене охолодження запічних газів в даних системах, яке зменшує ефективність застосовуваного теплового методу при тих же частках байпасування запічних газів σ . За цих умов застосування методу байпасування є більш ефективним, ніж при використанні повітрогрійних теплоутилізаторів. Так, отримані дані свідчать, що при збільшенні частки байпасованих газів σ від 0 до 40 % значення максимальної приземної концентрації C_m зменшується приблизно на 19-25 % для викидів оксиду сірки та оксидів азоту і 21–36 % для пилу. При цьому менші значення зменшення також відповідають трубам з кращими теплоізоляційними властивостями оболонки димової труби.

Різним є також і вплив температури навколишнього середовища t_{nc} на рівні зменшення приземних концентрацій C_m для усіх розглянутих видів забруднення атмосфери. Отримані дані свідчать, що з підвищенням температури навколишнього середовища t_{nc} значення максимальних приземних концентрацій C_m розглянутих шкідливих викидів зростають на 9–19 %. Це також пояснюється поглибленим охолодженням димових газів з підвищенням температури t_{nc} , що відповідає зниженню температури нагріваної води.

Отже, результати виконаних досліджень засвідчили ефективність використання теплового методу байпасування гарячих димових газів від регенераторів печей повз теплоутилізаційне устаткування для покращення умов розсіювання шкідливих викидів в навколишньому середовищі. Використання даного методу також сприяє покращенню теплових режимів роботи димових труб з точки зору запобігання в них конденсатоутворенню в умовах застосування теплоутилізаційних технологій.



Висновки

В роботі наведено результати комплексу експериментальних та розрахункових досліджень щодо підвищення теплової ефективності газоспоживальних скловарних печей та покращення їхніх екологічних показників.

1. За результатами експериментальних досліджень встановлено основні складові відхідних димових газів скловарних печей. Отримані дані свідчать про суттєві відмінності як в кількісному, так і якісному плані для різних скловиробництв. При вирішенні завдань теплоутилізації запічних газів і захисту від корозійного та ерозійного зношування робочих поверхонь відповідного теплоутилізаційного устаткування необхідно враховувати отримані результати для умов конкретного застосування теплоутилізаційних технологій

2. Теплофізично обґрунтовано використання запропонованої технології утилізації теплоти відхідних газів скловарних печей в водогрійних теплообмінних апаратах з мембранними трубами. На базі комп'ютерного моделювання з використанням поєднаної постановки задачі теплопереносу встановлені закономірності течії та теплообміну при поперечному обтіканні мембранних трубних пучків в широкому діапазоні зміни режимних і геометричних параметрів. При цьому встановлено, що:

а) густина труб в пакеті робить вплив, перш за все, на динаміку виникнення і протяжність вторинних вихорів в міжтрубних зонах. Причому для розряджених пакетів ($s_1/D > 2$) невеликі вторинні відривні зони виникають, починаючи з $Re = 500$, а для більш щільних ($s_1/D \leq 2$) - починаючи з $Re = 250-300$;

б) з ростом числа Re критичні точки приєднання та відриву потоку зміщуються назустріч один до одного за твірною труб, так що інтенсивність і розміри зон зворотного плину в міжтрубному просторі збільшуються, помітно інтенсифікуючи при цьому теплообмінні процеси;

в) чисельні рішення, що відповідають двовимірної і тривимірної постановкам задачі, можуть помітно відрізнятися як в якісному, так і в кількісному відношенні, так, при збільшенні числа Рейнольдса, у разі використання тривимірної моделі течії, поблизу міжтрубних мембран спостерігається інтенсифікація переносних процесів уздовж осі OZ і регресія цих процесів у напрямку до ядра потоку. Внесок даної складової потоку, виражається у збільшенні числа Nu на 15-20% в порівнянні з двовимірної моделлю течії і зростає з ростом числа Рейнольдса.

3. Отримано дані чисельних досліджень аеродинаміки і теплообміну в



мембранних трубних пакетах для умов запиленних димових газів при рівнях технологічного виносу до 350 мг/нм^3 . Виконана оцінка впливу на теплову ефективність теплоутилізаторів шару забруднюючих відкладень на теплообмінних поверхнях. Показано, що зважаючи на утворення шару зазначених відкладень, теплова ефективність теплоутилізаторів, перед очищенням теплообмінних поверхонь, може знижуватися до 50% від її номінальної величини.

4. На основі експериментальних досліджень встановлено закономірності зміни у часі коефіцієнтів теплопередачі і аеродинамічного опору водотрубних мембранних теплоутилізаторів панельного типу при різному ступені запиленості димових газів і визначена тривалість циклів проведення очистки мембранних поверхонь нагріву від пилових відкладень: для печей виробництва скляної тари цей період склав 10 – 14, а для печей виплавки медичного скла - 5 – 7 діб.

5. Розроблено та визначено теплові і режимні характеристики систем теплоутилізації запічних газів з використанням водо- та повітрогрійного устаткування. Конструкційне виконання теплоутилізаторів дозволяє ефективно очищувати стисненим повітрям його робочі поверхні від відкладень твердого технологічного виносу печей. Застосування теплоутилізаційних систем забезпечує підвищення ефективності використання палива в печі на 5–15 %.

6. Досліджено режимні параметри (температури та швидкості) димових газів на виході із гирла) для димових труб різного типу при застосуванні систем теплоутилізації з водо- та повітрогрійним устаткуванням. Показано, що використання цих систем погіршує технологічні режими димових труб через зменшення вказаних параметрів. При цьому встановлено, що системи з розглянутими повітрогрійними теплоутилізаторами у порівнянні з системами з водогрійним устаткуванням характеризуються вищими значеннями температури та швидкості на виході з гирла димових труб.

7. Запропоновано для покращення режимів експлуатації димових труб застосування в теплоутилізаційних системах теплового методу байпасування відхідних від регенераторів печі димових газів повз теплоутилізаційне устаткування.

8. Виконано розрахункові дослідження щодо ефективності методу байпасування для зменшення максимальної приземної концентрації характерних шкідливих викидів скловарних печей регенеративного типу за умов застосування двох розглянутих в роботі систем теплоутилізації. Показано, що метод байпасування забезпечує у гирлі димової труби відносне збільшення температури газів у 1,13 – 1,16 разів, а їхньої швидкості у 1,05 – 1,09 рази при



зростанні частки байпасування σ від 0 до 40 % для систем з повітрогрійними теплоутилізаторами та у 1,6 – 1,8 і 1,2 – 1,3 разів відповідно при застосуванні водогрійного теплоутилізаційного устаткування.

9. Визначено максимальні приземні концентрації C_m у навколишньому середовищі характерних шкідливих викидів скловарних печей, таких як оксиди сірки, азоту та технологічного пилу за умов використання методу байпасування для різних систем теплоутилізації та димових труб. Показано, що нижчі значення C_m відповідають теплоутилізаційним системам з повітрогрійними теплоутилізаторами, димовим трубам з кращими теплоізоляційними властивостями оболонки, більшій частці байпасування гарячих газів від регенераторів печі повз теплоутилізаційне устаткування та вищій температурі навколишнього середовища. При цьому ефективність впливу методу байпасування газів на покращення екологічних показників є вищою для теплоутилізаційних систем з водогрійними теплоутилізаторами.



KAPITEL 3 / CHAPTER 3 ³

INCREASE IN THE ENERGY EFFICIENCY OF WATER RECEIVING SYSTEMS FROM THE ATMOSPHERIC AIR USING SOLAR THERMAL ENERGY

DOI: 10.30890/2709-2313.2023-16-02-028

3.1. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

У теперішній час більше 40 відсотків населення світу живе в районах, що відчувають середню або гостру нестачу води. Передбачається, що до 2025 року приблизно дві третини населення світу — біля 5,5 мільярда людей — будуть жити в районах, що зіткнуться з нестачею води у таких масштабах (Рис.1.) [20].

Water Stress by Country: 2040

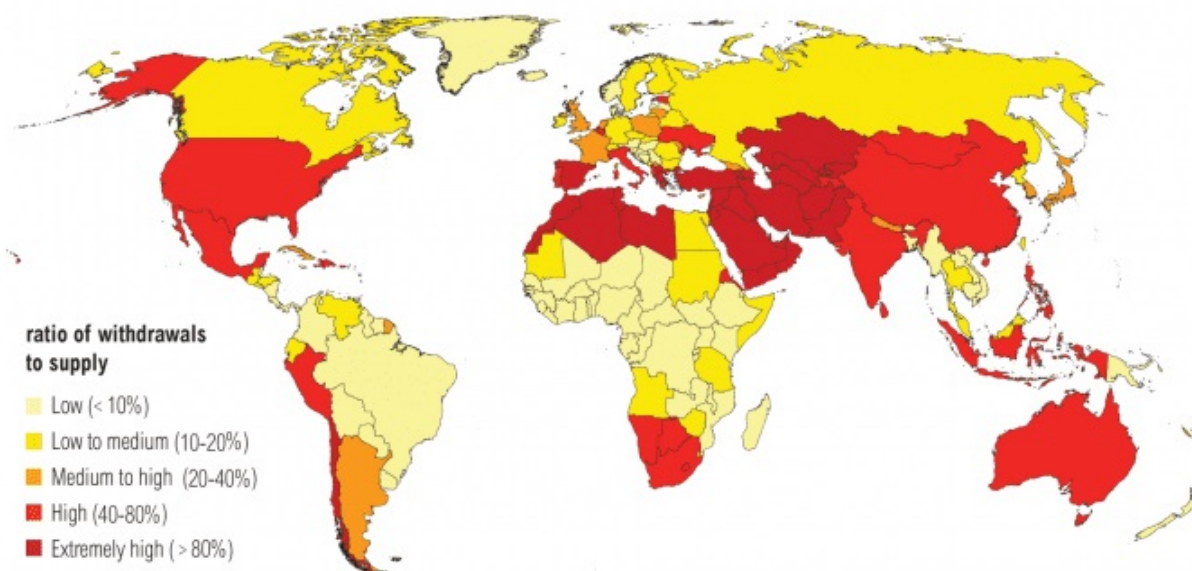


Рис.1 - Території планети з дефіцитом водних ресурсів

Нараховується більше 1 мільярда людей, що не мають стійкого доступу до чистої води. 2,4 мільярда людей — більше однієї третини населення світу — не мають доступу до належних засобів санітарії. Ця ситуація призводить до катастрофічних наслідків і найближчим часом може мати місце і в Україні.

Щороку більше 2,2 мільйонів людей, головним чином у країнах, що розвиваються, помирають від захворювань, пов'язаних з низькою якістю води та незадовільними санітарно-гігієнічними умовами.

³Authors: Titlov Oleksandr Sergeyevich, Bilenko Nataliia Oleksandrivna, Osadchuk Evgeny Oleksandrovich



Сучасні інтенсивні технології отримання харчової та технологічної води з морської характеризуються високими витратами теплової енергії при випаровуванні (дистиляції) або достотно високими витратами електричної енергії в процесах виморожування за допомогою компресійних холодильних машин.

Для побутових і господарських потреб в незначній кількості з давніх давен прісну воду отримували шляхом збору сконденсованих крапель із повітря в результаті природнього добового радіаційного охолодження земної поверхні у дуже обмеженій кількості.

І до теперішнього часу цей спосіб не втратив своєї актуальності та застосовується уже із застосуванням сучасних технологій (Рис.2).

Відомо, що при зниженні температури на $10\div 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ з кожного кубічного метру можливо виділити $10\div 14\text{ г}$ води.

Для підвищення ефективності процесу конденсації пару води у природніх умовах використовують інтенсифікуючі елементи. В першу чергу, це холодоакумулятори (щєбінь) та теплові труби, що забезпечують передачу тепла на значні відстані. Використовуються і тверді сорбенти, що працюють у циклічному режимі «зарядки-розрядки».

До недоліків відомих способів отримання води в природніх умовах слід віднести залежність від змінних протягом доби та пори року тепловологісних параметрів атмосферного повітря.

3.2. Методи отримання води з атмосферного повітря за допомогою термотрансформаторів

3.2.1. Парокомпресійні термотрансформатори

На рис. 3 наведена схема роботи механічного осушувача. Повітря, що осушується, потрапляє спочатку до ребристого повітроохолоджувача безпосереднього охолодження, у трубках якого кипить холодильний агент (R12 або R22) [1].

Оскільки поверхня повітроохолоджувача має температуру нижче точки роси повітря, що осушується, волога конденсується у вигляді крапель, що стікають у піддон або інію, що осідає на зовнішній поверхні трубок та ребер. При цьому температура та вміст вологи повітря знижуються.

Охолоджене та осушене повітря потрапляє до ребристого конденсатору повітряного охолодження, у трубках якого конденсується холодильний агент,



стиснений компресором до тиску конденсації.

Прихована теплота конденсації передається повітрю, яке нагрівається до температури, що перевищує початкову температуру повітря у приміщенні. Нагріте сухе повітря подається вентилятором до осушувача приміщення.



Рис. 2 - Модифікований спосіб отримання води з використанням природнього холоду

Рідкий холодильний агент дроселюється з тиску конденсації до тиску кипіння в регулюючому вентилі тієї чи іншої конструкції або в капілярній трубці та потрапляє знову до випаровувача, де охолоджує та осушує повітря за рахунок своєї прихованої теплоти випаровування.

Волога, що випала із повітря на трубках та ребрах повітроохолоджувача, стікає по ним у піддон, звідки і відводиться у каналізацію.

У випадку труднощів з безперервним дренаванням, вода накопичується у піддоні, що має достатню ємність, та періодично виливається в каналізацію вручну.

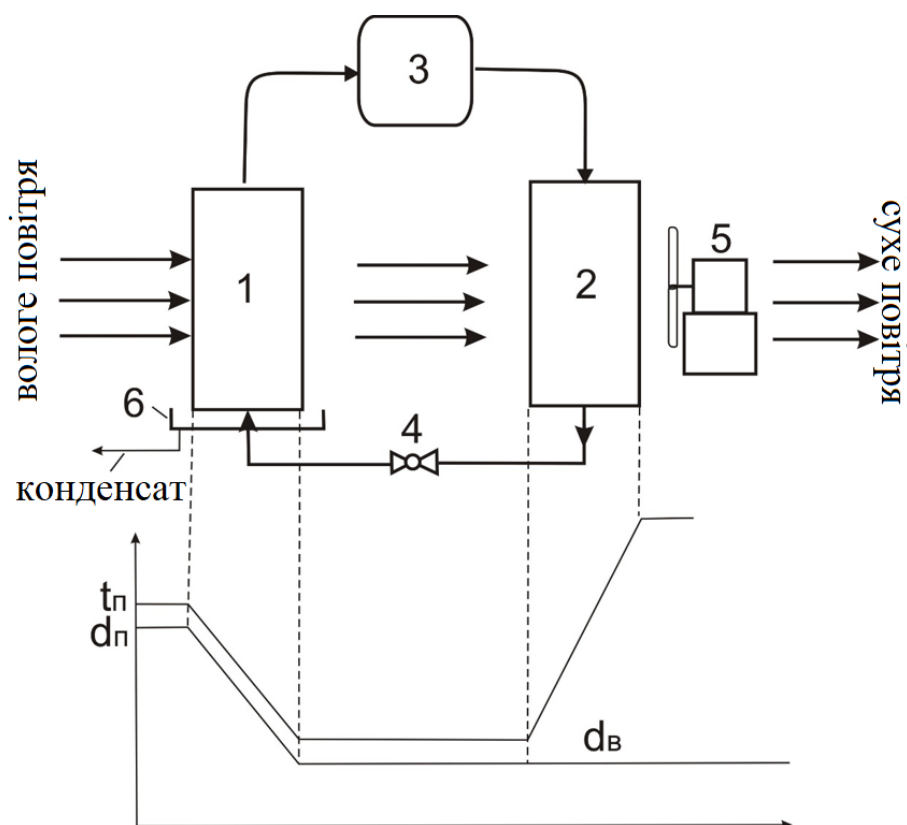


Рис. 3 - Принципова схема роботи механічного осушувача:

1 – повітроохолоджувач безпосереднього охолодження; 2 – конденсатор повітряного охолодження; 3 – компресор; 4 – регулюючий вентиль; 5 – вентилятор; 6 – піддон

Конденсація вологи з повітря у вигляді крапель має місце при температурі поверхні повітроохолоджувача вище 0°C . Однак в ряді випадків, при температурах у приміщенні нижче $10\div 15^{\circ}\text{C}$ точка роси наближається до 0°C та температура поверхні має бути від'ємною. При цьому волога з повітря осідає на поверхні у вигляді інію, який, поступово наростає та погіршує теплопередачу та, заповнюючи простір між ребрами, перешкоджає проходження повітря.

Робота осушувача набуває циклічного характеру з чергуванням періодів осушення повітря та періодів видалення інію з поверхні повітроохолоджувача. При додатних температурах повітря це відтавання відбувається шляхом простої зупинки компресора при працюючому вентиляторі. При від'ємних температурах повітря у приміщенні найбільш доцільно проводити відтавання теплими парами холодильного агенту за схемою теплового насоса. У такому випадку для прискорення процесу відтавання вентилятор повинен вимикатися.

Принцип осушення шляхом послідовного проходження повітря через випаровувальну та конденсаторну поверхню застосовується також іноді і в звичайних автономних кондиціонерах, призначених для охолодження та



осушення повітря у приміщенні. Зазвичай у цих кондиціонерах автоматично регулюється лише температура повітря в приміщенні, в той час як відносна вологість встановлюється на певному рівні, що визначається співвідношенням між тепло- та вологопритоком в розрахунковому літньому режимі. Весною і восени це співвідношення зменшується та з'являється необхідність у меншому охолодженні та більшому осушенні повітря. Такий процес здійснюється шляхом підігріву повітря після охолодження та осушення його в повітроохолоджувачі. Найбільш доцільно для цього підігріву використовувати тепло конденсації холодильного агенту.

З цією метою випаровувач кондиціонера (рис.4) ділиться на дві частини з послідовним проходженням через них повітря, що кондиціонується.

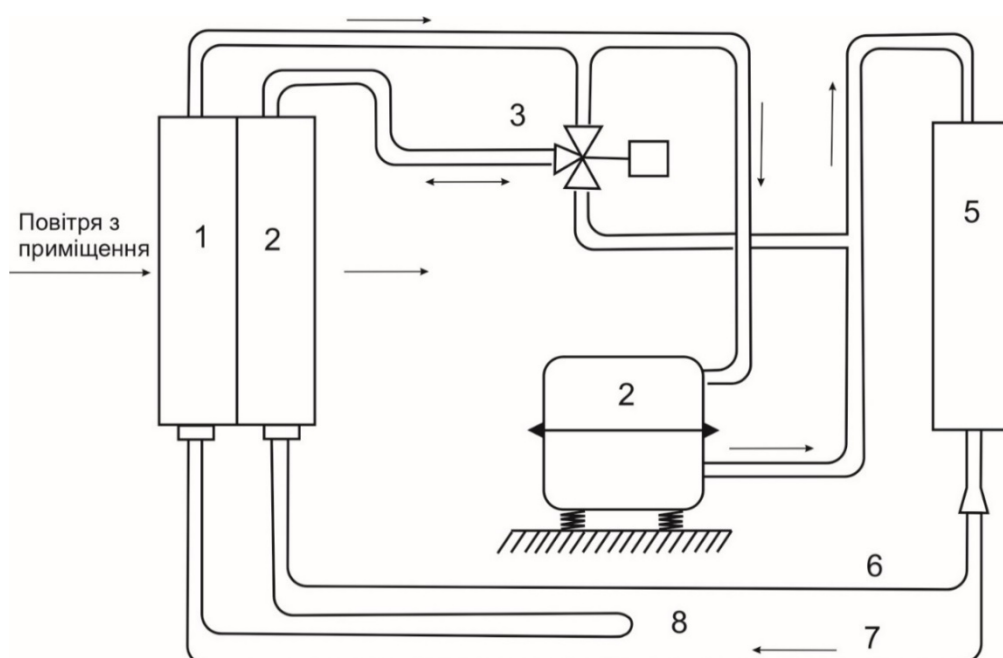


Рис. 4 - Схема кондиціонера з підсушуванням повітря

Випаровувач 1 приєднаний до всмоктуючого штуцера компресора, а випаровувач-конденсатор 2 за допомогою триходового вентиля 3 або золотника можна приєднати до всмоктуючої або нагнітальної лінії компресора 4. У першому випадку обидва випаровувача працюють паралельно. Рідкий фреон потрапляє до них із конденсатора 5 через капілярні трубки 6 і 7. Капілярна трубка 8 не працює, оскільки з'єднує в цьому випадку два випаровувача з однаковим тиском. Пари фреону з двох випаровувачів відсмоктуються компресором.

У другому випадку випаровувач 2 перетворюється на конденсатор та працює паралельно з основним конденсатором 5. Рідкий фреон подається до випаровувача з обох конденсаторів через капілярні трубки 7 і 8. Трубка 6 не працює, оскільки з'єднує два конденсатора з однаковим тиском. Триходовий



перемикаючий клапан 3 приводиться в дію від гідростату, що знаходиться у приміщенні.

3.2.2 Тепловикористовуючі сонячні системи.

На рис. 5-6 наведені можливості використання сонячної енергії для забезпечення реалізації різних принципів отримання штучного холоду.

На рис.7 наведена можлива схема пароежекторної системи з підведенням теплового навантаження на генератор від сонячної енергії.

Відомі інші підходи. Вологе повітря подають на адсорбент, який поглинає водяну пару з потоку повітря, що проходить через нього. На стадії десорбції нагрівають шар сорбенту за допомогою розташованих безпосередньо у шарі сорбенту джерел тепла. Після цього десорбовану водяну пару видаляють із шару сорбенту, конденсують у конденсаторі та збирають у ємності для зберігання.

На рис. 8. зображено один із прикладів пристрою для отримання прісної води із повітря, який використовує принцип нагріву шару сорбенту водяною парою [49].

Пристрій складається з адсорбера 3, що містить сорбент, компресору водяної пари 7, що приводиться в дію електромотором М, теплообмінника-конденсатора водяної пари 8, розташованого всередині адсорбера 3, регулюючого клапана 9 для підтримання тиску в адсорбері 3 на потрібному рівні, регулюючого клапана 10 для управління потоком пари через конденсатор 8, теплообмінника 4, приймача конденсату 5 і випускного клапана 6 для виходу газів, що не конденсуються. Вихід пароповітряної суміші F адсорбера з'єднують патрубком низького тиску 11 зі входом компресора 7, який, в свою чергу, з'єднують за допомогою патрубка високого тиску, що розгалужується 12 з конденсатором 8 і регулюючим клапаном 10.

Патрубком високого тиску з'єднують вихід конденсатора 8 із входом теплообмінника 4. Патрубком високого тиску, що розгалужується, з'єднують регулюючий клапан 10 через регулюючий клапан 9 зі входом Е для пароповітряної суміші адсорбера 3 та зі входом теплообмінника 4.

Вихід теплообмінника 4 з'єднують з приймачем 5, в якому передбачений випускний клапан 6, призначений для відводу газів, що не конденсуються. В конструкції адсорбера передбачений також вхід А та вихід В для повітря, що осушується на стадії адсорбції.

Вхід сорочки повітряного охолодження 7а компресора 7 з'єднують через патрубок з низьким аеродинамічним опором з виходом адсорбційного контуру установки. Сконденсовану прісну воду через відповідний вихід приймача 5



подають споживачеві, в той час як гази, що не конденсуються, відводять через випускний клапан 6.

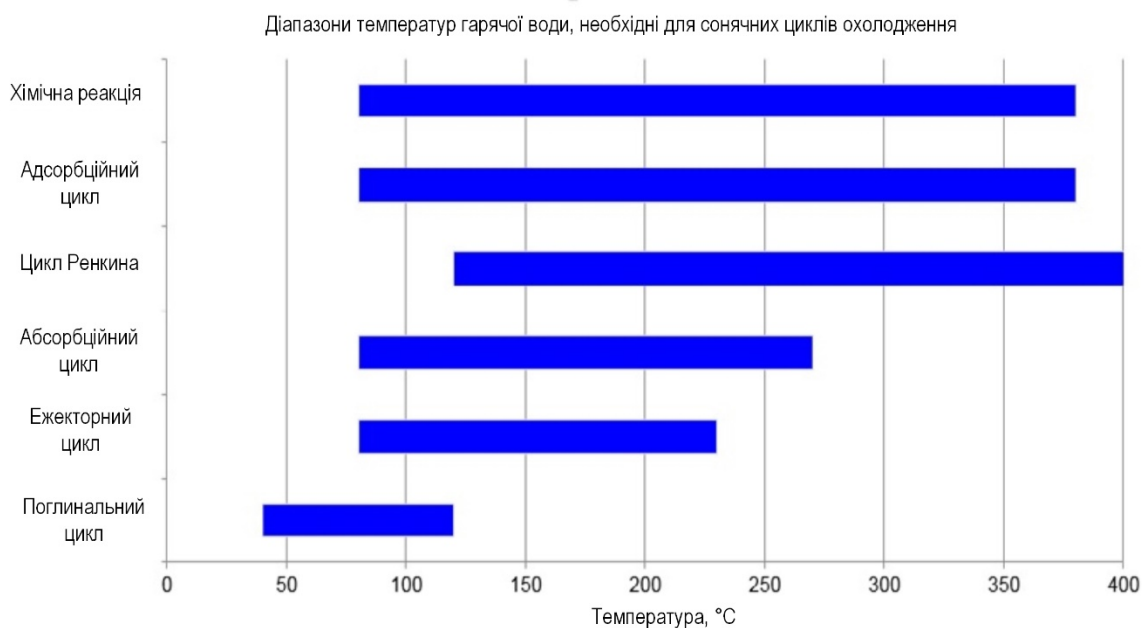


Рис. 5 - Систематизація можливостей сонячної енергії для забезпечення роботи різних типів тепловикористовуючих термотрансформаторів

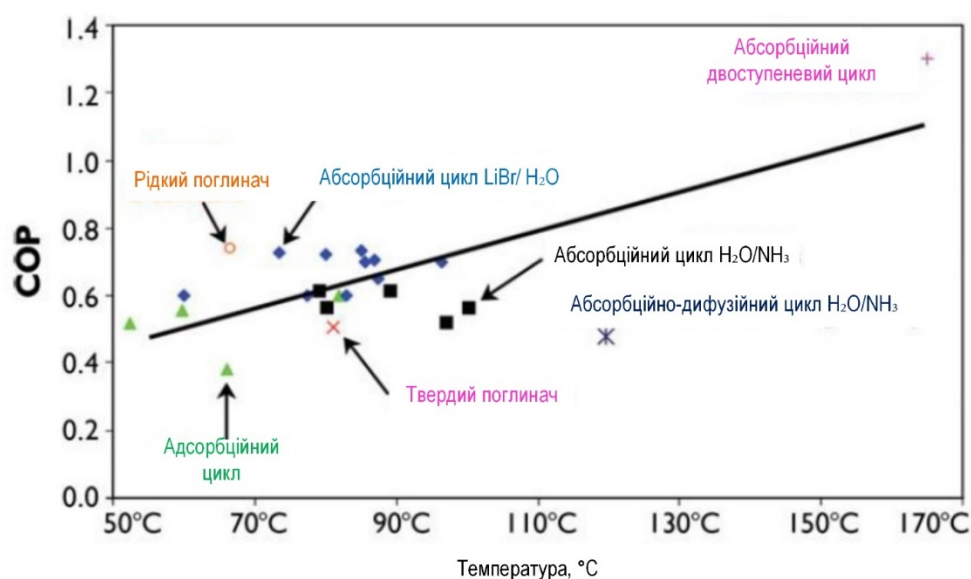


Рис. 6 - Систематизація можливостей сонячної енергії для забезпечення роботи різних типів тепловикористовуючих термотрансформаторів

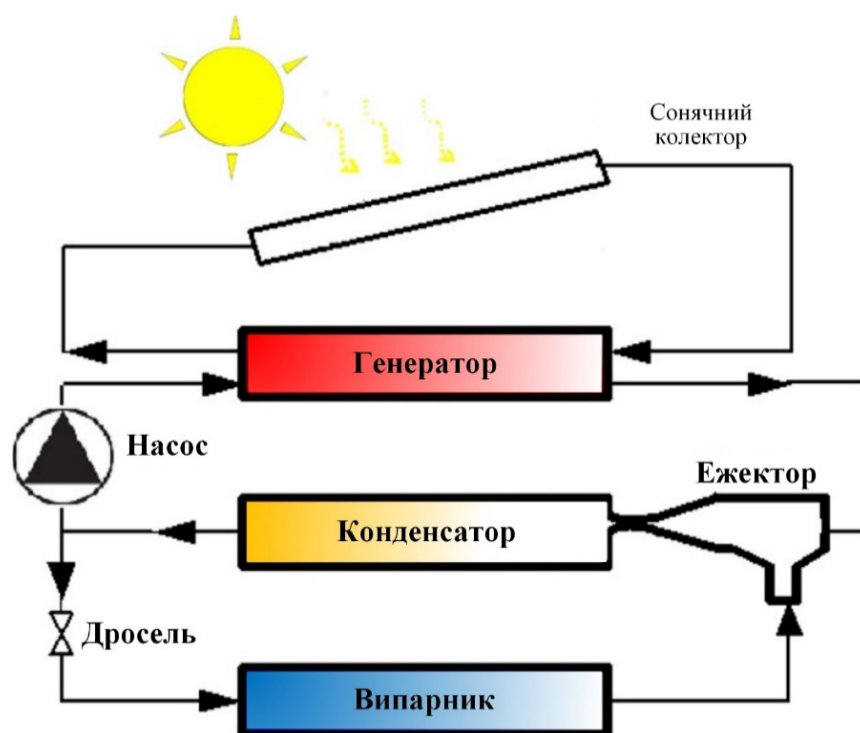


Рис.7 - Схема пароежекторного термотрансформатора

На стадії десорбції адсорбер 3 перемикають у десорбційний контур компресору 7, після чого за допомогою вказаного компресора починають видаляти водяну пару з шару сорбенту. Нагріту пару подають безпосередньо в конденсатор 8 для нагріву шару сорбенту в адсорбері 3. У випадку підвищення тиску вище допустимого відкривають випускний клапан 6, через який здійснюють відвід газів, що не конденсуються. Тиск в адсорбері 3 підтримують на постійному рівні, оптимальному для роботи компресора за допомогою регулюючого клапана 9.

Щоб уникнути перегрів адсорбера 3 та сорбенту, що в ньому міститься, швидкість тепловиділення в конденсаторі 8 регулюють вентилем 10, який дозволяє подавати водяну пару в обхід конденсатора 8 безпосередньо на теплообмінник 4, в якому проходить додаткова конденсація водяної пари, що поступає при підвищеному тиску з конденсатора 8 та регулюючого вентиля 10.

Оптимальну температуру компресора 7 в процесі експлуатації підтримують за допомогою сорочки повітряного охолодження 7а, в яку подають, наприклад, сухе повітря після стадії адсорбції.

В наш час, основний об'єм ринку обладнання з виділення води із повітря припадає на системи, що мають у своєму складі компресійну холодильну установку з електричним приводом. В середньому на отримання води із повітря витрачається від 600 до 1000 Вт·год на один літр води. Однак, у світі є чимало місць, де окрім проблем з водою є також проблеми з електроенергією, і в світі

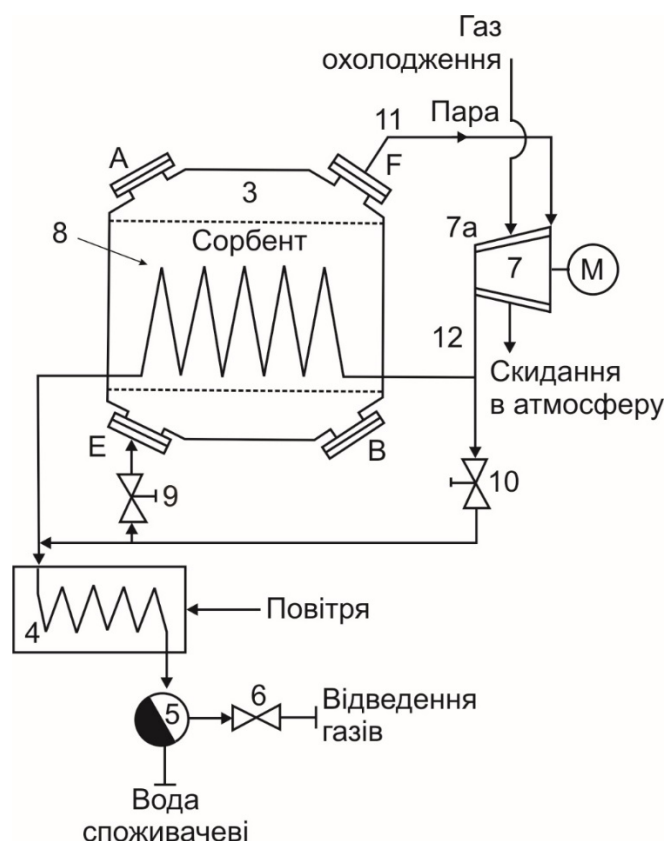


Рис. 8 - Установка для получения воды з повітряного басейну [134]

глобальних проблем з виснаженням нафтових та газових ресурсів планети – витрачання електрики на вирішення цієї проблеми стає проблематичним. Тому, в якості найбільш перспективного напрямку нами обрано використання модернізованої абсорбційної техніки, що працює від низькопотенційного тепла – сонячної енергії. Одним з багатообіцяючих напрямків є можливість використання існуючої інфраструктури сонячних нагрівачів води, сумарний об'єм площі колекторів яких у світі більше 110 млн. м².

Одним із перспективних напрямків може бути сонячний цикл теплової машини Ренкіна (Рис.9).

Ліва, силова частина призначена виключно для приводу компресора правої частини. Права частина схеми по суті являє собою звичайний холодильник. ефективна силова частина, залежно від її конструктивних особливостей, буде в межах 7÷15 %. Енергетична ефективність (COP) правої частини, по суті теплового насоса, буде в межах 2÷3, тобто сумарна енергетична ефективність схеми буде достатньою, щоб використати її для виділення істотної кількості води із повітря. До його недоліків можна віднести достатню складність конструкції.

Відомі схеми ПКТ з безпосереднім використанням сонячної енергії для додаткового стиснення пари після компресора (Рис.10).

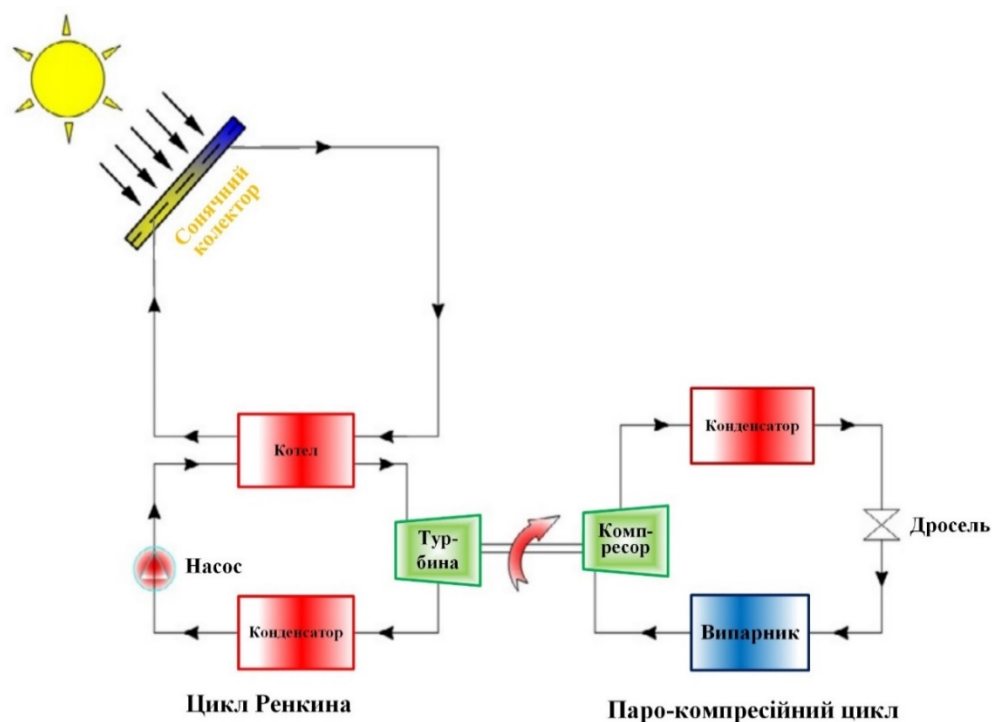


Рис. 9 - Схема охолоджувача з приводом від теплової машини Ренкіна

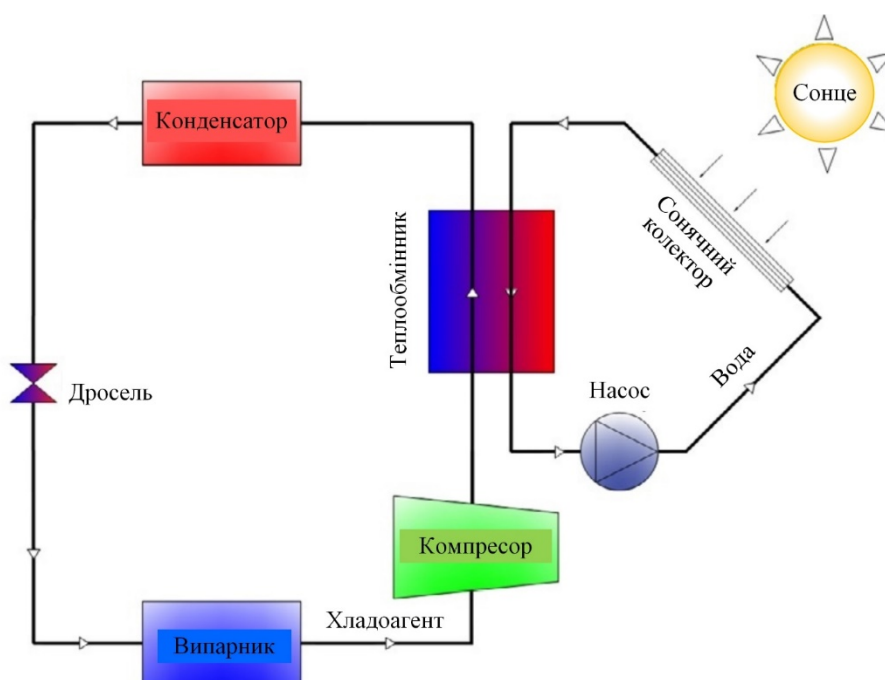


Рис.10 Схема ПКТ з безпосереднім використанням сонячної енергії для додаткового стиснення пари після компресора

Основний об'єм ринку систем отримання води із атмосферного повітря припадає на моделі, що мають у своєму складі ПКТ. ПКТ оснащені електричним приводом і гарантовано забезпечують температуру нижче точки роси в широкому діапазоні тепловологісних параметрів атмосферного повітря.

Разом з тим застосування спеціалізованих систем з ПКТ перспективне лише



для продуктивності до 3–4 літрів води на годину. При більш високій продуктивності відбувається значне зростання габаритів установки для отримання води із атмосферного повітря.

Проте ПКТ і термоелектричні охолоджувачі успішно використовуються у побутових системах кондиціювання повітря з приводом від сонячних батарей. Це обладнання з невеликою модернізацією може бути адаптоване і для задач отримання води з атмосферного повітря.

До недоліків фото-вольтажних систем відносять підвищену, у порівнянні з системами на мережевому змінному струмі, вартість.

Значно більша, у порівнянні з компресійними аналогами, продуктивність систем отримання води з атмосферного повітря може бути досягнута при адіабатному розширенні в турбодетандері повітряної холодильної машини. Такі машини успішно застосовуються у космічній техніці при організації запуску літальних апаратів.

Однак, у світі нараховується чимало місць, а це країни Північної Африки, Південно-Східної Азії, Центральної та Південної Америки, де окрім проблем з водою є проблеми і з електроенергією. Крім того, у світлі виснаження нафтових і газових ресурсів планети витрачання електрики на системи отримання води стає недоцільним. Аналогічні проблеми характерні і для південного регіону України.

У зв'язку з цим розробники та дослідники систем отримання води із атмосферного повітря приділяють значну увагу тепловикористовуючим генераторам холоду, джерелом тепла в яких є сонячна енергія. Одним із багатообіцяючих напрямків є можливість використання існуючої інфраструктури сонячних колекторів.

З тепловикористовуючих генераторів холоду розробники зупиняють свій вибір на сорбційних схемах – з твердим поглиначем (адсорбційний тип) та рідким поглиначем (абсорбційний тип).

До недоліків сучасних адсорбційних схем [19] можна віднести прив'язку їх до рідинних систем охолодження теплорозсіюючих елементів (конденсатора і адсорбера), які передбачають наявність градирні та втрати води під час випаровувального охолодження. Без сумніву, це робить неможливим їх застосування у посушливих регіонах, де спостерігається дефіцит води.

Серед абсорбційних холодильних систем, що застосовуються в технологіях отримання води із атмосферного повітря, можна виділити схеми з водоаміачним розчином (ВАР) у якості робочого тіла. Ці системи успішно експлуатуються при повітряному відводі тепла від теплорозсіюючих елементів, а саме, в безнасосних



схемах з інертним газом.

Однак для їх роботи необхідні додаткові спеціальні системи концентрації сонячної енергії або вакуумні сонячні колектори з висококиплячим теплоносієм [20].

Широке використання АВТ в схемах отримання води з атмосферного повітря обмежено через недостатній рівень температур джерела сонячної енергії. Це пов'язано з тим, що в теперішній час основний парк сонячних колекторів складають конструкції з водою у якості теплоносія. Практична температура нагріву в таких системах не перевищує 100 °С. Цього недостатньо для реалізації абсорбційного циклу навіть у зоні помірного клімату та для насосної схеми (оптимальний робочий діапазон 120–140 °С) і для безнасосної (оптимальний робочий діапазон 150–170 °С).

Для вирішення задачі зниження рівня температур джерела тепла до потрібного рівня, в насосних схемах абсорбційних холодильних машин встановлюють спеціальний бустер-компресор [11-13]. Це дозволяє знизити рівень джерела тепла до 70 °С, однак потребує електричну енергію для приводу бустер-компресора, що знижує автономність при експлуатації.

Система (рис.11) [8] містить сонячні колектори 1, із замкнутим циркуляційним контуром 2, заповненим рідким теплоносієм і з теплообмінником 3. Циркуляція теплоносія по контуру 2 і теплообміннику 3 здійснюється за допомогою насоса 4.

До складу установки входить АВТ, який містить: генератор 5; бустер-компресор 6; повітряний конденсатор 7; дросельний клапан холодильного агента 8; випаровувач 9; абсорбер 10; насос «міцного» розчину 11; дросельний клапан 12, теплообмінник «міцного» і «слабкого» ВАР 13.

Випаровувач 9 і абсорбер 10 встановлені послідовно у спеціальному повітряному каналі 14 таким чином, щоб повітряний потік за допомогою вентилятора 15 потрапляв спочатку на випаровувач 9, а потім на абсорбер 10. Нижня частина випаровувача 9 пов'язана із ємністю для збирання конденсату 16.

Охолодження конденсатора 7 здійснюється окремим вентилятором 17. У внутрішній порожнині генератора 5 встановлені канали теплообмінники 3 циркуляційного контура 2.

Робочим тілом АВТ є ВАР з аміаком у якості холодильного агента, а водою – у якості поглинача пари аміаку (абсорбенту).

Система отримання води із атмосферного повітря працює наступним чином.

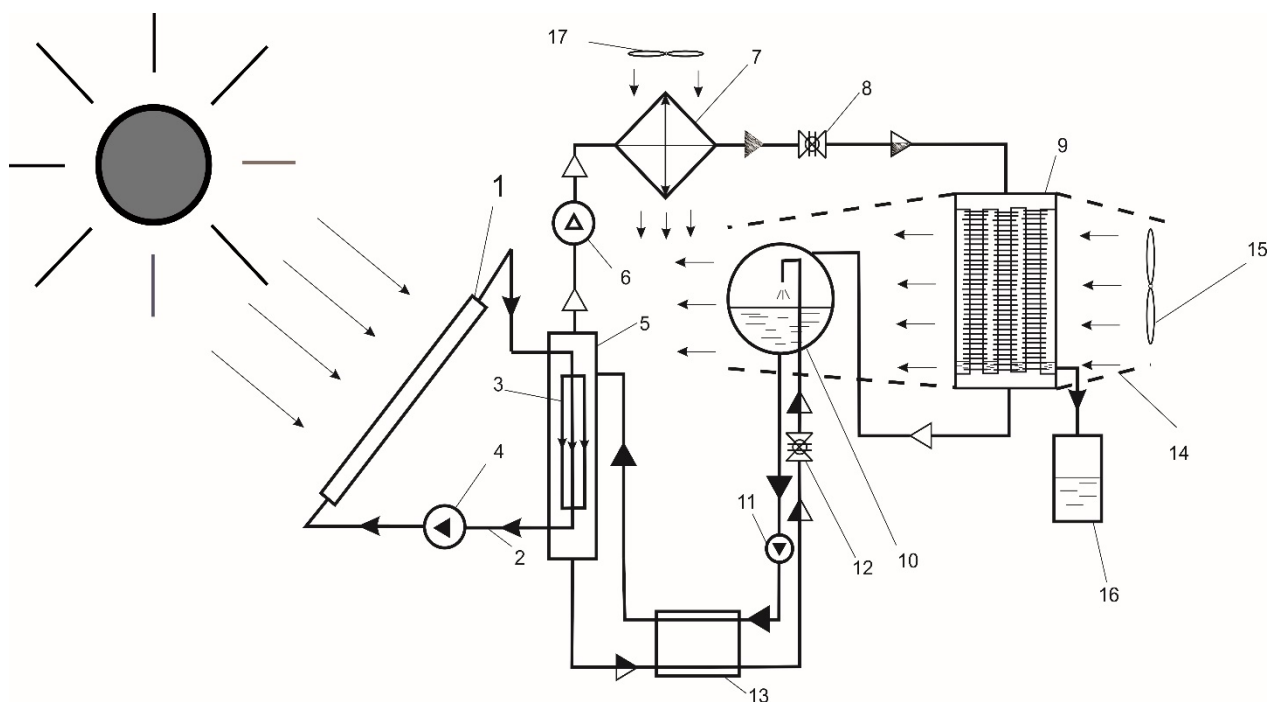


Рис. 11 - Схема АВТ з бустер-компресором:

1 – система сонячних колекторів; 2 – циркуляційний контур; 3 – теплообмінник; 4 – циркуляційний насос; 5 – генератор; 6 – бустер-компресор; 7 – конденсатор пари аміаку; 8 – дросель рідкого аміаку; 9 – випаровувач; 10 – абсорбер; 11 – насос міцного розчину; 12 – дросель слабого розчину; 13 – теплообмінник розчинів; 14 – повітряний кагал; 15, 17 – вентилятор; 16 – збирач конденсата

У початковий момент після заправки системи все робоче тіло знаходиться переважно в генераторі 5. Під час нагріву сонцем колектора 1 теплоносії у ньому нагрівається, і в гарячому стані по контуру 2 насосом 4 прокачується через теплообмінник 4 у внутрішній порожнині генератора 5.

З водоаміачного розчину, що заповнює генератор 5, під час теплової взаємодії з теплообмінником 4 при тиску P_h починає випаровуватися легкокиплячий компонент – аміак. Пара аміаку підіймається у верхню частину генератора 5, а збіднений аміаком розчин – «слабкий» розчин опускається у нижню частину генератора 5 проходить далі в абсорбер 10.

У генераторі 5 підтримується тиск P_h вище, ніж в абсорбері 10 P_a , тому «слабкий» розчин під час свого руху до абсорбера проходить через дросель 12.

З верхньої частини генератора 5 пара відкачується бустер-компресором 6 і з підвищеним тиском P_k направляється у конденсатор 7, де понижується з



відводом тепла фазового переходу за допомогою вентилятора 17.

Рідкий аміак дроселюється у вентилі 8 з падінням тиску з P_k до P_a та потрапляє до випаровувача 9. Випаровувач 9 з'єднується з абсорбером 10 та має знижений, у порівнянні з генератором і конденсатором тиск:

Під час низькотемпературного кипіння аміаку у випаровувачі 9 на його стінах підтримується температура нижче температури точки роси атмосферного повітря у перехідні і теплі періоди року.

Вентилятор 15 направляє повітря на поверхню випаровувача, де частина вологи конденсується та стікає у ємність 16.

Пара аміаку, яка виходить із випаровувача 9, потрапляє до абсорбера 10, де поглинається «слабким» розчином.

З абсорбера 10 насичений аміаком «міцний» ВАР за допомогою циркуляційного насоса 11 долає перепад тиску $\Delta P = P_h - P_a$ і потрапляє до генератора 1 і цикл холодильної машини повторюється.

Проблема водозабезпечення існує, найчастіше і в більшій мірі, у польових умовах у місцевостях, віддалених від природних водних джерел.

Особливо відчутна проблема у жарку пору року з високою сонячною інсоляцією.

Для використання надлишку сонячної енергії в установках отримання води із атмосферного повітря була запропонована оригінальна конструкція у транспортному виконанні.

Принципова схема конструкції наведена на рис.12 [9].

Автономність роботи джерела холоду в системах отримання води з атмосферного повітря покликана забезпечити оригінальний безнасосний абсорбційний холодильний агрегат (АВТ) [1]. АВТ, за ствердженням автора, може використовувати джерело тепла з температурою 75 °С, що дозволить використати бюджетні сонячні колектори з водою у якості теплоносія.

Проблемний момент у використанні АВТ [1] полягає у невизначеності режимів експлуатації – невідомі температури оточуючого повітря та об'єкту охолодження.

Таким чином, дослідження та розробки перспективних джерел штучного холоду в системах отримання води із атмосферного повітря у частині мінімізації енерговитрат та підвищення автономності під час експлуатації можна вважати актуальними.

До таких перспективних джерел холоду можна віднести АВТ, виконаний за схемою [12] та компресійну систему на базі сонячних батарей [14].

Необхідно відмітити і той факт, що робочим тілом абсорбційних



термотрансформаторів насосного і безнасосного типу є природне робоче тіло – ВАР, що не має несприятливого техногенного впливу на екосистему планети

До того ж аміак дозволяє розширити область їх застосування у частині зниження температури холодного джерела нижче 0°C , наприклад, для вирішення задач кондиціювання повітря або низькотемпературного зберігання харчових продуктів та сировини.

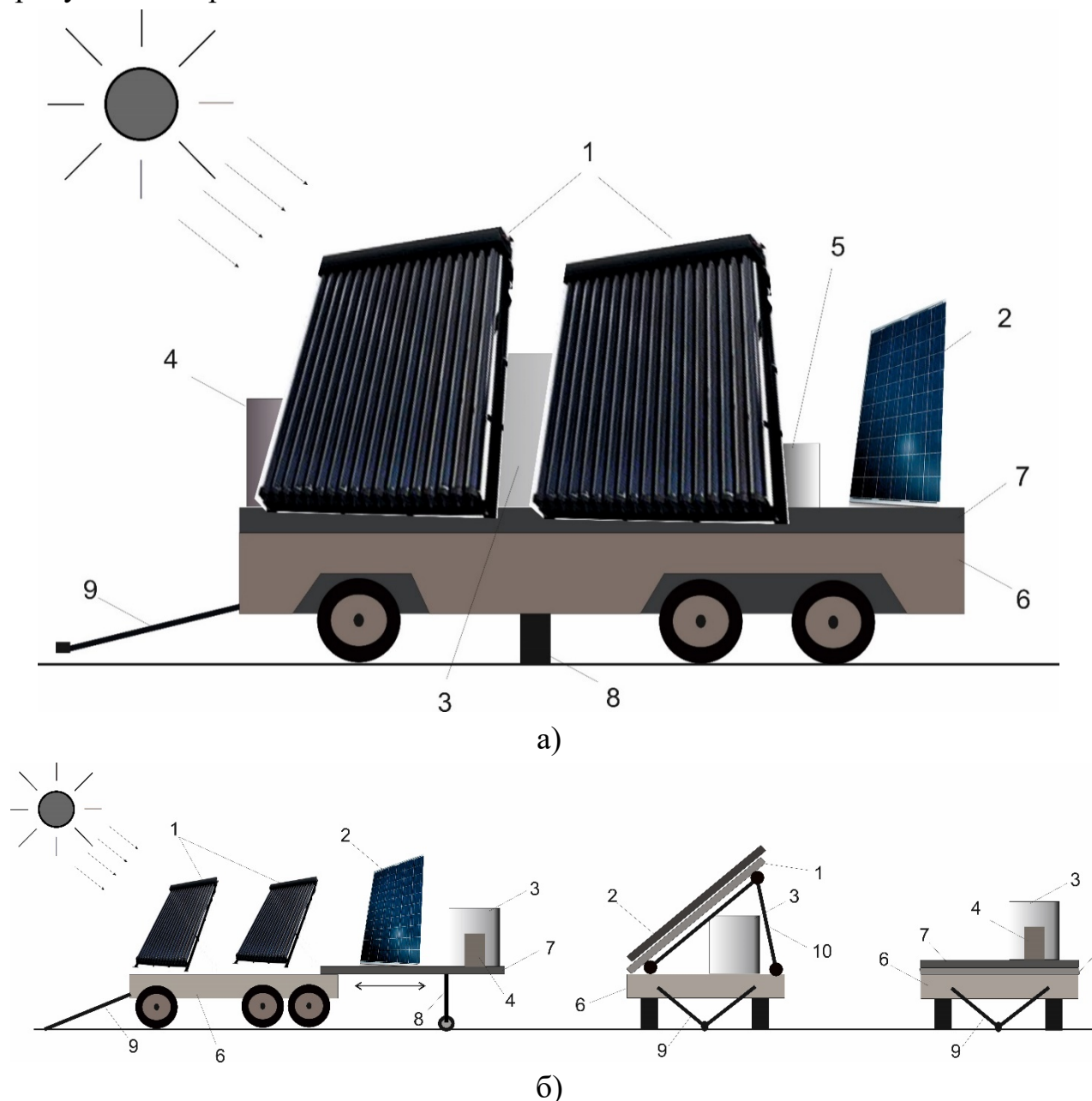


Рис.12 - Принципова схема конструкції системи отримання води з атмосферного повітря у транспортному виконанні: а) загальний вигляд; б) функціональні можливості;

1 – сонячні колектори; 2 – сонячні батареї; 3 – АВТ; 4 – система управління; 5 – перетворювач постійного струму у змінний; 6 – платформа; 7 – висувна рама; 8 – висувна опора; 9 – буксирувальна рама



У теперішній час діяльність людства досягла вже такого рівня, при якому її вплив на природне середовище набуває глобального характеру. Протягом останнього століття постійно збільшувався вміст в атмосфері деяких природних газів (CO_2 , N_2O , CH_4). додатково до атмосфери потрапляли гази, що не є природними компонентами глобальної екосистеми. Головні серед них – фторхлорвуглеводні (фреони). Ці гази активно поглинають відображену від поверхні Землі сонячну радіацію та сприяють формуванню «парникового» ефекту [21].

Світова спільнота реагує на погіршення екологічної обстановки цілою низкою заборон та обмежень (Монреальський протокол, 1986 р.; Конвенція ООН з клімату, Ріо-де-Жанейро, 1992; Кіотський протокол, 1997 р.), які в теперішній час не виконуються більшістю країн, що розвиваються та країнами з перехідною економікою. Такий стан в значній мірі пов'язаний з тим, що комплекс технічних та економічних заходів, пов'язаних з переходом холодильної техніки на екологічно чисті холодоагенти, в повній мірі можуть здійснити лише країни з розвинутою економікою.

Ситуація, що склалася, змушує розробників холодильної техніки переглянути ставлення до абсорбційних холодильних приборів, в подальшому, згідно з існуючими нормативними вимогами та визначеннями [20] – абсорбційним холодильникам і морозильникам, які комплектуються абсорбційними водоаміачними термотрансформаторами (АВТ) та можуть розглядатися як один із альтернативних варіантів переходу на екологічно безпечні холодоагенти.

Робоче тіло АВТ складається із природних компонентів – водоаміачного розчину (ВАР) з додаванням інертного газу (водню, гелію або їх суміші) та є абсолютно екологічно безпечним – має нульові значення озоноруйнуючого потенціалу та потенціалу «парникового» ефекту.

Абсорбційні холодильні прибори також мають низку таких унікальних якостей, як [10]:

а) безшумність, висока надійність та довготривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних та електричних полів під час експлуатації;

б) можливість використання в одному апараті кількох джерел енергії – як електричних, так і альтернативних (теплота згорання органічного палива, сонячне випромінювання, вихлопні гази двигунів внутрішнього згорання, «гарячий» потік повітря вихрової труби, теплонавантажені елементи радіоелектронної апаратури);

в) можливість роботи з неякісними джерелами енергії, в тому числі і



електричною, в діапазоні напруги мережі 160...240 В.

До переваг АВТ слід віднести меншу в порівнянні з компресійними аналогами вартість, що в багатьох випадках і визначає їх популярність серед користувачів.

АВТ ефективні при використанні у якості мініхолодильників, мінібарів, у вбудовуваних та в транспортних моделях, коли холодопродуктивність не перевищує 20 Вт та недоцільно використовувати компресійні системи.

АВТ, оснащені горілочними пристроями, широко використовуються туристами та подорожуючими, так як їм немає альтернативи в районах з відсутністю електроенергії.

Разом з тим, АВТ мають підвищене у порівнянні з аналогічними компресійними моделями енергоспоживання. Такий стан пов'язаний не лише з недосконалістю їх термодинамічному циклу, але й з відсутністю відповідних наукових та інженерних розробок.

Порівняно невисока енергетична ефективність АВТ зумовлює і вузьку область їх застосування, в основному, в якості мініхолодильників, і невелику долю на ринку побутової кліматичної техніки.

В той самий час в умовах сучасного тренду на широке використання відновлювальних джерел енергії з'являються і нові задачі для систем холодної техніки. Зокрема, однією з проблем для світової спільноти стає проблема дефіциту водних ресурсів. Ця проблема особливо відчутна у країнах із засушливим кліматом та інтенсивною сонячною інсоляцією.

Одним із відомих напрямків часткового усунення дефіциту води можуть бути системи отримання води із атмосферного повітря, в яких холодильні машини або агрегати забезпечують температуру нижче температури точки роси.

При виборі типів холодильних машин або агрегатів для систем отримання води із атмосферного повітря перспективним може бути використання сонячної енергії, зокрема, сонячних колекторів, які широко використовуються у світі для опалення в холодний та перехідний період року, а також для господарських та санітарно-гігієнічних потреб.

Тут великі перспективи мають абсорбційні водоаміачні системи, які на відміну від бромистолітєвих аналогів мають можливість працювати з повітряним охолодженням теплорозсіюючих елементів.

В той самий час використання АВТ в системах отримання води із атмосферного повітря ускладнене через недостатній рівень температур джерела сонячної енергії. Це пов'язано з тим, що в теперішній час основний парк сонячних колекторів складають конструкції з водою у якості теплоносія.



Практична температура нагріву в таких системах не перевищує 100 °С. Цього недостатньо для реалізації абсорбційного циклу навіть у зоні помірного клімату і для насосної схеми (оптимальний робочий діапазон 120–140 °С) і для безнасосної (оптимальний робочий діапазон 150–170 °С).

Для вирішення задачі зниження рівня температур джерела тепла до потрібного рівня в насосних схемах АВТ встановлюють спеціальний бустер-компресор. Це дозволяє знизити рівень джерела тепла до 70 °С, однак потребує електричну енергію для приводу бустер-компресора, що знижує автономність при експлуатації або ускладнює та здорожує конструкцію при додатковій комплектації сонячними батареями.

3.3. Перспективні конструкції систем отримання води з атмосферного повітря

3.3.1. Система отримання води з атмосферного повітря з різними джерелами електричної енергії

При можливості одночасного застосування мережових джерел електричної енергії та сонячних батарей пропонується комбінована схема, що дозволяє крім отримання води з атмосферного повітря забезпечувати й режими кондиціонування приміщень.

Принципова схема такої комбінованої системи приведена на рис. 13.

У стаціонарних умовах є можливість використання стабілізованих джерел електропостачання і це дозволяє до складу системи отримання води включити ПКТ.

Основна ідея такої схеми полягає у використанні стандартного електричного обладнання при перетворенні постійного електричного струму в змінний струм, що генерується системою сонячних колекторів.

Проблема пускових струмів при запуску електродвигуна компресора ПКТ вирішується за рахунок підключення до стаціонарних джерел електричної енергії.

Система отримання води розташовується переважно на даху житлового будинку 1 і включає: сонячну батарею 2; систему охолодження 3; ПКТ 4; систему збору 11; відведення 12 і накопичення конденсату 13.

Система охолодження 3 розділена на верхню 3а та нижню 3в порожнину, в які за допомогою повітряних вентиляторів, 14а та 14в відповідно, подається атмосферне повітря.



ПКТ 4 включає компресор 7, повітряний конденсатор 8, дросель 9 і випарник-повітроохолоджувач 10.

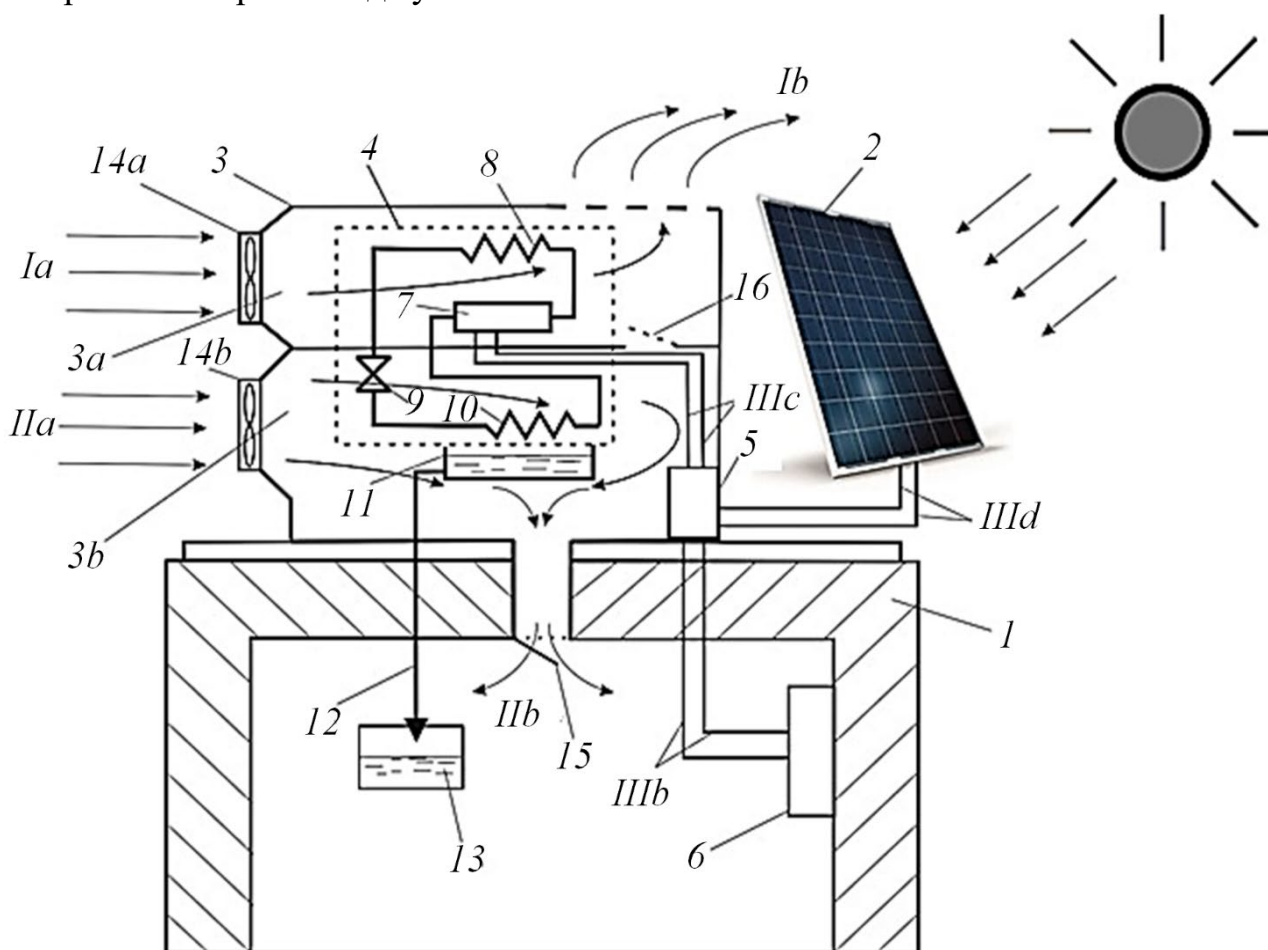


Рис.13 - Принципова схема комбінованої системи отримання води з атмосферного повітря та кондиціонування приміщень: 1 – приміщення; 2 – сонячні батареї; 3 – корпус системи; 4 – ПКТ; 5 – система перетворення постійного електричного струму в змінний; 6 – джерело мережевої електроенергії; 7 – компресор; 8 – конденсатор; 9 – дросель; 10 – випарник; 11 – піддон для збору конденсату; 12 – зливна магістраль конденсату; 13 – накопичувальна ємність конденсату; 14а, 14в – напірні вентилятори; 15 – шибер повітроводу для роботи в режимі кондиціонування; 16 – шибер для роботи в режимі отримання води з атмосферного повітря.

Система електрозабезпечення компресора 7 ПКТ 4 включає крім сонячної батареї 2 систему керування та перетворення постійного струму в змінний 5 і джерело стабілізованої мережевої електроенергії 6.

Подача постійного струму з сонячної батареї 2 до системи перетворення 5 відбувається по каналу IIID, змінного струму від системи 5 до компресора 7 по каналу IIc, а мережевої електроенергії від джерела 6 до системи 5 по каналу IIb.

Робота ПКТ здійснюється наступним чином.



У світлий час доби на сонячну батарею 2 потрапляє сонячне випромінювання, яке перетворюється в постійний електричний струм. Струм подається в систему перетворення та управління 5.

При включенні ПКТ на компресор 7 подається змінний мережевий електричний струм по каналу IIIв і IIIс від джерела 6 і системи 5. При виході компресора 7 на робочий режим відбувається перемикання електропередачі на канали IIIа та IIIс від сонячної батареї 4.

При запуску компресора 7 одночасно включаються повітряні вентилятори 14а та 14в, які подають атмосферне повітря у верхню порожнину 3а (потік Ia) та нижню порожнину 3в (потік IIа).

У нижній порожнині 3в повітряний потік проходить через випарник-повітроохолоджувач 10, де охолоджується нижче за точку роси з одночасним частковим випаданням конденсату в піддон 11. Охолоджене та осушене повітря (потік II в) надходить в приміщення та забезпечує необхідний тепловологовий режим у спекотну пору року. Конденсат з піддону 11 по каналу 12 відводять в збирач конденсату 13.

Такий режим роботи ПКТ – «режим кондиціонування повітря», коли проводиться і збір конденсату, і тепловологісна обробка приміщень.

В цьому випадку шибер 15 відкритий, а шибер 16 закритий. При роботі системи тільки в режимі отримання води шибер 15 закривають, а шибер 16 – відкривають. Одночасно відключають вентилятор 14а порожнини 3а. У такій конфігурації холодне та осушене повітря через шибер 16 подається на конденсатор 8 і компресор 7 ПКТ 4.

Додаткові охолодження конденсатора 8 і компресора 7 сприяє підвищенню холодопродуктивності ПКТ 4.

3.3.2. Система з підтискаючими бустер–компресорами

Для вдосконалення схеми з одним підтискаючим бустер–компресором [48] була розроблена схема АВТ, яка містить ще один бустер-компресор на лінії випарник-абсорбер (Рис. 14).

Така схема дозволяє істотно знизити масогабаритні характеристики абсорбера з повітряним охолодженням і електричну потужність циркуляційного насоса. Для підвищення енергетичної ефективності запропонованої абсорбційної системи можна в подальшому розглянути і цикл з робочим тілом на основі водоаміачного розчину і нітрату амонію, який за твердженням авторів [95] дозволяє знизити температуру генерації аміаку і знизити кількість пара води при випаровуванні.

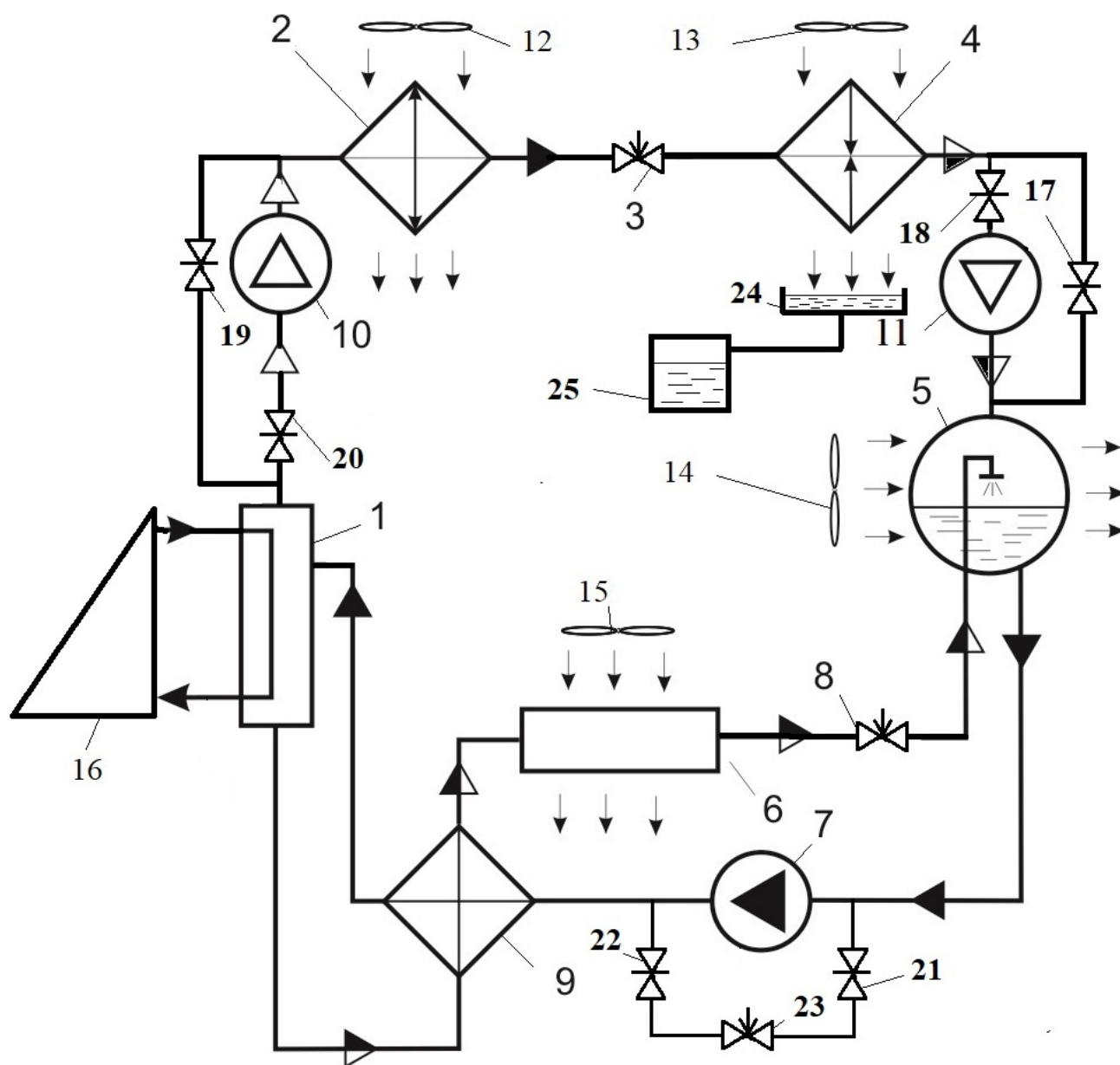


Рис. 14 - Схема АВТ з двома підтискаючими бустер-компресорами:

1 – генератор; 2 – повітряний конденсатор пари аміаку; 3 – дросель рідкого аміаку; 4 – випарник-повітроохолоджувач; 5 – абсорбер; 7 – насос міцного ВАР; 8 – дросель слабкого ВАР; 9 – теплообмінник слабкого і міцного ВАР; 10 – бустер-компресор конденсатора; 11 – бустер-компресор випарника; 12-15 – повітряні вентилятори; 16 – джерело теплової енергії; 17-22 – засувки; 23 – дросель міцного ВАР; 24 – збірник конденсату води; 25 – ємність для зберігання конденсату води

АВТ складається із генератору пари аміаку 1, повітряного конденсатора 2, дросельного вентиля рідкого аміаку 3, випарника-повітроохолоджувача 4,



абсорбера 5, переохолоджувача слабкого ВАР 6, циркуляційного насосу міцного ВАР 7, дросельного вентиля міцного ВАР 8, теплообмінника слабкого і міцного ВАР 9, бустер-компресору конденсатора 10, випарника 11, повітряних вентиляторів 12-15, джерела теплової енергії 16, засувки 17-22; 23 – дросель міцного ВАР; 24 – збірник конденсату води; 25 – ємність для зберігання конденсату води.

Робота АВТ за представленою схемою здійснюється наступним чином.

Як приклад розглянемо роботу АВТ із водоаміачним розчином (далі ВАР) у якості робочого тіла, хоча, у якості робочого тіла можуть бути використанні і інші пари «холодильний агент - сорбент».

У генераторі 1 міститься ВАР із часткою аміаку, яка відповідає температурі гарячого джерела тепла 16.

Розглянемо той випадок, коли в якості гарячого джерела тепла використовується сонячний колектор із водою в якості теплоносія. Верхня межа температури в цьому випадку складає 100 °С, а дійсний робочий діапазон температур складає 75...85 °С.

Розглянемо також випадок роботи АВТ в умовах тропічного клімату із температурою атмосферного повітря 38...43 °С. В цьому випадку тиск насиченої пари аміаку складе 1,47...1,69 МПа. З іншого боку, температура випарювання аміаку у системах отримання води із атмосферного повітря, а також у системах опалення повинна складати приблизно 5 °С [18], а відповідний тиск — 0,52 МПа.

За середньої максимальної температури кипіння ВАР у генераторі пари аміаку 1 80 °С і тиску 1,58 МПа масова частка аміаку у ВАР складе 0,51 [11].

Таким чином, у абсорбер 5 надходить слабкий ВАР, а тиск у абсорбері 5 відповідає тиску у випарнику-повітроохолоджувачі 4, тобто, 0,52 МПа.

При тиску 0,52 МПа і масовій частці аміаку у ВАР 0,51 процес абсорбції може протікати при температурі не вище 40 °С. Враховуючи необхідність подальшого насичення ВАР, наприклад, до масової частки аміаку у ВАР 0,61, температура абсорбції повинна знижуватися до 30 °С.

Враховуючи заявлені вище температури закінчення кипіння, конденсації та випаровування такий цикл не може бути реалізованим.

Як показав аналіз традиційного термодинамічного циклу АВТ [9], для отримання температур випаровування 5 °С та при наявності джерела тепла із температурою не нижче 85 °С (перепад температур у теплообміннику сонячного колектору 16 і генераторі пари аміаку 1 $\Delta t = 5$ °С) температура оточуючого атмосферного повітря повинна бути не вище 24 °С.

Враховуючи такий стан і для розширення області застосування АВТ із



сонячним колектором із водою в якості теплоносія було запропоновано використати відомий метод «підкачування пари перед конденсацією» за допомогою спеціального бустер-компресору 10.

Бустер-компресор 10 у запропонованій схемі АВТ дозволяє використовувати ВАР із достатньо високим вмістом аміаку в умовах підвищених температур атмосферного повітря.

Так, при максимальній температурі кипіння ВАР у генераторі 1 80°C і тиску 1,0 МПа масова частка аміаку у слабкому ВАР (на виході із генератору 1 – на вході у абсорбер 5) складе 0,40. Відповідно температура початку процесу абсорбції при тиску 0,52 МПа складе 55°C , що дозволить проводити поглинання пари аміаку із випарника 4 в умовах тропічних температур експлуатації $38\div 43^{\circ}\text{C}$ із подальшим насиченням ВАР до стану «міцного» ВАР.

Запропонована схема АВТ розроблена для систем отримання води із атмосферного повітря, але може бути використана і для інших задач охолодження. Наприклад, у якості кондиціонера повітря для житлового приміщення. В цьому випадку осушене охолоджене повітря після відділення конденсату води може бути спрямоване у внутрішні приміщення.

Крім того, діапазон температур охолодження 5°C дозволяє здійснювати якісне холодильне зберігання основних фруктів та овочів впродовж тривалого періоду часу.

Очевидно, що запропонований АВТ буде максимально ефективним у регіонах із високою сонячною інсоляцією. Це, в основному, країни, розташовані поблизу екваторіального поясу – Північна Африка, Близький Схід, Саудівська Аравія, Мексика та інш.

Традиційно, у цих країнах відсутнє централізоване опалення у нетривалий холодний період року, котрий характеризується не комфортними температурами $8\ldots 12^{\circ}\text{C}$. З урахуванням достатньо високих цін на електричну енергію в останні роки населення цих регіонів вирішує питання опалення, і, частково, гарячого водопостачання, за рахунок використання сонячних колекторів із водою у якості теплоносія.

У зв'язку з цим запропонований АВТ може бути використаний у якості теплового насосу із коефіцієнтом перетворення $\text{COP} > 1,0$.

Таким чином, за допомогою другого бустер-компресору 11 на магістралі між випарником 4 та абсорбером 5 можна підвищити тиск абсорбції. У абсорбері 5 можна підтримувати тиск, рівним тиску у генераторі 1, наприклад, 1,0 МПа. В цьому випадку температура абсорбції складе $70\ldots 80^{\circ}\text{C}$, що відповідає температурі гарячого джерела тепла – сонячного колектору із водою в якості



теплоносія.

З урахуванням того, що коефіцієнт перетворення $COP > 1,0$, буде організований процес термотрансформації тепла атмосферного повітря, та, відповідно, збільшиться продуктивність системи опалення у холодний період року.

Розглянемо різні режими роботи АВТ.

1. Робота в режимі охолодження для вирішення завдань отримання води із атмосферного повітря, або для вирішення завдань холодильного зберігання плодів та овочів. Розглянемо режим роботи АВТ в умовах помірного клімату із температурами атмосферного повітря не вище $24\text{ }^{\circ}\text{C}$.

У всіх випадках будемо використовувати сонячний колектор із водою в якості теплоносія із середньою температурою $80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

За низької температури зовнішнього повітря тиск у генераторі 1 достатній для здійснення конденсації. Потреба у роботі бустер-компресору 10 відсутня. В цьому випадку засувка 20 відсікає магістраль бустер-компресору 10, а засувка 19 знаходиться у відкритому положенні. Абсорбер 5 працює у режимі поглинання пари аміаку із випарника 4 з відводом тепла у навколишнє середовище.

Тиск у генераторі 1 вище, ніж у абсорбері 5 та у випарнику 4, тому для перекачування міцного ВАР із абсорберу 5 у генератор 1 використовують циркуляційний насос кріпкого ВАР 7. Засувки 21 та 22 при цьому закриті.

Для інтенсифікації зовнішнього теплообміну на теплорозсіювальних елементах АВТ (повітряного конденсатора 2, абсорбера 5, переохолоджувача слабкого водоаміачного розчину 6) та випарнику-повітроохолоджувачі 4 використовуються повітряні вентилятори, відповідно, 12-15 із приводом від сонячних батарей.

Робота АВТ здійснюється наступним чином.

При підводі теплового навантаження від сонячного колектору 16 до генератору 1 починається кипіння міцного ВАР із виходом пари, яка містить переважно аміак, тому дефлегматор у даній схемі не передбачається.

Пара через відкриту засувку 19 надходить у повітряний конденсатор 2, де зріджується із відводом теплоти фазового переходу у навколишнє середовище за допомогою повітряного вентилятору 12.

Зріджений аміак через регульований дросельний вентиль рідкого аміаку 3 надходить у випарник-повітроохолоджувач 4, де підтримується більш низький тиск за рахунок постійного відтоку пари у абсорбер 5.

Аміак кипить при низькому тиску із відводом теплоти від повітряного потоку, що нагнітається повітряним вентилятором 13. Повітря охолоджується до



температури нижче точки роси із випаданням конденсату води. Конденсат води стікає у збірник конденсату води 24 і далі у ємність для зберігання конденсату води 25.

Пара аміаку по магістралі із відкритою засувкою 17 надходить до абсорберу 5. Одночасно до абсорберу 5 надходить слабкий ВАР із генератора 1.

На своєму шляху слабкий ВАР проходить крізь теплообмінник слабого і міцного ВАР 9, де віддає частину тепла потоку міцного ВАР, який надходить на вхід генератору 1.

Для підвищення ефективності процесу абсорбції проводять зниження температури слабкий ВАР за рахунок інтенсивного зовнішнього охолодження у переохолоджувачі слабого ВАР 6 за допомогою повітряного вентилятору 15.

Так як у генераторі 1 тиск вище, ніж у абсорбері 5, здійснюється скидання тиску у регульованому дросельному вентилі міцного ВАР 8.

У абсорбер 5 охолоджений слабкий ВАР надходить у ненасиченому стані і починає активно поглинати (абсорбувати) пару аміаку із випарника-повітроохолоджувача 4. В результаті контактної взаємодії слабкий ВАР насичується та переходить у рівноважний стан міцного ВАР.

Процес абсорбції протікає із виділенням тепла [5] і для запобігання небажаного розігріву міцного ВАР здійснюється його охолодження за допомогою повітряного вентилятору 14.

Насичений аміаком міцного ВАР за допомогою циркуляційного насосу міцного ВАР 7 крізь теплообмінник слабого і міцного ВАР 9 надходить у генератор 1 і цикл роботи АВТ повторюється.

Охолоджене та осушене повітря після випарника-повітроохолоджувача 4 може бути використано і для холодильного зберігання плодів, овочів та іншої сільськогосподарської продукції.

Завдання кондиціювання повітря у житлових та громадських приміщеннях за температури повітря не вище 24 °С, як правило, не передбачається.

Розглянемо режим роботи АВТ в умовах тропічного клімату з температурами атмосферного повітря 38...43 °С.

В цьому випадку тиск у генераторі 1 і у повітряному конденсаторі 2 нижче тиску насичення аміаку. Для реалізації циклу АВТ необхідно ввімкнути бустер-компресор конденсатора 10. При цьому засувку 19 закривають, а засувку 20 відкривають. Бустер-компресор конденсатора 10 створює необхідний тиск у повітряному конденсаторі 2 для організації зрідження аміаку. Далі цикл повторюється за вище наведеним алгоритмом.

2. Робота у режимі опалення у холодний або перехідний сезони року.



В цьому випадку можуть вирішуватися завдання як опалення, так і отримання води із атмосферного повітря.

У холодний або перехідний сезони року температура атмосферного повітря за визначенням нижче 24°C і потреба у роботі бустер-компресору 10 відсутня. Засувка 20 закрита, а засувка 19 – відкрита. Відмінність у роботі АВТ від вище розглянутих алгоритмів наступна.

По-перше, для підвищення температурного потенціалу процесу абсорбції підключають бустер-компресор випарника 11. При цьому засувку 17 закривають, а засувку 18 відкривають.

По-друге, слабкий ВАР, що надходить із генератора 1 крізь теплообмінник слабого і міцного ВАР 9, переохолоджує слабого ВАР 6 і дросельний вентиль міцного ВАР 8 додатково не переохолоджують за рахунок вимкнення повітряного вентилятора 15.

По-третє, рівень тиску у режимі опалення слід підтримувати як можна більш високим, що дозволить підвисити температуру процесу абсорбції. Так, наприклад, при масовій частці аміаку у слабкому ВАР 0,50 при тиску у абсорбері 5 $1,0\text{ МПа}$ температура процесу абсорбції складе 65°C , при тиску у абсорбері 5 $1,4\text{ МПа}$ температура процесу абсорбції складе 45°C .

При тиску у абсорбері 5 вище, ніж у генераторі 1 робота циркуляційного насосу міцного ВАР 7 не передбачається. В цьому випадку відкривають засувки 21 та 22 і потік міцного ВАР спрямовується у генератор 1 крізь дросельний вентиль 23.

Для реалізації усіх режимів роботи АВТ в умовах змінних параметрів експлуатації, зокрема, зміни температури атмосферного повітря і інтенсивності сонячної інсоляції як на протязі світлового дня, так і на протязі астрономічного року необхідно передбачити елементи регулювання параметрів потоків робочого тіла.

Таким чином, необхідно проводити синхронізацію роботи бустер-компресорів конденсатора 10 і випарника 11 із роботою циркуляційного насосу міцного ВАР 7 та дросельними вентилями 3, 8 і 23.

Для зниження масогабаритних розмірів абсорберу 5 можна:

- 1) у режимі опалення подавати на нього повітряний потік після охолодження конденсатора 2;
- 2) у режимі охолодження подавати на нього охолоджений повітряний потік після випарника-повітроохолоджувача 4 [8].

Робота парокompресійних термотрансформаторів у режимі опалення на аміаку не потребує більш високих рівнів тиску у конденсаторі 2. Так, для



забезпечення температури конденсації аміаку 65 °С тиск повинен складати 2,95 МПа, а для забезпечення температури конденсації аміаку 70 °С тиск повинен складати 3,31 МПа, для забезпечення температури конденсації аміаку 75 °С тиск повинен складати 3,71 МПа [1].

Таким чином, запропонована схема роботи АВТ є універсальною, так як дозволяє вирішувати завдання кондиціювання повітря у житлових та громадських приміщеннях, опалення, отримання води із атмосферного повітря та холодильного зберігання плодів, овочів та іншої сільськогосподарської продукції і сировини.

Робота АВТ здійснюється, в основному, за рахунок енергії сонячного випромінювання. У більшості випадків для роботи системи автоматики та керування можливо використовувати стандартні сонячні батареї.

При наявності інтенсивної сонячної інсоляції в літку робота бустер-компресору конденсатора 10 також може бути реалізованою за допомогою стандартних сонячних батарей.

У праці [4] було показано, що навіть при використанні мережевої електрики робота АВТ із бустер-компресором конденсатора 10 більш енергетично ефективна, ніж робота парокомпресійного термотрансформатора у аналогічних умовах експлуатації.

3.3.3. Безнасосний АВТ у складі системи отримання води з атмосферного повітря

Для підвищення ефективності та автономності роботи систем отримання води з атмосферного повітря в районах з відсутністю стабілізованих джерел електричної енергії було розроблено оригінальну конструкцію безнасосного АВТ (рис.15) [7]

Установка містить АВТ, до складу якого входять: генератор 1, дефлегматор 2, конденсатор 3, випарник 4, опускний 5 і підйомний 6 канали парогазового контуру, абсорбер 7, ресивер розчину робочого тіла 8, теплообмінник типу «труба в трубі» 9 розчинів робочого тіла, канали слабого 10 і міцного 11 розчинів робочого тіла.

Генератор 1 АВТ встановлений у фокусі параболічного дзеркального концентратора сонячного теплового випромінювання 12.

АВТ заправлений традиційним трикомпонентним робочим тілом — водоаміачним розчином (ВАР) і воднем як вирівнювальним інертним газом. ВАР частково заповнює генератор 1 і ресивер 8, а теплообмінник 8 і канали 10 і 11 — повністю [148].

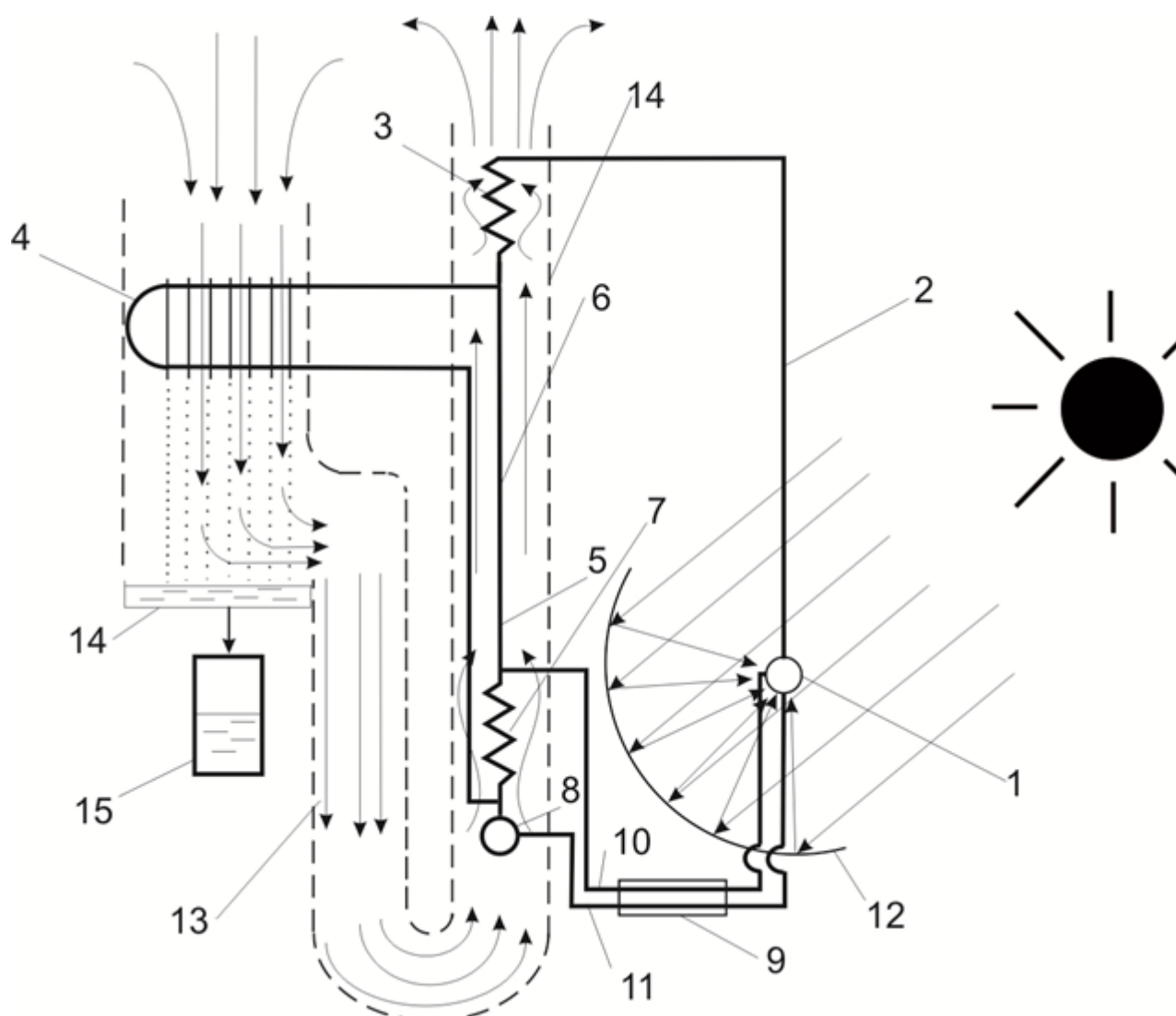


Рис. 15 - Схема безнасосного АВТ у складі системи отримання води з атмосферного повітря

Контур природної циркуляції повітряного потоку являє собою U-образний канал з опускними 13 і підйомними 14 частинами.

В опускному каналі 13 встановлено ємність 14 для збору конденсату, що стікає з випарника 4. З ємності 14 конденсат відводиться для подальшого зберігання в посудині 15.

У верхній частині опускного каналу 13 розміщений випарник 4 АВТ, а в нижній і верхній частині підйомного каналу 14, відповідно, абсорбер 7 і конденсатор 3.

Робота установки для отримання води з атмосферного повітря за заявленим способом здійснюється наступним чином.

При сході сонця його теплове випромінювання потрапляє на концентратор



12, який фокусує його і подає на генератор 1. Генератор 1 розігрівается і з того, що заповнює його ВАР, починає переважно випаровуватися низькокиплячий компонент — аміак. Через недостатньо високу різницю нормальних температур кипіння води і аміаку в парі, що утворюється, частково знаходиться і водяна пара.

Очищення парі аміаку від води відбувається в дефлегматорі 2 з відведенням теплоти фазового переходу в довкілля. Очищена пара аміаку поступає в конденсатор 3, де зріджується також з відведенням теплоти фазового переходу в довкілля.

Для забезпечення необхідного температурного напору між поверхнею конденсатора 3 і зовнішнім повітрям тиск у внутрішній порожнині АВТ підтримують на рівні 20...22 бар, що відповідає рівню температур в робочій зоні близько 50 °С. Рідкий аміак з конденсатора 3 стікає у випарник 4, куди надходить з підйомного каналу 5 і частково очищений від пари аміаку водень.

У випарнику 4 відбувається випаровування рідкого аміаку в середу інертного газу–водню при низькому парціальному тиску і, відповідно, при низькій температурі.

Склад робочого тіла АВТ підбирається таким чином, щоб можна було забезпечити температуру на зовнішній поверхні випарника нижче температури точки роси.

З випарника 4 насичений паром аміаку інертний газ (водень) за рахунок більшої щільності опускається по каналу 6 вниз — у нижню частину абсорбера 7.

У верхню частину абсорбера 7 надходить з генератора 1 «слабкий» (з меншою часткою аміаку) ВАР, який стікає в нижню частину абсорбера 7 і накопичується в ресивері 8.

При контактній взаємодії «слабкого» ВАР і насиченої суміші аміаку і водню відбувається абсорбція (поглинання) пари аміаку рідиною. «Слабкий» ВАР при цьому насичується і стає насиченим за аміаком («міцним»), а водень частково очищається від пари аміаку.

«Міцний» ВАР по каналу 11 надходить через теплообмінник 9 в генератор 1. В теплообміннику «слабкий» ВАР віддає тепло «міцному» ВАР, і цикл роботи АВТ повторюється.

При контакті атмосферного повітря з поверхнею випарника 4, що має температуру нижче температури точки роси, відбувається конденсація розчиненої водяної пари, при цьому атмосферне повітря осушується і охолоджується.



Охолоджене і осушене повітря мають велику густину і опускаються в нижню частину каналу 13.

Конденсат води стікає з випарника 4 і накопичується в ємності 14, звідки потім подається в ємність 15.

У нижній частині підйомного каналу 14 осушене і охолоджене повітря контактує з нагрітою до 42 ... 45 °С поверхнею абсорбера 7.

У процесі теплообміну повітря нагрівається, а абсорбер 7 охолоджується. Нагріте тепле повітря має меншу, порівняно з холодним, щільність, виштовхується в зону конденсатора, де додатково нагрівається при відведенні теплоти конденсації.

Як було зазначено вище, висхідний потік осушеного холодного повітря знижує температуру теплорозсіювальних елементів АВТ (абсорбера і конденсатора), а це призводить до підвищення холодопродуктивності випарника АВТ при інших рівних умовах.

Таким чином реалізується абсолютно автономний спосіб отримання води з атмосферного повітря, підвищена продуктивність якого залежить тільки від інтенсивності сонячного теплового випромінювання і є постійною впродовж світлового дня.

У частині зниження рівня температур джерела тепла слід розглянути інші робочі суміші «абсорбент-холодильний агент».

При відсутності сонячного теплового випромінювання система може використовувати як біогаз, так і традиційний скраплений газ.

3.3.4 Повітроохолоджувач у складі системи отримання води з атмосферного повітря

Для визначення оптимальних (у частині продуктивності за водою) режимів роботи повітроохолоджувача проведемо моделювання типових процесів теплообміну на одиничному ребрі (рис. 16).

У результаті такого моделювання можна буде рекомендувати розробникам діапазон бажаних теплових і гідравлічних режимів для типових оребрених елементів.

Вихідними результатами повинні бути залежності теплового навантаження одиничного ребра від швидкості течії повітряного потоку і температур стінки повітроохолоджувача (ПО)

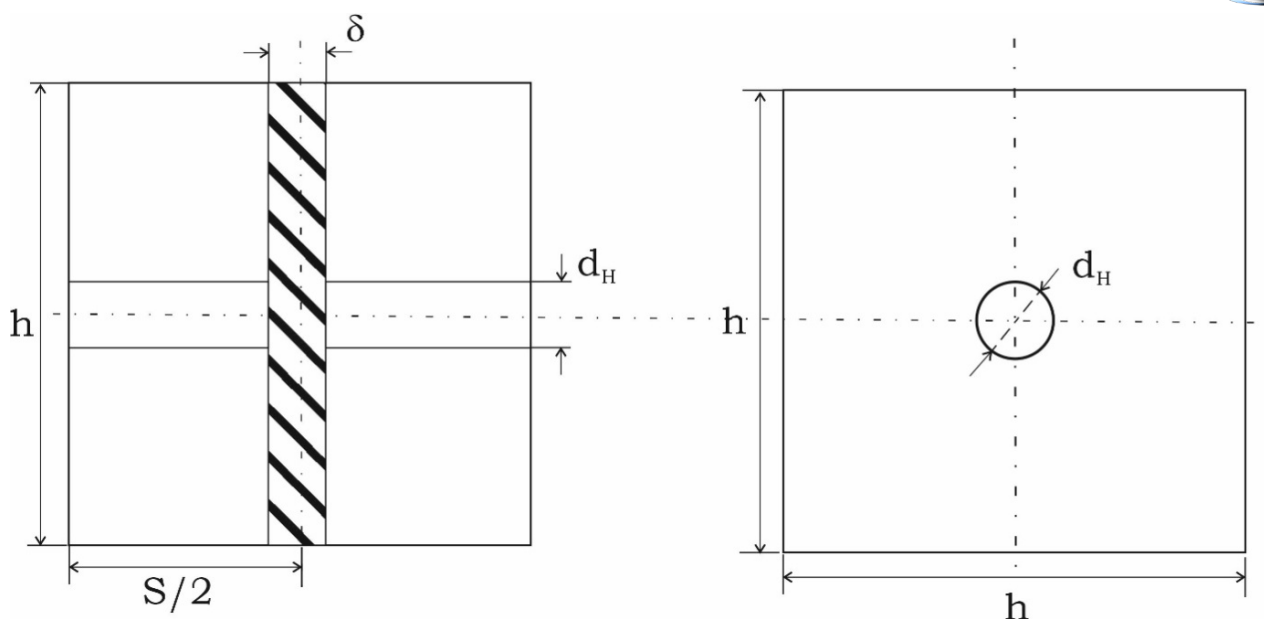


Рис.16 - Схема ребристого елемента

Вихідні дані:

- а) температура стінки ПО, $t_{ст}$;
- б) температура повітряного потоку, $t_{п}$;
- в) швидкість повітряного потоку, W ;
- г) геометричні характеристики ребра ПО (діаметр труби, d_H , висота ребра, h ; крок ребра, S ; товщина ребра, δ);
- д) матеріал ребра, λ_p .

Теплове навантаження з одиничного елемента оребреної труби ПО:

$$Q = \alpha_{np} F_0 \Delta t \quad (1)$$

де $\alpha_{нав}$ — наведений коефіцієнт конвективного теплообміну між повітряним потоком і оребреним елементом, $Вт/(м^2 \cdot K)$

$F_0 = \pi d_H (S + \delta)$ - площа нереберної поверхні елемента, $м^2$;

$\Delta t = t_g - t_{cm}$ - температурний напір, $^{\circ}C$

У свою чергу

$$\alpha_{np} = \alpha \left(\frac{F_p}{F_0} E_p + \frac{F_{np}}{F_0} \right) \quad (2)$$

де α — конвективний коефіцієнт теплообміну, який визначається для ребристої поверхні за допомогою критеріального рівняння [45]

$$Nu = 0,223 Re^{0,05} \left(\frac{d_H}{S} \right)^{0,54} \left(\frac{h}{S} \right)^{-0,14} \quad (3)$$



$$F_p = \frac{\pi}{2} \left[(2b)^2 - d_n^2 \right] — \text{площа ребра, м}^2;$$

$$F_{mp} = \pi d_n (S - \delta) — \text{площа міжреберного простору, м}^2;$$

E_p — коефіцієнт ефективності ребра,

$$E_p = \frac{th(mh)}{mb} \quad (4)$$

де

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda_p \delta}} \quad (5)$$

У розрахунках було зафіксовано

а) зовнішній діаметр труби ПО $d_3 = 0,02$ м;

б) товщина ребра $\delta = 0,001$ м;

в) крок ребра $S = 0,008$ м;

г) матеріал ребра — алюміній $\lambda = 200$ Вт/(м·К)

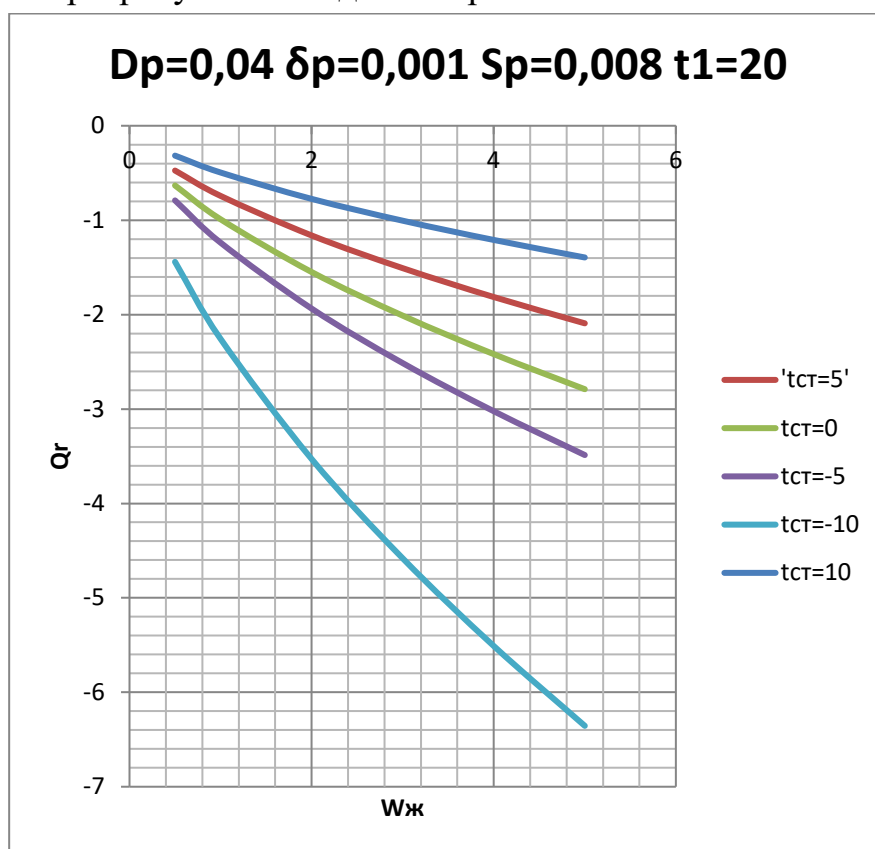
Варіювалася:

а) висота ребра $h=0,04; 0,08; 0,12$ м

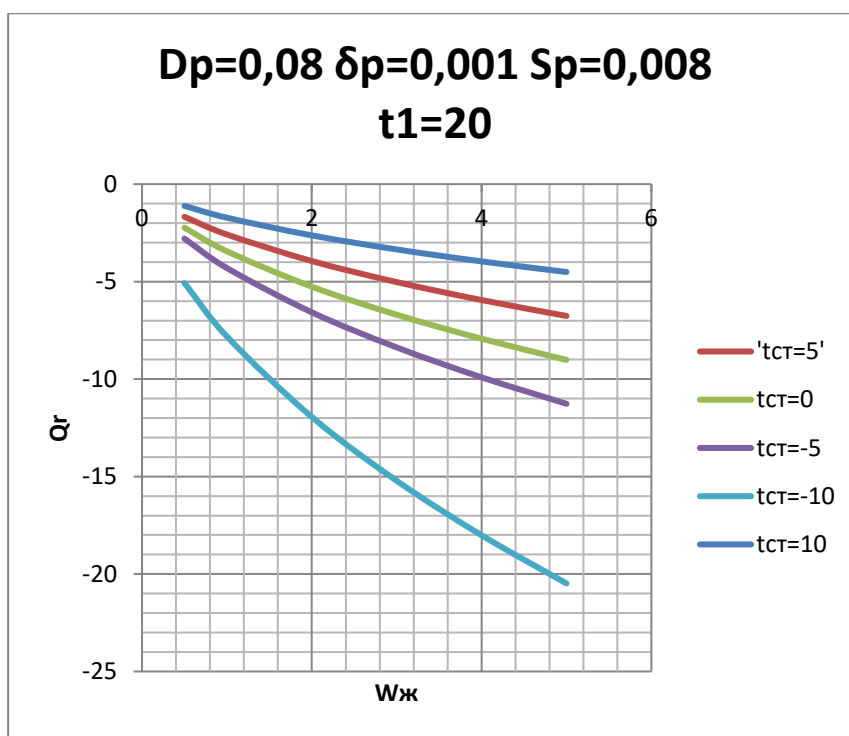
б) температура стінки $t_1 = \text{мінус } 10; \text{мінус } 5; 0; 5; 10$ °С

в) швидкість повітряного потоку $W=1; 2; 3; 4; 5$ м/с

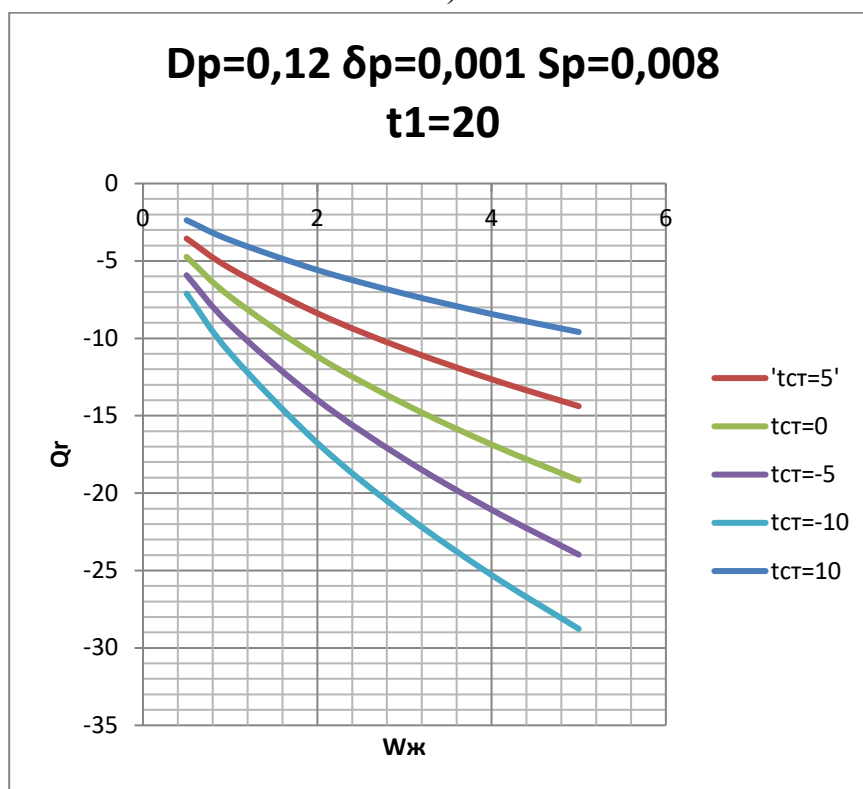
Результати розрахунків наведено на рис.17.



а)



б)



в)

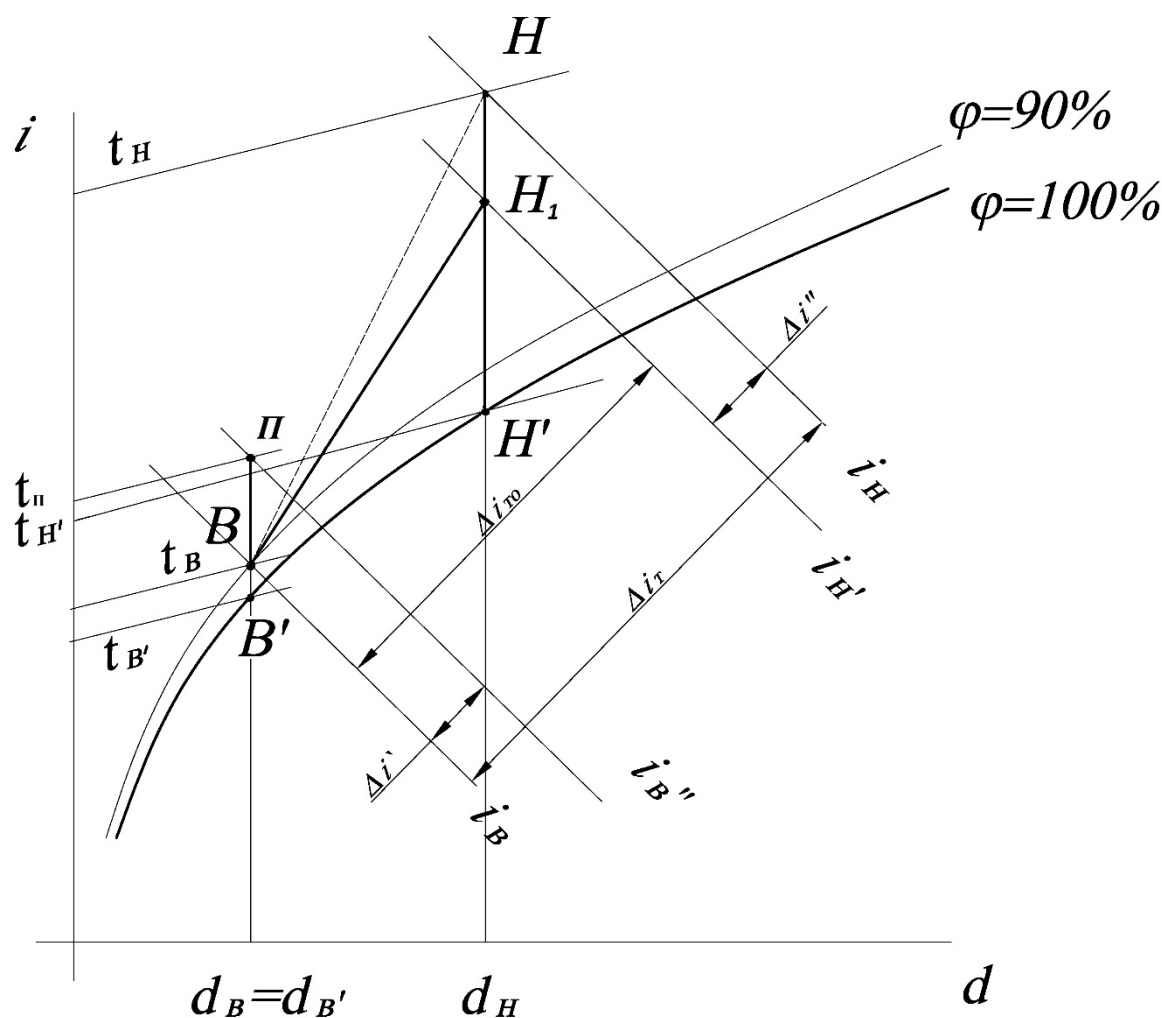
**Рис.17 - Результати розрахунку кількості відведеного тепла від
одиничного ребристого елемента при температурі вхідного повітряного
потoku 20°C :**

а, б, в - залежно для висоти ребра, відповідно, 0,04; 0,08; 0,12 м



З урахуванням отриманих результатів було розроблено алгоритм конструювання ПО для систем отримання води з атмосферного повітря. Алгоритм дозволяє розрахувати не тільки число і параметри ребер у кожному ряду, але і визначити для конкретних умов експлуатації теплове навантаження на ПО.

Як правило, вихідними даними для розрахунку тепловологісних процесів з повітрям задаються початкова температура t_n і відносна вологість φ_n (рис.18)



$$\Delta i = \Delta i' = \Delta i''; \quad \Delta i_{TO} = \Delta i_T - \Delta i$$

Рис. 18 - Тепловологісні процеси в повітроохолоджувачі системи отримання води з атмосферного повітря

Очевидно, що вміст вологи

$$d_H = d_{H_1} = d_{H'} \quad (6)$$



За визначенням відносної вологості [14]

$$\varphi_H = \frac{P_{\Pi}}{P_H} \quad (7)$$

де P_{Π} — парціальний тиск водяної пари в повітрі при φ_{Π} і t_{Π} , Па;

P_H — парціальний тиск насичених водяних парів у повітрі при $\varphi=100\%$ і t_{Π} , Па.

Знаючи температуру t_{Π} , можна визначити тиск насичення водяних парів у точці Н

$$P_H = 9,81 \cdot 10^m, \text{ Па}, \quad (8)$$

де

$$m = 9,97 - \frac{2220}{(t_H + 273)} \quad (9)$$

Тоді

$$P_{\Pi} = P_H \cdot \varphi \quad (10)$$

З урахуванням постійного вологовмісту в процесі Н-Н' у точці Н' пара стає насиченою, але з тим же чисельним значенням, що у формулі (8).

Тоді можна знайти температуру насичення або температуру «точки роси» в Н'

$$t_{H'} = \sqrt{0,262P_{\Pi} - 215,636}, \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (11)$$

У кінцевій точці охолодження повітря по лінії $\varphi=100\%$ В' задана температура $t_{B'}$

Парціальний тиск насиченої пари визначається за рівнянням (4.8) — (4.9).

Вологовміст насиченої водяної пари в точках Н' і В' визначається за формулою:

$$d_{H'} = 0,622 \frac{P_{H'}}{P_0 - P_{H'}} \quad (12)$$

$$d_{B'} = 0,622 \frac{P_{B'}}{P_0 - P_{B'}} \quad (13),$$

де P_0 — барометричний тиск, Па

$P_{H'}$ і $P_{B'}$ — тиск насиченої водяної пари, відповідно водяної пари, відповідно в точках Н' і В', Па

Маючи чисельні значення вологовмісту і температур у точках Н, Н' і В', можна знайти питому ентальпію

$$i_H = 1,005t_H + (2500 + 1,08t_H) \frac{d_H}{1000}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (9)$$

$$i_{H'} = 1,005t_{H'} + (2500 + 1,08t_{H'}) \frac{d_{H'}}{1000}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (10)$$



$$i_B = 1,005t_B + (2500 + 1,08t_B) \frac{d_B}{1000}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (11)$$

Відведене питоме тепло в процесі Н-Н'-В'

$$\Delta i_T = i_H - i_{B'}. \quad (12)$$

Отримана волога в процесі Н-Н'-В'

$$\Delta d_T = d_H - d_{B'}, \frac{\text{г}}{\text{кг}} \quad (13)$$

Знаючи масову витрату повітря М, можна знайти теплове навантаження і витрату отриманої вологи (конденсату)

$$Q_T = \Delta i_T M, \text{ Вт} \quad (14)$$

$$G_B = \Delta d M, \frac{\text{г}}{\text{с}} \quad (15)$$

3.3.5. Повітроохолоджувач з регенеративним теплообмінником у складі систем отримання води з атмосферного повітря

Для зниження питомого тепла в процесі Н-Н'-В' передбачається конструкція ПО з регенеративним теплообмінником (рис. 18).

На вході такого теплообмінника 7, перед джерелом холоду, у якості якого може бути використаний випарник термотрансформатора або розсіл, встановлюється пучок оребрених вертикальних двофазних термосифонів 6.

Теплообмінник 7 розділений на два канали. Подача повітряного потоку здійснюється вентилятором 1.

Низькотемпературне джерело 2 розташовується за пучком термосифонів за напрямком руху повітряного потоку. Конденсат зливається в піддон 3, а потім видаляється у збірну ємність 4. Для запобігання бризковіднесенню встановлюється краплеуловлювач 5. Така конструкція ПО дозволяє здійснювати попереднє охолодження вхідного потоку за рахунок теплообміну з вихідним холодним потоком.

У результаті цього під час здійснення процесу конденсації вологи з атмосферного повітря питоме теплове навантаження процесу знижується на величину $\Delta i''$ (див. рис.17).

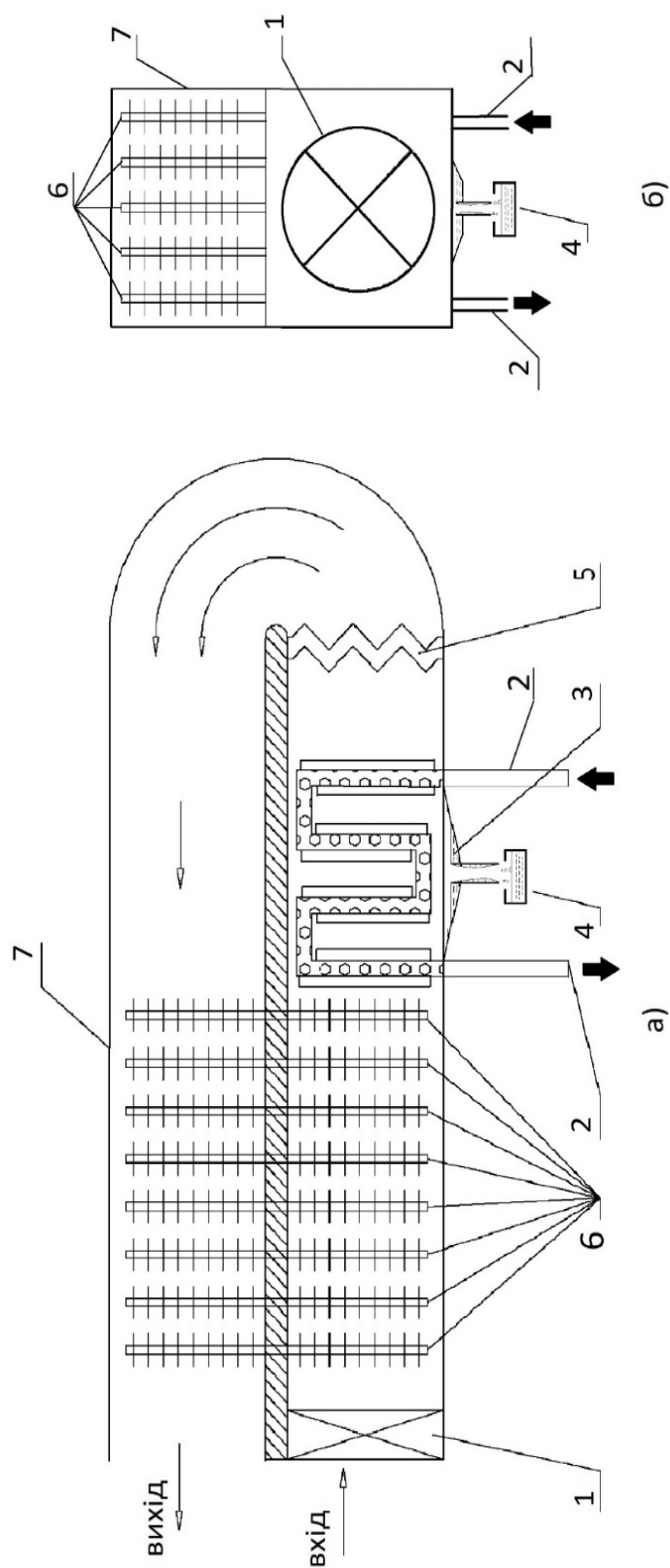


Рис. 18 - Повітроохолоджувач з регенеративним теплообмінником у складі систем отримання води з атмосферного повітря: 1 — припливний вентилятор; 2 — канали низькотемпературного джерела; 3 — піддон для збору конденсату;



Висновки

1. Розроблено оригінальні конструкції систем отримання води з атмосферного повітря на базі насосного і безнасосного АВТ, призначені для роботи в польових умовах в автономному режимі.

2. Виконано моделювання теплових режимів повітроохолоджувача системи отримання води з атмосферного повітря, на основі якого розроблено алгоритм конструювання. Алгоритм дозволяє розрахувати не тільки число і параметри ребер у кожному ряду, але і визначити для конкретних умов експлуатації теплове навантаження. Отримано залежності теплового навантаження типових ребер від параметрів повітряного потоку (швидкість, температура) і температури охолодження (температура стінки).

3. Запропоновано оригінальну схему повітроохолоджувача в складі систем отримання води з атмосферного повітря з регенеративним теплообмінником на базі двофазних термосифонів. Схема дозволяє здійснювати попереднє охолодження вхідного повітряного потоку за рахунок теплообміну з холодним вихідним потоком і тим самим підвищити продуктивність системи стосовно конденсованої вологи.

4. Конструкція воздухоохладителя дозволяє не тільки вирішувати завдання отримання води, але завдання комфортного і технологічного кондиціонування повітря.

**KAPITEL 4 / CHAPTER 4⁴****EFFECTIVE PRESTRESSED SLABS FOR AIRFIELD PAVEMENTS AND ROADS****DOI: 10.30890/2709-2313.2023-16-02-029****Introduction**

The efficiency and economy of construction largely depends on the successful introduction of new construction technologies and materials, the use of new equipment and the development of calculation and design methods. Modern materials and technologies make it possible to develop new constructive solutions for buildings and structures, reduce the duration of their construction, reduce labor costs for construction work, and also extend the duration of their operation. Basically, this is achieved due to a qualitative increase in the strength characteristics of materials [5...8].

Reinforced concrete is one of the most common structural materials used in construction, but it has two main disadvantages - high self-weight and low crack resistance. The main ways to reduce self-weight and increase the crack resistance of reinforced concrete structures are: the use of higher-strength concrete and prestressing in structures. Reinforced concrete works especially effectively when prestressed in two directions [5...8].

One of the ways to increase the strength and stiffness properties of concrete is the introduction of various composite admixtures into its composition. In this quality, steel fibers are becoming more and more widespread. This material was named - steel fiber concrete (SFC). Thanks to the introduction of steel fibers into the concrete matrix, its structure changes, as internal reinforcing elements appear, which make it possible to increase the tensile strength during bending - by 1.5...2.5 times, and most importantly, to reduce the deformability of the material by 10...20 times in comparison with the corresponding characteristics of the concrete matrix. No less significant is the improvement of a number of other characteristics of the material, such as frost resistance, waterproofness, corrosion resistance, heat resistance, resistance to abrasion and impact, etc.

⁴*Authors: Zhuravskiy Oleksandr Dmytrovykh*



4.1. Methodology for calculating bending elements of rectangular cross-section, reinforced with ordinary and pre-stressed reinforcement, as well as steel fiber

Consider a bending element of rectangular cross-section, reinforced with steel fiber and rod ordinary and pre-stressed reinforcement in the compressed and stretched sections of the cross-section. The stress-strain state of a rectangular combined-reinforced section is shown in Fig. 1.

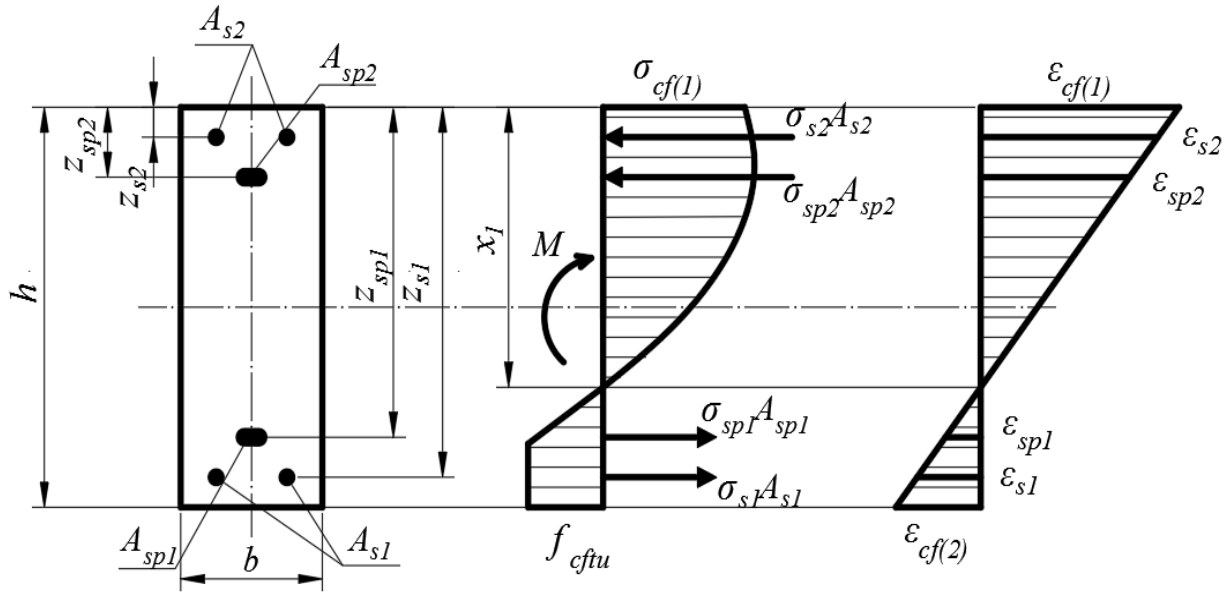


Figure 1 - Stress-deformed state of a rectangular combined-reinforced bending element

The criterion for the exhaustion of the load-bearing capacity along the normal section of the steel fiber concrete (SFC) of the element is the destruction of the SFC when the fiber deformations reach the limit values $\epsilon_{cftu} = -2f_{cftu}/E_{cf}$. Then the value of the ultimate bending moment in the direction of one of the axes M_u for SFC bending elements of rectangular section with pre-stressed reinforcement, it is recommended to determine according to the formulas (Fig. 1):

$$\frac{bf_{cf}k_c}{\aleph} \sum_{k=1}^5 \frac{a_k}{k+1} \gamma^{k+1} - \frac{3}{4}bf_{cft}(h - x_1) + \sum_{i=1}^n \sigma_{si}A_{si} = 0; \quad (1)$$

$$\frac{bf_{cf}k_c}{\aleph^2} \sum_{k=1}^5 \frac{a_k}{k+2} \gamma^{k+2} - \frac{11}{24}bf_{cft}(h - x_1)^2 + \sum_{i=1}^n \sigma_{si}A_{si}(x_1 - z_{si}) - M = 0. \quad (2)$$

In formulas (1), (2) according to [4]:

$\aleph = \left(\frac{1}{r}\right)$ - curvature of the curved axis in the section (1/m):

$$\aleph = \left(\frac{1}{r}\right) = \frac{\epsilon_{c(1)} - \epsilon_{c(2)}}{h}; \quad (3)$$



$\varepsilon_{c(1)}$ - relative deformations of steel fiber concrete in the compressed cross-sectional area;

$\varepsilon_{c(2)}$ - relative deformations of steel fiber concrete in the stretched cross-sectional area;

γ - ratio of relative compression strains $\varepsilon_{c(1)}$ to the limit ε_{cf1} :

$$\gamma = \frac{\varepsilon_{c(1)}}{\varepsilon_{cf1}}; \quad (4)$$

x_1 - height of compressed zone (m):

$$x_1 = \frac{\varepsilon_{c(1)}}{\bar{\kappa}}; \quad (5)$$

$\bar{\kappa}$ - relative curvature:

$$\bar{\kappa} = \frac{\kappa}{\varepsilon_{cf1}}; \quad (6)$$

σ_{si} - stress in the reinforcement;

z_{si} - the distance from the center of gravity of the reinforcement to the extreme compressed face of the section;

a_k - coefficients of the polynomial, which are determined depending on the experimental value of the prism strength of SFC according to the methodology [8].

We present equations (1), (2) in the form

$$N_{cf} - N_{cft} + N_s = 0; \quad (7)$$

$$M_{cf} + M_{cft} + M_s = M, \quad (8)$$

N_{cf}, M_{cf} - forces in the compressed zone of the SFC;

N_{cft}, M_{cft} - forces in the stretched zone of the SFC;

N_s, M_s - total forces in the reinforcement.

The value of internal forces

$$N_{cf} = \frac{bf_{cf}k_c}{\bar{\kappa}} \sum_{k=1}^5 \frac{a_k}{k+1} \gamma^{k+1}; \quad (9)$$

$$N_{cft} = \frac{3}{4} bf_{cft}(h - x_1); \quad (10)$$

$$N_s = \sigma_{s2}A_{s2} + \sigma_{sp2}A_{sp2} - \sigma_{s1}A_{s1} - \sigma_{sp1}A_{sp1}; \quad (11)$$

$$M_{cf} = \frac{bf_{cf}k_c}{\bar{\kappa}^2} \sum_{k=1}^5 \frac{a_k}{k+2} \gamma^{k+2}; \quad (12)$$

$$M_{cft} = \frac{11}{24} bf_{cft}(h - x_1)^2; \quad (13)$$

$$M_s = A_{s1}E_{s1}\kappa(x_1 - z_{s1})^2 + A_{sp1}E_{sp1}(\kappa(x_1 - z_{sp1}) - \varepsilon_{p01})(x_1 - z_{sp1}) + \\ + A_{s2}E_{s2}\kappa(x_1 - z_{s2})^2 + A_{sp2}E_{sp2}(\kappa(x_1 - z_{sp2}) - \varepsilon_{p02})(x_1 - z_{sp2}), \quad (14)$$

ε_{p0i} - relative deformations caused by the prestressing of the reinforcement, taking into account all losses.

Stresses in normal and pre-stressed reinforcement:



$$\sigma_{si} = E_{si} \aleph(x_1 - z_{si}); \quad (15)$$

$$\sigma_{spi} = E_{spi} (\aleph(x_1 - z_{spi}) - \varepsilon_{p0i}). \quad (16)$$

Substituting expressions (5), (6), (15), (16) into equations (9)...(11), we obtain:

$$N_{cf} = \frac{b f_{cf} \varepsilon_{cf1} k_c}{\aleph} \sum_{k=1}^5 \frac{a_k}{k+1} \gamma^{k+1}; \quad (17)$$

$$N_{cft} = \frac{3}{4} b f_{cft} \left(h - \frac{\varepsilon_{cf(1)}}{\aleph} \right); \quad (18)$$

$$N_s = A_{s2} E_{s2} \aleph(x_1 - z_{s2}) + A_{sp2} E_{sp2} (\aleph(x_1 - z_{sp2}) - \varepsilon_{p02}) - \\ - A_{s1} E_{s1} \aleph(x_1 - z_{s1}) - A_{sp1} E_{sp1} (\aleph(x_1 - z_{sp1}) - \varepsilon_{p01}); \quad (19)$$

By substituting equations (17)...(19) into (7) and after transformations, we obtain the dependence for curvature

$$\aleph = \frac{-b_{\Sigma} + \sqrt{b_{\Sigma}^2 - 4a_{\Sigma}c_{\Sigma}}}{2a_{\Sigma}}, \quad (20)$$

$$a_{\Sigma} = A_{s1} E_{s1} z_{s1} + A_{s2} E_{s2} z_{s2} + A_{sp1} E_{sp1} z_{sp1} + A_{sp2} E_{sp2} z_{sp2}; \quad (21)$$

$$b_{\Sigma} = \frac{3}{4} b h f_{cft} - \varepsilon_{cf(1)} (A_{s1} E_{s1} + A_{s2} E_{s2} + A_{sp1} E_{sp1} + A_{sp2} E_{sp2}) + \\ + A_{sp1} E_{sp1} \varepsilon_{p01} + A_{sp2} E_{sp2} \varepsilon_{p02}; \quad (22)$$

$$c_{\Sigma} = -\frac{3}{4} b f_{cft} \varepsilon_{cf(1)} - b f_{cf} \varepsilon_{cf1} k_c \sum_{k=1}^5 \frac{a_k}{k+1} \gamma^{k+1}. \quad (23)$$

After determining the curvature $\aleph$ its values are substituted into formulas (12)...(14) to determine moments M_{cf} , M_{cft} and M_s . After that, using formula (8), we determine the bending moment M , which corresponds to the curvature $\aleph$. The calculation is performed step by step for each value of the relative deformations in the compressed cross-sectional area $\varepsilon_{c(1)}$, which successively increases in value $\Delta \varepsilon_{c(1)}$.

At each step of the calculation, it is necessary to control the tension in the pre-stressed reinforcement, which is located in the stretched zone of the section. For this, we use the « σ - ε » diagram for stressed steel (Fig. 2) [3].

When the stress value is reached $\sigma_{sp} \geq f_{pd}$ in the following steps, the stress in the pre-stressed reinforcement must be determined according to the formula [8]

$$\sigma_{sp} = f_{pd} + \left(\frac{f_{pk}}{\gamma_s} - f_{pd} \right) \frac{\varepsilon_{sp} - \varepsilon_{p0}}{\varepsilon_{ud} - \varepsilon_{p0}}, \quad (24)$$

$$f_{pd} = \frac{f_{p0,1k}}{\gamma_s}; \quad \varepsilon_{p0} = \frac{f_{pd}}{E_p}; \quad \varepsilon_{ud} = 0,9 \varepsilon_{uk}; \quad \varepsilon_{sp} = \aleph(x_1 - z_{sp}) - 0,0021.$$

To determine the load-bearing capacity of the SFC with pre-stressed reinforcement, an algorithm was developed, which is presented in the form of a block diagram (Fig. 3).

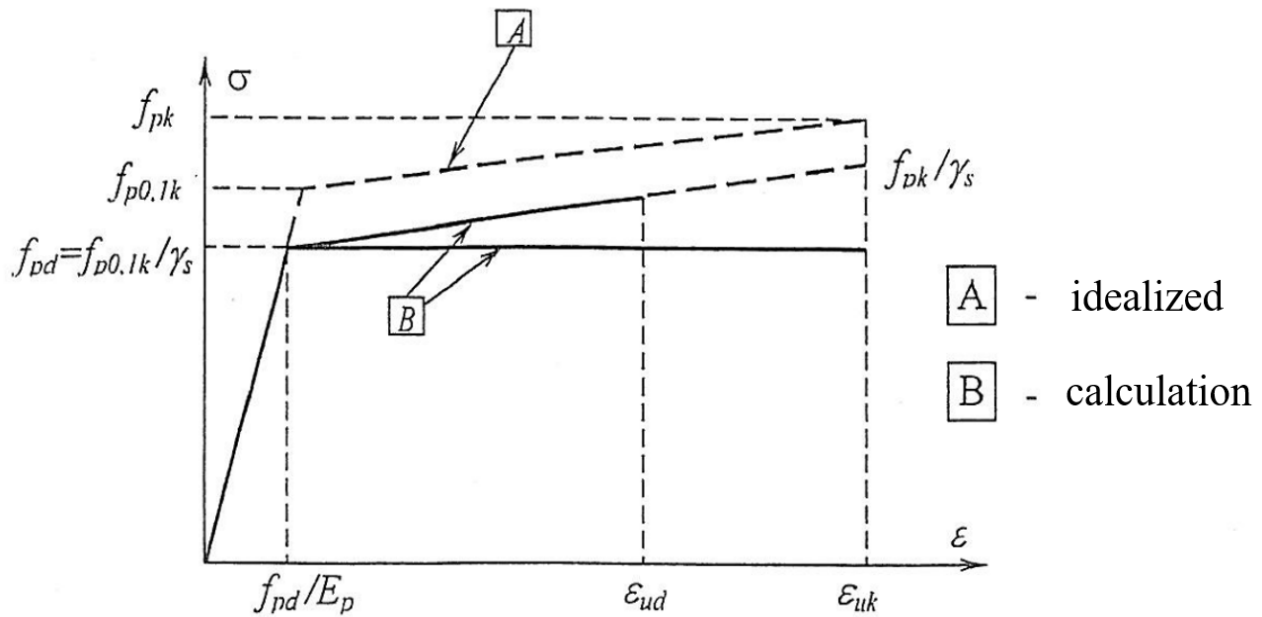


Figure 2 - Idealized and calculated «σ-ε» diagram for stressed steel [8]

1. We enter the input data: parameters of the section b, h ; parameters of the deformation diagram of reinforced concrete $f_{cf}, f_{cft}, E_{cf}, \varepsilon_{cfu}, \varepsilon_{cftu}, \varepsilon_{cf1}, \varepsilon_{cft1}$; polynomial coefficients a_k ; reinforcement parameters $E_{spi}, A_{spi}, \varepsilon_{p0i}, E_{si}, A_{si}$; reinforcement step S along the axis perpendicular to what is being calculated; the distance from the upper compressed face of the section to the center of gravity of the reinforcement z_{spi} and z_{spi} .

2. At the first step, we determine the amount of lateral compression of the SFC from the pre-stressed reinforcement located along the axis Y $\sigma_2 = E_{sp} \varepsilon_{p0} \frac{A_{sp}}{h \cdot S}$.

3. We determine the coefficient of increase in the strength of SFC under biaxial compression $k_c = 1,0 + 1,38 \frac{\sigma_2}{f_{cf}} - 1,15 \left(\frac{\sigma_2}{f_{cf}} \right)^2$.

4. We set the value of the initial deformations in the compressed cross-sectional area $\varepsilon_{c(1)} = \Delta \varepsilon_{c(1)} = 0,1 \varepsilon_{cf1}$.

5. We determine the coefficient $= \frac{\varepsilon_{cf(1)}}{\varepsilon_{cf1}}$.

6. We define a polynomial

$$\sum_{k=1}^5 \frac{a_k}{k+1} \gamma^{k+1} = \frac{a_1}{2} \gamma^2 + \frac{a_2}{3} \gamma^3 + \frac{a_3}{4} \gamma^4 + \frac{a_4}{5} \gamma^5 + \frac{a_5}{6} \gamma^6.$$

7. We define the parameters

$$a_{\Sigma} = A_{sp} E_{sp} z_{sp};$$

$$b_{\Sigma} = \frac{3}{4} b h f_{cft} - A_{sp} E_{sp} \varepsilon_{cf(1)} + A_{sp} E_{sp} \varepsilon_{p0};$$

$$c_{\Sigma} = -\frac{3}{4} b f_{cft} \varepsilon_{cf(1)} - b f_{cf} \varepsilon_{cf1} k_c \sum_{k=1}^5 \frac{a_k}{k+1} \gamma^{k+1}.$$

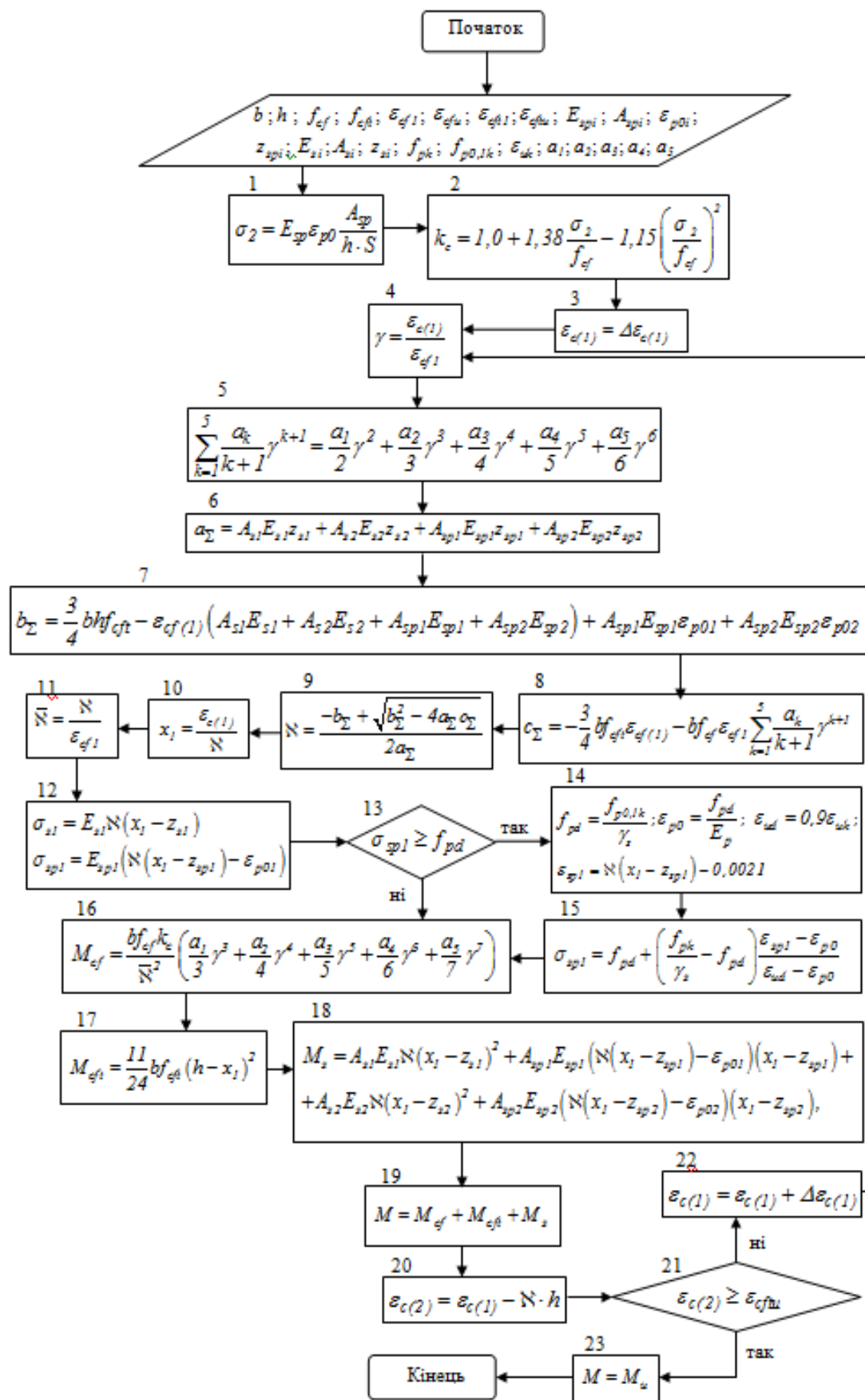


Figure 3 - Block diagram for calculating the bearing capacity of bending SFC elements with pre-stressed reinforcement located in two directions



8. We determine the amount of curvature $\aleph = \frac{-b_{\Sigma} + \sqrt{b_{\Sigma}^2 - 4a_{\Sigma}c_{\Sigma}}}{2a_{\Sigma}}$.

9. We determine the height of the compressed cross-sectional area $x_1 = \frac{\varepsilon_{c(1)}}{\aleph}$.

10. We determine the value of the relative curvature $\bar{\aleph} = \frac{\aleph}{\varepsilon_{cf1}}$.

11. We determine the amount of tension in the armature

$$\sigma_{sp} = E_{sp}(\aleph_i(x_1 - z_{sp}) - \varepsilon_{p0}).$$

12. We check the condition $\sigma_{sp1} \geq f_{pd}$. If the condition is fulfilled, then the stress in the prestressed armature is determined by the formula

$$\sigma_{sp} = f_{pd} + \left(\frac{f_{pk}}{\gamma_s} - f_{pd} \right) \frac{\varepsilon_{sp} - \varepsilon_{p0}}{\varepsilon_{ud} - \varepsilon_{p0}}, \text{ we: } f_{pd} = \frac{f_{p0,1k}}{\gamma_s}; \varepsilon_{p0} = \frac{f_{pd}}{E_p}; \varepsilon_{ud} = 0,9\varepsilon_{uk};$$

$\varepsilon_{sp} = \aleph(x_1 - z_{sp}) - 0,0021$ and we go to paragraph 13. If the condition $\sigma_{sp1} \geq f_{pd}$ is not performed, then the tension is not recalculated and we proceed to paragraph.

13. We determine the moment perceived by the compressed cross-sectional area

$$M_{cf} = \frac{bf_{cf}k_c}{\bar{\aleph}^2} \left(\frac{a_1}{3}\gamma^3 + \frac{a_2}{4}\gamma^4 + \frac{a_3}{5}\gamma^5 + \frac{a_4}{6}\gamma^6 + \frac{a_5}{7}\gamma^7 \right).$$

14. We determine the moment perceived by the stretched cross-sectional area

$$M_{cft} = \frac{11}{24}bf_{cft}(h - x_1)^2.$$

15. We determine the moment perceived by the reinforcing bars

$$M_s = A_{sp}E_{sp}(\aleph(x_1 - z_{sp}) - \varepsilon_{p0})(x_1 - z_{sp}).$$

16. We determine the moment in the section $M = M_{cf} + M_{cft} + M_s$.

17. We determine the magnitude of the relative deformations in the stretched cross-sectional area $\varepsilon_{c(2)} = \varepsilon_{c(1)} - \aleph \cdot h$ and compare its values with the limit deformations $\varepsilon_{c(2)} \geq \varepsilon_{cftu}$. If the condition is not met, then we proceed to the second step of the calculation. If the condition is fulfilled, that is, the relative tensile deformations are equal to or exceed the limit values, then the calculation is completed and the moment value is taken as the bearing capacity $M = M_u$.

18. In the second step, we increase the value $\varepsilon_{c(1)}$ by $\Delta\varepsilon_{c(1)} = 0,1\varepsilon_{cf(1)}$ and we perform the calculation according to p.p. 5...17.

19. Value M and $\aleph$ at each step, we put the "moment-curvature" on the graph.

The block diagram is implemented in the program Mathcad.



4.2. Effective pre-stressed slabs of airfield pavements

For the arrangement of airfield surfaces and helipads, prefabricated reinforced concrete prestressed PAG-14 slabs are used, which correspond to the current DSTU B B.2.6-136:2010. Structures of buildings and structures. PAG-14 prestressed reinforced concrete slabs for airfield pavement [1]. The slabs have plan dimensions of 6.0×2.0 m and a thickness of 140 mm (Fig. 4).

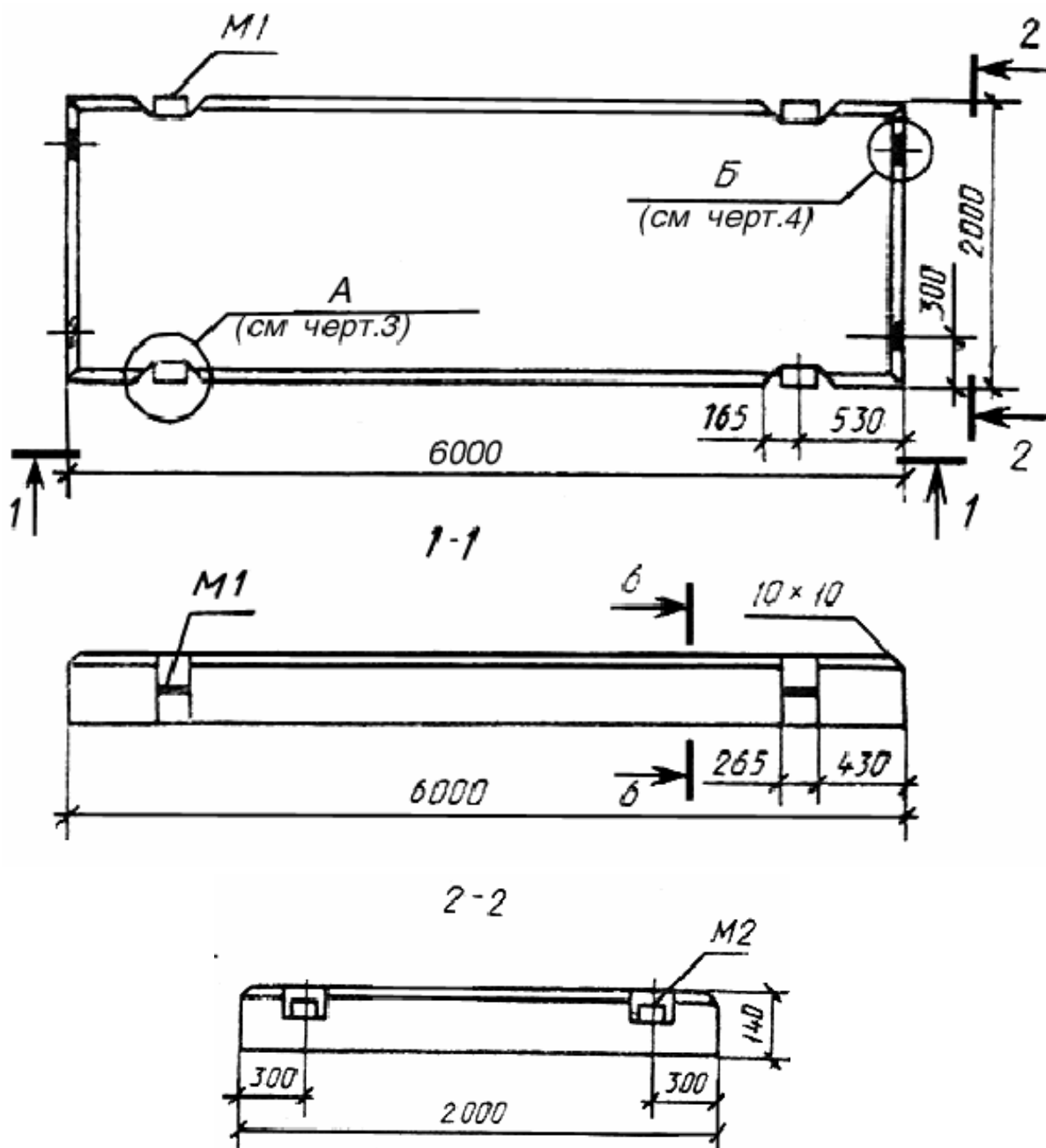


Figure 4 - Precast reinforced concrete airfield plate PAG-14

Slabs are made of C20/25 grade concrete and reinforced with longitudinal pre-



stressed reinforcement $5\text{Ø}14\text{AT-V}$ in two levels and C2 reinforcing meshes in two levels with reinforcement $\text{Ø}5\text{Bp-I}$ with a step of 100 mm, located in the transverse direction of the slab, and $4\text{Ø}5\text{Bp-I}$, located in the longitudinal direction of the plate (Fig. 5). In the end parts, grids C1 are arranged in two levels with reinforcement $4\text{Ø}8\text{A400C}$, located in the transverse direction of the plate, and $2\text{Ø}5\text{Bp-I}+2\text{Ø}8\text{A400C}$, located in the longitudinal direction of the plate.

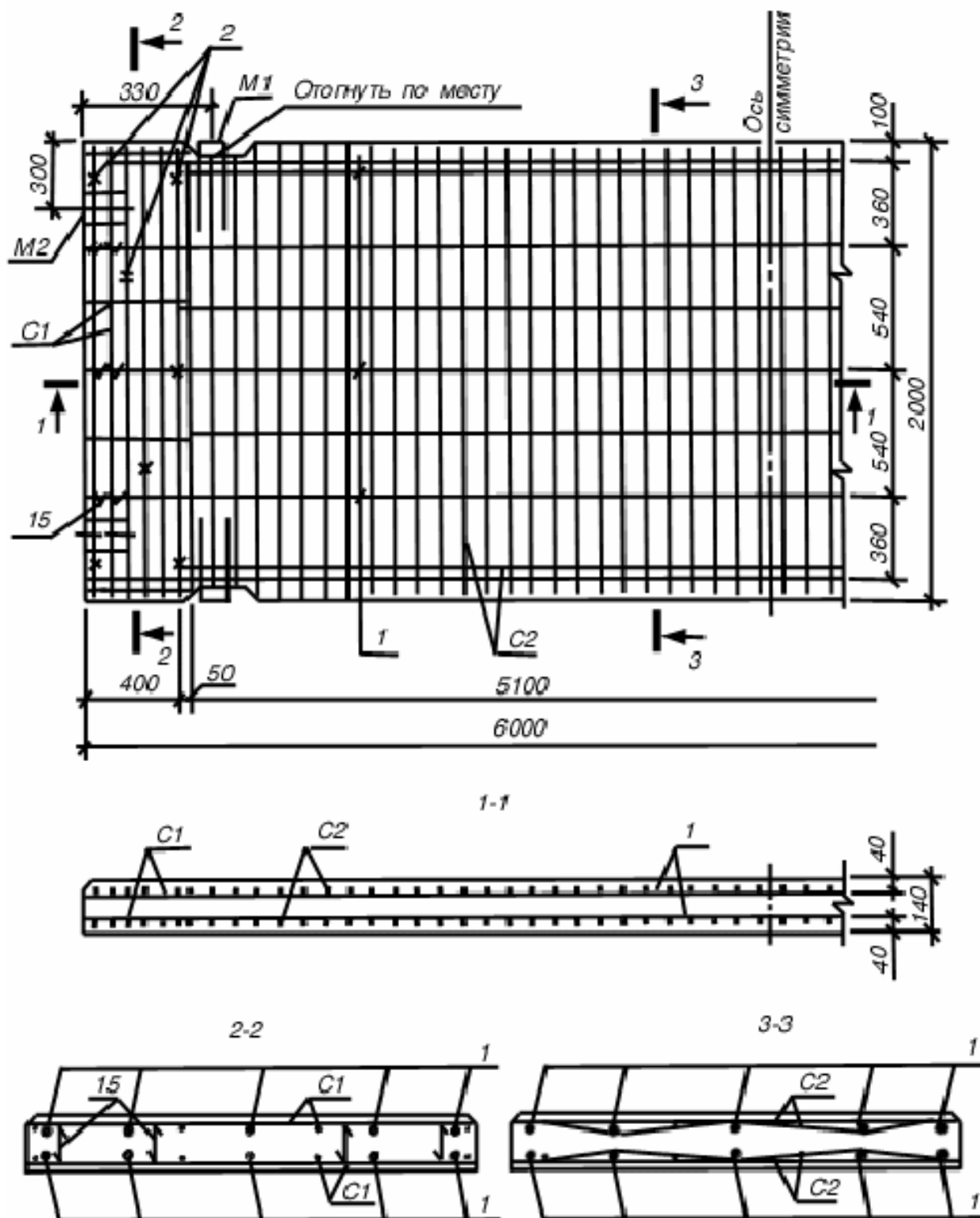


Figure 5 - Scheme of PAG-14 airfield plate reinforcement



4.2.1. Calculation of the bearing capacity of the PAG-14 plate without steel fiber

Cross-sectional dimensions $b=2000$ mm, $h=140$ mm (Fig. 6).

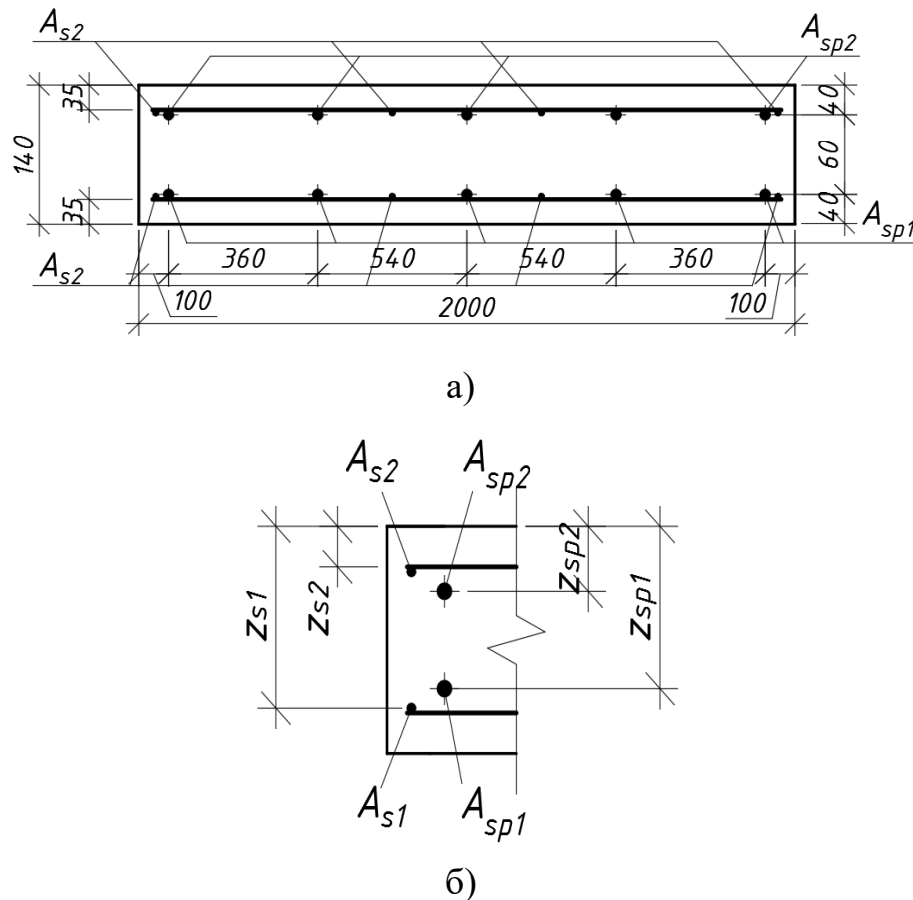


Figure 6 - Estimated section of PAG-14 plate (a) and calculation parameters (b)

Pre-stressed reinforcement in two levels of 5Ø14At-V: $A_{sp1}=A_{sp2}=769$ mm²; $E_{sp}=190000$ MPa; $f_{pk}=840$ MPa; $f_{p0,1k}=765$ MPa; $\varepsilon_{uk}=0,018$. Unstressed reinforcement in two levels according to 4Ø5Bp-I: $A_{s1}=A_{s2}=79$ mm²; $E_{sp}=170000$ MPa. Elongation of reinforcement, taking into account all losses, is $\varepsilon_{sp0}=-0,002$. The distance from the upper compressed face of the section to the center of gravity of the reinforcing bars $z_{sp1}=100$ mm, $z_{sp2}=40$ mm, $z_{s1}=105$ mm, $z_{s2}=35$ mm.

Class of concrete C20/25: $f_{cd}=14,5$ MPa, $E_{cd}=23000$ MPa, $\varepsilon_{cl}=0,00165$, $\varepsilon_{cu}=0,00344$.

Polynomial coefficients:

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
2,8785	-3,1586	1,7454	-0,52904	0,06374

We perform the calculation according to the block diagram. The calculation



results are summarized in Table 1. The "moment-curvature" graph is shown in Fig. 7. The bearing capacity of the plate is $M_u = 71,49 \text{ kNm}$.

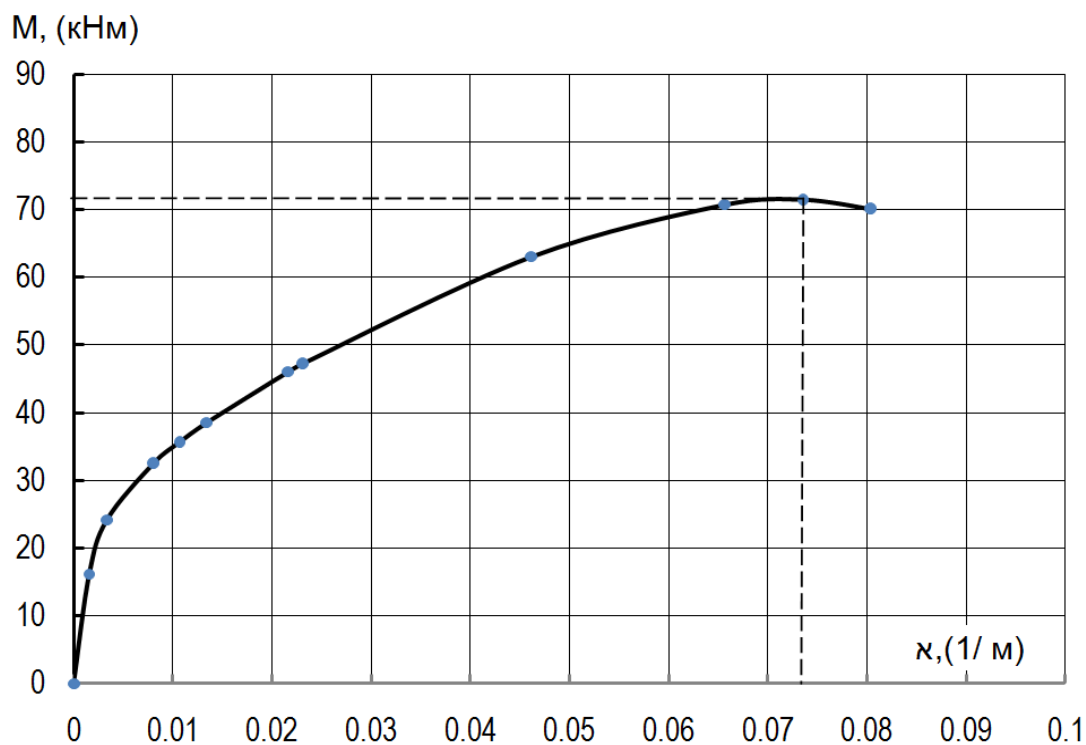


Figure 7 - "Moment-curvature" graph when calculating the PAG-14 plate without metal fiber



Table 1 - Results of calculation of bearing capacity of PAG-14 plate without steel fiber

Point	$\varepsilon_{c(1)}$	$\varepsilon_{c(2)}$	$\bar{\varepsilon}$ 1/m	γ	x_I m	$\bar{\varepsilon}$	σ_{sl} MPa	σ_{spl} MPa	M MNm
1	0.0002	$-2.079 \cdot 10^{-5}$	$1.577 \cdot 10^{-3}$	$1.212 \cdot 10^{-1}$	$1.268 \cdot 10^{-1}$	$9.558 \cdot 10^{-1}$	5.849	$-3.91 \cdot 10^2$	$1.615 \cdot 10^{-2}$
2	0.0003	$-1.698 \cdot 10^{-4}$	$3.356 \cdot 10^{-3}$	$1.818 \cdot 10^{-1}$	$8.939 \cdot 10^{-2}$	2.034	-8.905	$-4.058 \cdot 10^2$	$2.419 \cdot 10^{-2}$
3	0.0005	$-6.263 \cdot 10^{-4}$	$8.045 \cdot 10^{-3}$	$3.03 \cdot 10^{-1}$	$6.215 \cdot 10^{-2}$	4.876	$-5.861 \cdot 10$	$-4.569 \cdot 10^2$	$3.253 \cdot 10^{-2}$
4	0.0006	$-8.958 \cdot 10^{-4}$	$1.068 \cdot 10^{-2}$	$3.636 \cdot 10^{-1}$	$5.616 \cdot 10^{-2}$	6.475	$-8.871 \cdot 10$	$-4.88 \cdot 10^2$	$3.566 \cdot 10^{-2}$
5	0.0007	$-1.176 \cdot 10^{-3}$	$1.34 \cdot 10^{-2}$	$4.242 \cdot 10^{-1}$	$5.223 \cdot 10^{-2}$	8.123	$-1.202 \cdot 10^2$	$-5.207 \cdot 10^2$	$3.852 \cdot 10^{-2}$
6	0.001	$-2.027 \cdot 10^{-3}$	$2.162 \cdot 10^{-2}$	$6.061 \cdot 10^{-1}$	$4.626 \cdot 10^{-2}$	$1.31 \cdot 10$	$-2.159 \cdot 10^2$	$-6.197 \cdot 10^2$	$4.603 \cdot 10^{-2}$
7	0.0010552	$-2.18 \cdot 10^{-3}$	$2.311 \cdot 10^{-2}$	$6.395 \cdot 10^{-1}$	$4.567 \cdot 10^{-2}$	$1.4 \cdot 10$	$-2.33 \cdot 10^2$	$-6.375 \cdot 10^2$	$4.727 \cdot 10^{-2}$
8	0.0002	$-4.46 \cdot 10^{-3}$	$4.614 \cdot 10^{-2}$	1.212	$4.334 \cdot 10^{-2}$	2.796 · 10	$-4.836 \cdot 10^2$	$-6.441 \cdot 10^2$	$6.303 \cdot 10^{-2}$
9	0.0003	$-6.185 \cdot 10^{-3}$	$6.561 \cdot 10^{-2}$	1.818	$4.573 \cdot 10^{-2}$	3.976 · 10	$-6.611 \cdot 10^2$	$-6.487 \cdot 10^2$	$7.071 \cdot 10^{-2}$
10	0.0035	$-6.8 \cdot 10^{-3}$	$7.357 \cdot 10^{-2}$	2.121	$4.757 \cdot 10^{-2}$	4.459 · 10	$-7.183 \cdot 10^2$	$-6.502 \cdot 10^2$	$7.149 \cdot 10^{-2}$
11	0.004	$-7.245 \cdot 10^{-3}$	$8.032 \cdot 10^{-2}$	2.424	$4.98 \cdot 10^{-2}$	4.868 · 10	$-7.537 \cdot 10^2$	$-6.51 \cdot 10^2$	$7.012 \cdot 10^{-2}$



4.2.2. Calculation of the bearing capacity of the PAG-14 plate with steel fiber

Cross-sectional dimensions $b=2000$ mm, $h=140$ mm (Fig.8).

Pre-stressed reinforcement in two levels of 5Ø14At-V: $A_{sp1}=A_{sp2}=769$ mm²; $E_{sp}=190000$ MPa; $f_{pk}=840$ MPa; $f_{p0,1k}=765$ MPa; $\varepsilon_{uk}=0,018$. Unstressed reinforcement in two levels according to 4Ø5Bp-I: $A_{s1}=A_{s2}=79$ mm²; $E_{sp}=170000$ MPa. Elongation of reinforcement, taking into account all losses, is $\varepsilon_{sp0} = -0,002$. The distance from the upper compressed face of the section to the center of gravity of the reinforcing bars $z_{sp1}=100$ mm, $z_{sp2}=40$ mm, $z_{s1}=105$ mm, $z_{s2}=35$ mm.

Class of concrete C20/25: $f_{cd}=14,5$ MPa, $E_{cd}=23000$ MPa, $\varepsilon_{cl}=0,00165$, $\varepsilon_{cu}=0,00344$.

Steel fiber STAFIB 50/1.0: $f_f=1000$ MPa; $l_f=50$ mm; $d_f=1$ mm; $\mu_{fv}=0,01$.

The calculated compressive strength of steel fiber concrete is determined according to DSTU [4]:

We define the ratio $(h/l_f)=140/50=2,8$ and $(b/l_f)=2000/50=40$ and determine the coefficient $k_n=0,534$.

We determine the coefficient of efficiency of indirect fiber reinforcement:

$$\varphi_f = \frac{5 + L}{1 + 4,5L} = \frac{5 + 0,1967}{1 + 4,5 \cdot 0,1967} = 2,767,$$

$$L = \frac{k_n^2 \cdot \mu_{fv} \cdot f_f}{f_{cd}} = \frac{0,534^2 \cdot 0,01 \cdot 1000}{14,5} = 0,1967.$$

$$f_{cf} = f_{cd} + (k_n^2 \cdot \varphi_f \cdot \mu_{fv} \cdot f_f) = 14,5 + (0,534^2 \cdot 2,767 \cdot 0,01 \cdot 1000) = 22,36 \text{ MPa.}$$

Coefficient

$$K_T = \sqrt{1 - (1,2 - 80\mu_{fv})^2} = \sqrt{1 - (1,2 - 80 \cdot 0,01)^2} = 0,9165.$$

$$f_{cft} = 1,1f_{cd} \left(K_T \frac{k_{or}^2 \cdot \mu_{fv} \cdot l_f}{0,8 \cdot \eta_f \cdot d_{f,red}} + 0,08 - 0,5\mu_{fv} \right) =$$

$$= 1,1 \cdot 14,5 \left(0,9165 \frac{0,534^2 \cdot 0,01 \cdot 50}{0,8 \cdot 0,9 \cdot 1} + 0,08 - 0,5 \cdot 0,01 \right) = 1,49 \text{ MPa.}$$

The modulus of elasticity of SFC is determined according to DSTU [4]:

$$E_{cf} = E_{cd}(1 - \mu_{fv}) + E_f\mu_{fv} = 25000(1 - 0,01) + 190000 \cdot 0,01 = 24940 \text{ MPa.}$$

Polynomial coefficients:

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
2,51816	-2,14804	0,71003	-0,04839	-0,03169

Relative deformations of SFC in compression $\varepsilon_{cf1} = 0,00176$;



$$\varepsilon_{cftu} = 0,00293.$$

Relative deformations of SFC in tension $\varepsilon_{cft1} = 0,00018$; $\varepsilon_{cftu} = 0,00035$.

We perform the calculation according to the block diagram. The calculation results are summarized in Table 2. The "moment-curvature" graph is shown in Fig. 8. The bearing capacity of the plate is $M_u = 86,73 \text{ kNm}$.

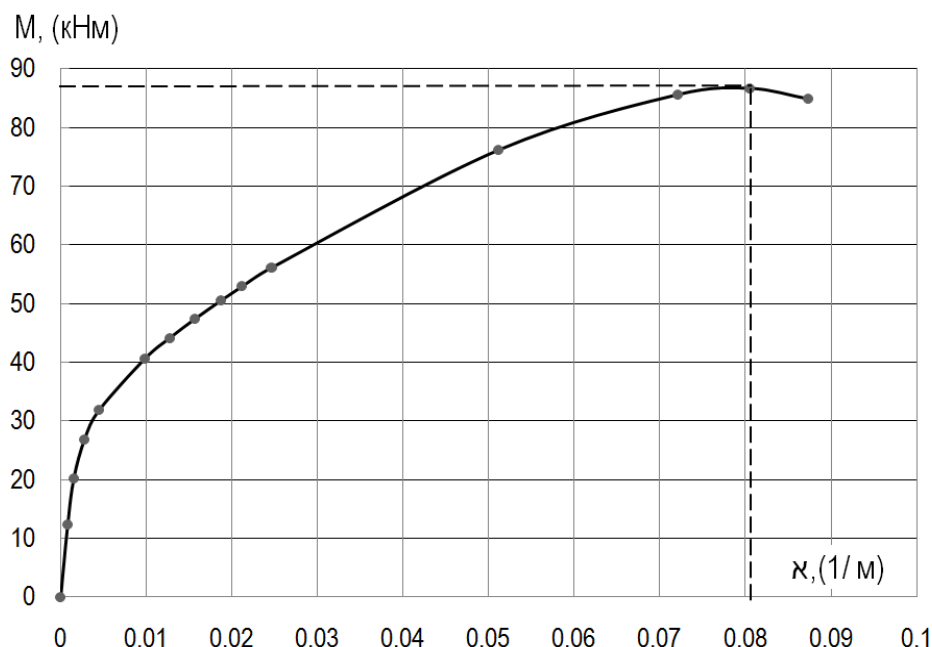


Figure 8 - "moment-curvature" graph when calculating the PAG-14 plate with steel fiber

As a result of the comparative calculation, it was established that the bearing capacity of the PAG-14 plate, in which the reinforcing meshes were replaced by steel fiber, was $M_u = 86,73 \text{ kNm}$. The bearing capacity of the standard PAG-14 plate was $M_u = 71,49 \text{ kNm}$, which is 21.3 % less.

The effectiveness of the steel fiber plate is that the steel fiber almost completely replaces the reinforcing mesh with a total weight of 72.0 kg. There are also no costs for the production of these grids. The comparative calculation showed that it is possible to reduce the amount of high-strength pre-stressed reinforcement to 10...15 %. Due to the good anti-abrasion properties of steel-reinforced concrete, their service life is much longer than that of reinforced concrete.



Table 2 - Results of calculation of bearing capacity of PAC-14 plate with steel fiber

Point	$\varepsilon_{c(1)}$	$\varepsilon_{c(2)}$	$\dot{\varepsilon}$ 1/m	γ	x_I m	$\dot{\varepsilon}$	σ_{spI} MPa	M MNm
1	0.0001	$-1.432 \cdot 10^{-5}$	$8.166 \cdot 10^{-4}$	$5.917 \cdot 10^{-2}$	$1.225 \cdot 10^{-1}$	$4.832 \cdot 10^{-1}$	$-1.865 \cdot 10^2$	$1.237 \cdot 10^{-2}$
2	0.00015	$-6.268 \cdot 10^{-5}$	$1.519 \cdot 10^{-3}$	$8.876 \cdot 10^{-2}$	$9.874 \cdot 10^{-2}$	$8.989 \cdot 10^{-1}$	$-1.904 \cdot 10^2$	$2.015 \cdot 10^{-2}$
3	0.0002205	$-1.7 \cdot 10^{-4}$	$2.789 \cdot 10^{-3}$	$1.305 \cdot 10^{-1}$	$7.905 \cdot 10^{-2}$	1.651	$-2.011 \cdot 10^2$	$2.689 \cdot 10^{-2}$
4	0.0003	$-3.351 \cdot 10^{-4}$	$4.536 \cdot 10^{-3}$	$1.775 \cdot 10^{-1}$	$6.614 \cdot 10^{-2}$	2.684	$-2.192 \cdot 10^2$	$3.193 \cdot 10^{-2}$
5	0.0005	$-8.78 \cdot 10^{-4}$	$9.843 \cdot 10^{-3}$	$2.959 \cdot 10^{-1}$	$5.08 \cdot 10^{-2}$	5.824	$-2.82 \cdot 10^2$	$4.063 \cdot 10^{-2}$
6	0.0006	$-1.185 \cdot 10^{-3}$	$1.275 \cdot 10^{-2}$	$3.55 \cdot 10^{-1}$	$4.706 \cdot 10^{-2}$	7.545	$-3.183 \cdot 10^2$	$4.417 \cdot 10^{-2}$
7	0.0007	$-1.501 \cdot 10^{-3}$	$1.572 \cdot 10^{-2}$	$4.142 \cdot 10^{-1}$	$4.452 \cdot 10^{-2}$	9.304	$-3.557 \cdot 10^2$	$4.745 \cdot 10^{-2}$
8	0.0008	$-1.82 \cdot 10^{-3}$	$1.872 \cdot 10^{-2}$	$4.734 \cdot 10^{-1}$	$4.274 \cdot 10^{-2}$	1.107 · 10	$-3.936 \cdot 10^2$	$5.052 \cdot 10^{-2}$
9	0.001	$-2.451 \cdot 10^{-3}$	$2.465 \cdot 10^{-2}$	$5.917 \cdot 10^{-1}$	$4.057 \cdot 10^{-2}$	1.459 · 10	$-4.683 \cdot 10^2$	$5.616 \cdot 10^{-2}$
10	0.0014939	$-3.895 \cdot 10^{-3}$	$3.849 \cdot 10^{-2}$	$8.84 \cdot 10^{-1}$	$3.881 \cdot 10^{-2}$	2.278 · 10	$-6.375 \cdot 10^2$	$6.763 \cdot 10^{-2}$
11	0.002	$-5.167 \cdot 10^{-3}$	$5.119 \cdot 10^{-2}$	1.183	$3.907 \cdot 10^{-2}$	3.029 · 10	$-6.412 \cdot 10^2$	$7.626 \cdot 10^{-2}$
12	0.003	$-7.09 \cdot 10^{-3}$	$7.207 \cdot 10^{-2}$	1.775	$4.163 \cdot 10^{-2}$	4.264 · 10	$-6.465 \cdot 10^2$	$8.567 \cdot 10^{-2}$
13	0.0035	$-7.765 \cdot 10^{-3}$	$8.046 \cdot 10^{-2}$	2.071	$4.35 \cdot 10^{-2}$	4.761 · 10	$-6.482 \cdot 10^2$	$8.673 \cdot 10^{-2}$
14	0.004	$-8.224 \cdot 10^{-3}$	$8.732 \cdot 10^{-2}$	2.367	$4.581 \cdot 10^{-2}$	5.167 · 10	$-6.491 \cdot 10^2$	$8.492 \cdot 10^{-2}$



4.3. Effective pre-stressed road slabs

Pre-stressed concrete slabs of the P60.38, P60.35 and P60.30 brands are used for the construction of road surfaces, which correspond to the current DSTU B V.2.6-120:2010 [2]. Structures of buildings and structures. Reinforced concrete slabs for covering city roads. Plates of the P60.38 brand have dimensions in plan of 6.0×3.75 m, the P60.35 brand - 6.0×3.5 m, the P60.30 brand - 6.0×3.0 m and a thickness of 140 mm (Fig. 9).

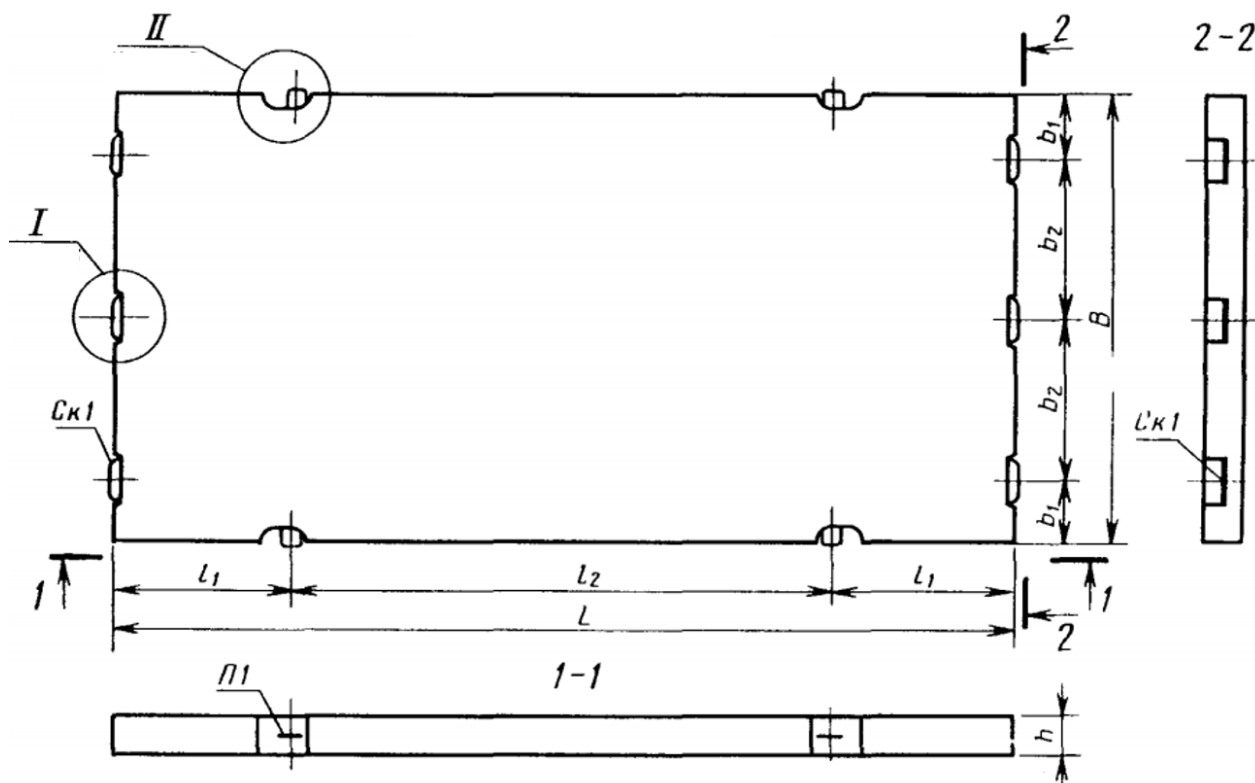


Plate brand	L, mm	B, mm	h, mm
P60.38	6000	3750	140
P60.35	6000	3500	140
P60.30	6000	3000	140

Figure - 9. Precast reinforced concrete slabs of brands P60.38, P60.35 and P60.30

The slabs are made of C25/30 grade concrete and reinforced with pre-stressed reinforcement in two directions (Fig. 10). The P60.38 slab is reinforced with 24Ø10At-V reinforcement, located in the longitudinal direction of the slab in two levels, and 18Ø12At-V, located in the transverse direction of the slab in the center. The P60.35 plate is reinforced with 22Ø10At-V reinforcement, located in the longitudinal direction of the plate in two levels, and 18Ø12At-V, located in the transverse direction of the



plate in the center. The P60.30 slab is reinforced with 20 $\varnothing$ 10At-V reinforcement, located in the longitudinal direction of the slab in two levels in two levels, and 18 $\varnothing$ 12At-V, located in the transverse direction of the slab in the center.

4.3.1. Calculation of the bearing capacity of the P60.38 plate without steel fiber

Cross-sectional dimensions $b=3750$ mm, $h=140$ mm (Fig. 11).

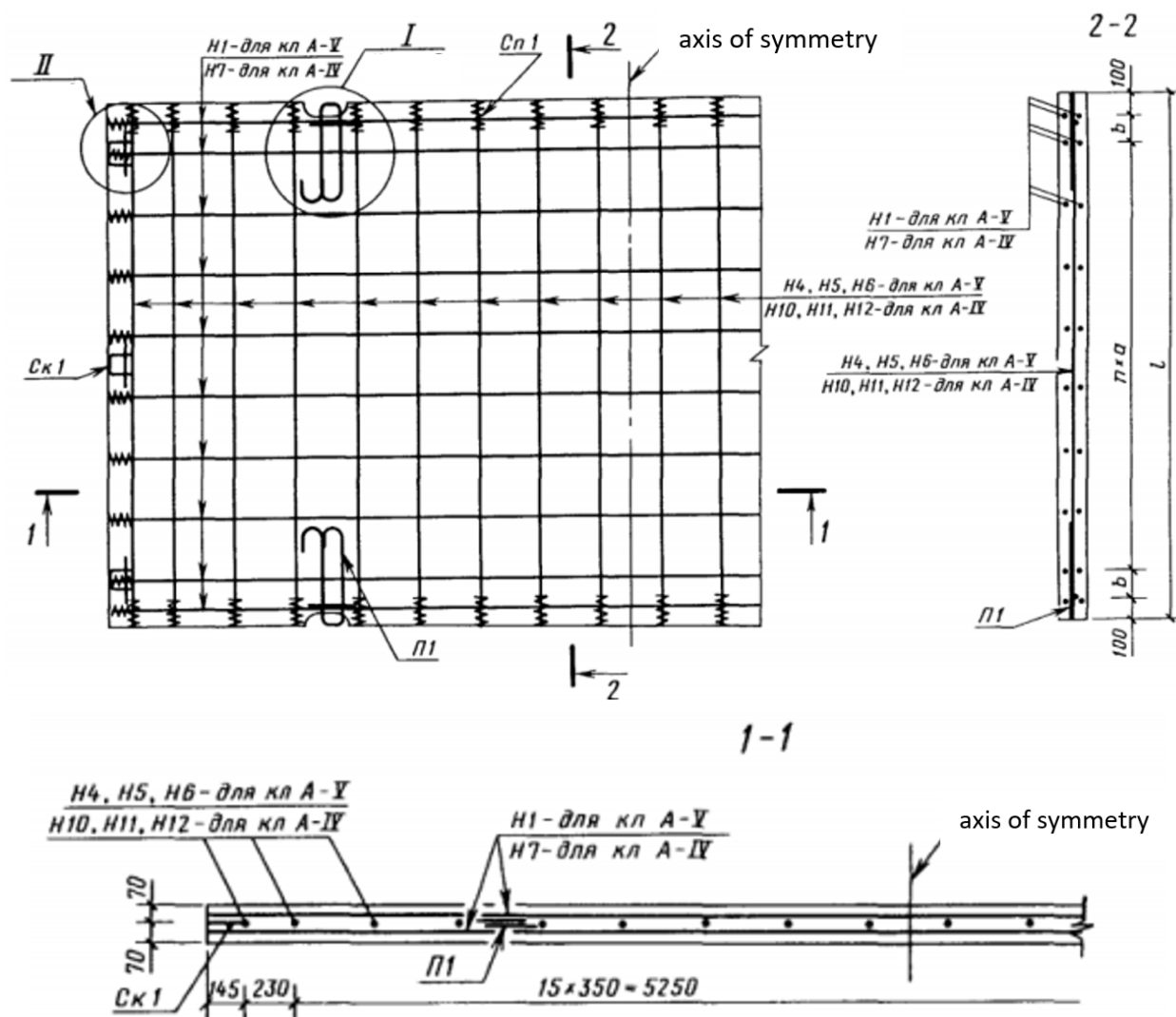


Plate	size, mm			
	a	b	n	l
P60.38	350	200	9	3750
P60.35	350	250	8	3500
P60.30	350	175	7	3000

Figure 10 - Scheme of plate reinforcement P60.38, P60.35 and P60.30

Pre-tensioned reinforcement in two levels of 12 $\varnothing$ 10At-V: $A_{sp1}=A_{sp2}=942$ mm²; $E_{sp}=190000$ MPa; $f_{pk}=840$ MPa; $f_{p0,1k}=765$ MPa; $\varepsilon_{uk}=0,018$. Elongation of



reinforcement, taking into account all losses, is $\varepsilon_{sp0} = -0,002$. Distance from the upper compressed face of the section to the center of gravity of the reinforcing bars $z_{sp1} = 105$ mm, $z_{sp2} = 35$ mm. The step of reinforcement along the axis perpendicular to the one that is calculated $S = 350$ mm.

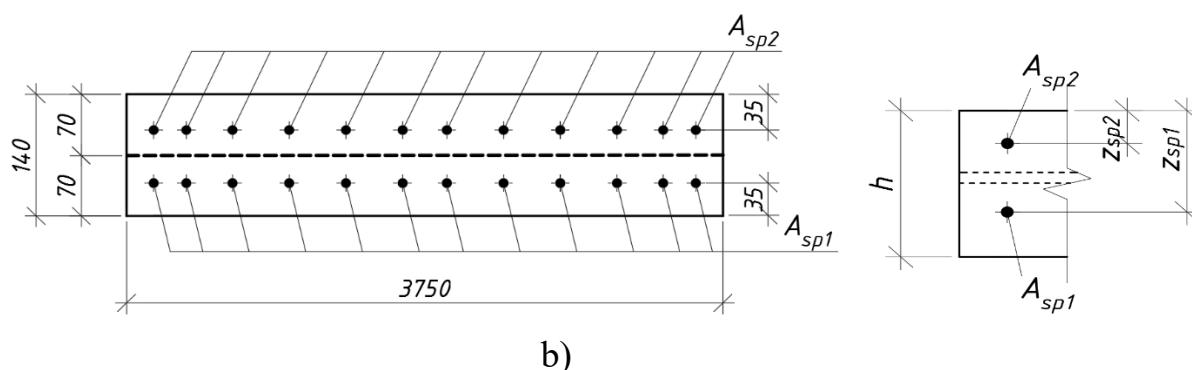


Figure 11 - Estimated section of plate P60.38 (a) and calculation parameters (b)

Class of concrete C25/30: $f_{cd} = 17,0$ MPa, $E_{cd} = 25000$ MPa $\varepsilon_{cl} = 0,00169$, $\varepsilon_{cu} = 0,00328$.

Polynomial coefficients:

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
2,7404	-2,7649	1,3416	-0,35004	0,03295

We perform the calculation according to the block diagram. The calculation results are summarized in Table 3. The "moment-curvature" graph is shown in Fig. 12. The bearing capacity of the plate is $M_u = 144,9$ kNm.

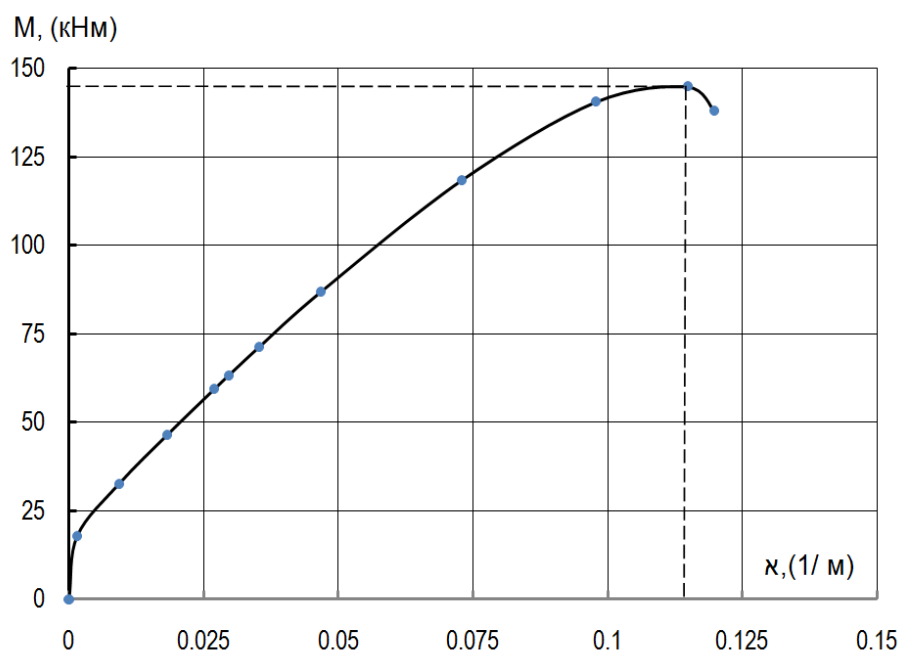


Figure 12 - The "moment-curvature" graph when calculating the P60.38 plate without steel fiber



Table 3 - Results of calculation of bearing capacity of P60.38 plate without steel fiber

Point	$\varepsilon_{c(1)}$	$\varepsilon_{c(2)}$	ξ 1/m	γ	x_l m	$\bar{\xi}$	σ_{sp2} MPa	σ_{sp1} MPa	M MNm
1	0.0001	$-1.124 \cdot 10^{-4}$	$1.517 \cdot 10^{-3}$	$5.917 \cdot 10^{-2}$	$6.592 \cdot 10^{-2}$	$8.977 \cdot 10^{-1}$	$-1.811 \cdot 10^2$	$-2.013 \cdot 10^2$	$1.788 \cdot 10^{-2}$
2	0.0003	$-1.011 \cdot 10^{-3}$	$9.365 \cdot 10^{-3}$	$5.917 \cdot 10^{-2}$	$3.204 \cdot 10^{-2}$	5.541	$-1.953 \cdot 10^2$	$-3.198 \cdot 10^2$	$3.273 \cdot 10^{-2}$
3	0.0005	$-2.063 \cdot 10^{-3}$	$1.83 \cdot 10^{-2}$	$2.959 \cdot 10^{-1}$	$2.732 \cdot 10^{-2}$	1.083.10	$-2.167 \cdot 10^2$	$-4.602 \cdot 10^2$	$4.656 \cdot 10^{-2}$
4	0.0007	$-3.08 \cdot 10^{-3}$	$2.7 \cdot 10^{-2}$	$4.142 \cdot 10^{-1}$	$2.592 \cdot 10^{-2}$	1.598.10	$-2.366 \cdot 10^2$	$-5.957 \cdot 10^2$	$5.946 \cdot 10^{-2}$
5	0.0007644	$-3.395 \cdot 10^{-3}$	$2.971 \cdot 10^{-2}$	$4.523 \cdot 10^{-1}$	$2.573 \cdot 10^{-2}$	1.758.10	$-2.423 \cdot 10^2$	$-6.375 \cdot 10^2$	$6.338 \cdot 10^{-2}$
6	0.0009	$-4.036 \cdot 10^{-3}$	$3.526 \cdot 10^{-2}$	$5.325 \cdot 10^{-1}$	$2.553 \cdot 10^{-2}$	2.086.10	$-2.535 \cdot 10^2$	$-6.397 \cdot 10^2$	$7.126 \cdot 10^{-2}$
7	0.0012	$-5.348 \cdot 10^{-3}$	$4.677 \cdot 10^{-2}$	$7.101 \cdot 10^{-1}$	$2.566 \cdot 10^{-2}$	2.767.10	$-2.73 \cdot 10^2$	$-6.441 \cdot 10^2$	$8.694 \cdot 10^{-2}$
8	0.002	$-8.198 \cdot 10^{-3}$	$7.284 \cdot 10^{-2}$	1.183	$2.746 \cdot 10^{-2}$	4.31.10	$-2.944 \cdot 10^2$	$-6.535 \cdot 10^2$	$1.184 \cdot 10^{-1}$
9	0.003	$-1.069 \cdot 10^{-2}$	$9.777 \cdot 10^{-2}$	1.775	$3.068 \cdot 10^{-2}$	5.785.10	$-2.702 \cdot 10^2$	$-6.614 \cdot 10^2$	$1.406 \cdot 10^{-1}$
10	0.004	$-1.207 \cdot 10^{-2}$	$1.148 \cdot 10^{-1}$	2.367	$3.484 \cdot 10^{-2}$	6.794.10	$-1.935 \cdot 10^2$	$-6.652 \cdot 10^2$	$1.449 \cdot 10^{-1}$
11	0.0045	$-1.225 \cdot 10^{-2}$	$1.197 \cdot 10^{-1}$	2.663	$3.761 \cdot 10^{-2}$	7.08.10	$-1.307 \cdot 10^2$	$-6.653 \cdot 10^2$	$1.382 \cdot 10^{-1}$



4.3.2. Calculation of the bearing capacity of the P60.38 plate with steel fiber

Cross-sectional dimensions $b=3750$ mm, $h=140$ mm (Fig. 11).

Pre-tensioned reinforcement in two levels of 12Ø10At-V: $A_{sp1}=A_{sp2}=942$ mm²; $E_{sp}=190000$ MPa; $f_{pk}=840$ MPa; $f_{p0,1k}=765$ MPa; $\varepsilon_{uk}=0,018$. Elongation of reinforcement, taking into account all losses, is $\varepsilon_{sp0}=-0,002$. Distance from the upper compressed face of the section to the center of gravity of the reinforcing bars $z_{sp1}=105$ mm, $z_{sp2}=35$ mm. The step of reinforcement along the axis perpendicular to the one that is calculated $S=350$ mm.

Class of concrete C20/25: $f_{cd}=14,5$ MPa, $E_{cd}=23000$ MPa $\varepsilon_{cl}=0,00165$, $\varepsilon_{cu}=0,00344$.

Steel fiber STAFIB 50/1.0: $f_f=1000$ MPa; $l_f=50$ mm; $d_f=1$ mm; $\mu_{fv}=0,01$.

The calculated compressive strength of steel fiber concrete is determined according to DSTU [4]:

We define the ratio $(h/l_f)=140/50=2,8$ and $(b/l_f)=2000/50=40$ and determine the coefficient $k_n=0,534$.

We determine the coefficient of efficiency of indirect fiber reinforcement:

$$\varphi_f = \frac{5 + L}{1 + 4,5L} = \frac{5 + 0,1967}{1 + 4,5 \cdot 0,1967} = 2,767,$$

$$L = \frac{k_n^2 \cdot \mu_{fv} \cdot f_f}{f_{cd}} = \frac{0,534^2 \cdot 0,01 \cdot 1000}{14,5} = 0,1967.$$

$$f_{cf} = f_{cd} + (k_n^2 \cdot \varphi_f \cdot \mu_{fv} \cdot f_f) = 14,5 + (0,534^2 \cdot 2,767 \cdot 0,01 \cdot 1000) = 22,36 \text{ MPa}.$$

Coefficient

$$K_T = \sqrt{1 - (1,2 - 80\mu_{fv})^2} = \sqrt{1 - (1,2 - 80 \cdot 0,01)^2} = 0,9165.$$

$$f_{cft} = 1,1f_{cd} \left(K_T \frac{k_{or}^2 \cdot \mu_{fv} \cdot l_f}{0,8 \cdot \eta_f \cdot d_{f,red}} + 0,08 - 0,5\mu_{fv} \right) =$$

$$= 1,1 \cdot 14,5 \left(0,9165 \frac{0,534^2 \cdot 0,01 \cdot 50}{0,8 \cdot 0,9 \cdot 1} + 0,08 - 0,5 \cdot 0,01 \right) = 1,49 \text{ MPa}.$$

The modulus of elasticity of SFB is determined according to DSTU [4]:

$$E_{cf} = E_{cd}(1 - \mu_{fv}) + E_f \mu_{fv} = 25000(1 - 0,01) + 190000 \cdot 0,01 = 24940 \text{ MPa}.$$

Polynomial coefficients:

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
2,51816	-2,14804	0,71003	-0,04839	-0,03169

Relative deformations of SFC in compression $\varepsilon_{cf1} = 0,00176$;



$$\varepsilon_{cftu} = 0,00293.$$

Relative deformations of SFB in tension $\varepsilon_{cft1} = 0,00018$; $\varepsilon_{cftu} = 0,00035$.

We perform the calculation according to the block diagram. The calculation results are summarized in Table 4. The "moment-curvature" graph is shown in Fig. 13. The bearing capacity of the plate is $M_u = 180,3 \text{ kNm}$.

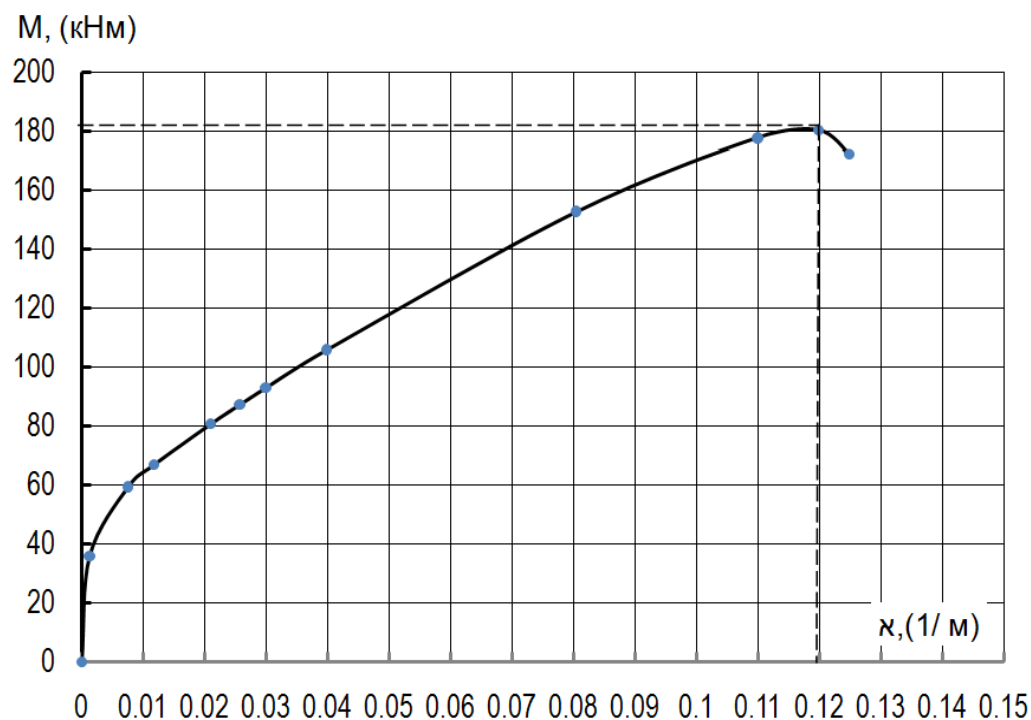


Figure 13 - The "moment-curvature" graph when calculating the P60.38 plate with steel fiber

As a result of the comparative calculation, it was established that the bearing capacity of the P60.38 plate with metal fiber was $M_u = 180,3 \text{ kNm}$, which is more than the bearing capacity of a standard slab ($M_u = 144,9 \text{ kNm}$) by 24.4%.

The efficiency of the plate with steel fiber is that the steel fiber makes it possible to reduce the amount of high-strength pre-stressed reinforcement from 24Ø10At-V to 16Ø10At-V. At the same time, the bearing capacity of a plate with steel fiber is much higher. Also, the amount of pre-stressed reinforcement in the transverse direction is reduced by 15...20 %.

Due to the good anti-abrasion properties of steel-reinforced concrete, their service life is much longer than that of reinforced concrete.



Table 4 - Results of calculation of bearing capacity of P60.38 plate with steel fiber

Point	$\varepsilon_{c(1)}$	$\varepsilon_{c(2)}$	ξ 1/m	γ	x_l m	$\bar{\xi}$	σ_{sp1} MPa	σ_{sp2} MPa	M MNm
1	0.0001	$-7.816 \cdot 10^{-5}$	$1.273 \cdot 10^{-3}$	$5.682 \cdot 10^{-2}$	$7.858 \cdot 10^{-2}$	$7.231 \cdot 10^{-1}$	$-1.964 \cdot 10^2$	$-1.795 \cdot 10^2$	$3.597 \cdot 10^{-2}$
2	0.0003	$-7.567 \cdot 10^{-4}$	$7.548 \cdot 10^{-3}$	$1.705 \cdot 10^{-1}$	$3.974 \cdot 10^{-2}$	4.289	$-2.836 \cdot 10^2$	$-1.832 \cdot 10^2$	$5.946 \cdot 10^{-2}$
3	0.0004	$-1.246 \cdot 10^{-3}$	$1.176 \cdot 10^{-2}$	$2.273 \cdot 10^{-1}$	$3.403 \cdot 10^{-2}$	6.679	$-3.485 \cdot 10^2$	$-1.922 \cdot 10^2$	$6.695 \cdot 10^{-2}$
4	0.0006	$-2.337 \cdot 10^{-3}$	$2.098 \cdot 10^{-2}$	$3.409 \cdot 10^{-1}$	$2.86 \cdot 10^{-2}$	$1.192 \cdot 10$	$-4.945 \cdot 10^2$	$-2.155 \cdot 10^2$	$8.079 \cdot 10^{-2}$
5	0.0007	$-2.902 \cdot 10^{-3}$	$2.573 \cdot 10^{-2}$	$3.977 \cdot 10^{-1}$	$2.721 \cdot 10^{-2}$	$1.462 \cdot 10$	$-5.703 \cdot 10^2$	$-2.281 \cdot 10^2$	$8.738 \cdot 10^{-2}$
6	0.0007889	$-3.403 \cdot 10^{-3}$	$2.994 \cdot 10^{-2}$	$4.482 \cdot 10^{-1}$	$2.635 \cdot 10^{-2}$	$1.701 \cdot 10$	$-6.375 \cdot 10^2$	$-2.392 \cdot 10^2$	$9.306 \cdot 10^{-2}$
7	0.001	$-4.57 \cdot 10^{-3}$	$3.979 \cdot 10^{-2}$	$5.682 \cdot 10^{-1}$	$2.513 \cdot 10^{-2}$	$2.261 \cdot 10$	$-6.415 \cdot 10^2$	$-2.646 \cdot 10^2$	$1.059 \cdot 10^{-1}$
8	0.002	$-9.251 \cdot 10^{-3}$	$8.037 \cdot 10^{-2}$	1.136	$2.489 \cdot 10^{-2}$	$4.566 \cdot 10$	$-6.574 \cdot 10^2$	$-3.444 \cdot 10^2$	$1.528 \cdot 10^{-1}$
9	0.003	$-1.238 \cdot 10^{-2}$	$1.099 \cdot 10^{-1}$	1.705	$2.73 \cdot 10^{-2}$	$6.243 \cdot 10$	$-6.676 \cdot 10^2$	$-3.507 \cdot 10^2$	$1.777 \cdot 10^{-1}$
10	0.0035	$-1.327 \cdot 10^{-2}$	$1.198 \cdot 10^{-1}$	1.989	$2.922 \cdot 10^{-2}$	$6.806 \cdot 10$	$-6.702 \cdot 10^2$	$-3.216 \cdot 10^2$	$1.803 \cdot 10^{-1}$
11	0.004	$-1.347 \cdot 10^{-2}$	$1.248 \cdot 10^{-1}$	2.273	$3.206 \cdot 10^{-2}$	$7.09 \cdot 10$	$-6.703 \cdot 10^2$	$-2.598 \cdot 10^2$	$1.721 \cdot 10^{-1}$



4.3.3. Calculation of the bearing capacity of the P60.35 plate without steel fiber

Cross-sectional dimensions $b=3500$ mm, $h=140$ mm (Fig. 14).

Pre-tensioned reinforcement in two levels of 11Ø10AT-V: $A_{sp1}=A_{sp2}=864$ mm²; $E_{sp}=190000$ MPa; $f_{pk}=840$ MPa; $f_{p0,1k}=765$ MPa; $\varepsilon_{uk}=0,018$. Elongation of reinforcement, taking into account all losses, is $\varepsilon_{sp0}=-0,002$. Distance from the upper compressed face of the section to the center of gravity of the reinforcing bars $z_{sp1}=105$ mm, $z_{sp2}=35$ mm. The step of reinforcement along the axis perpendicular to the one that is calculated $S=350$ mm.

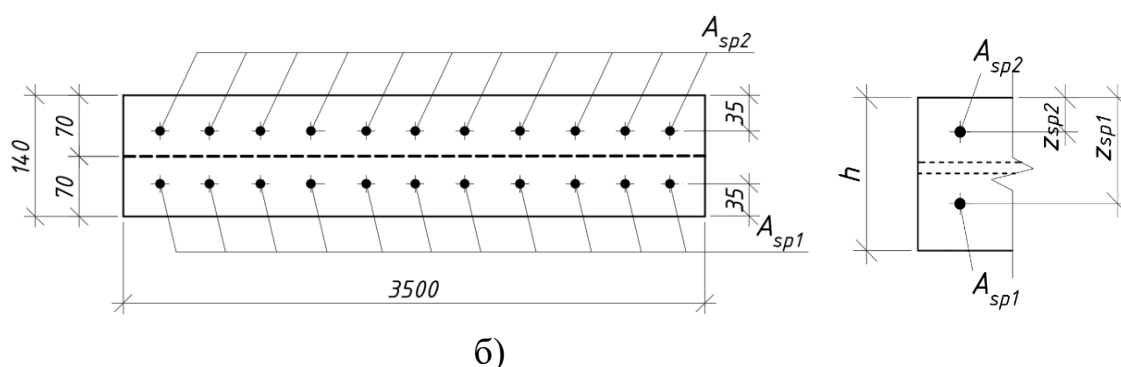


Figure 14 - Estimated section of plate P60.35 (a) and calculation parameters (b)

Class of concrete C25/30: $f_{cd}=17,0$ MPa, $E_{cd}=25000$ MPa $\varepsilon_{cl}=0,00169$, $\varepsilon_{cu}=0,00328$.

Polynomial coefficients:

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
2,7404	-2,7649	1,3416	-0,35004	0,03295

We perform the calculation according to the block diagram. The calculation results are summarized in Table 5. The "moment-curvature" graph is shown in Fig. 15. The bearing capacity of the plate is $M_u=134,4$ kNm.

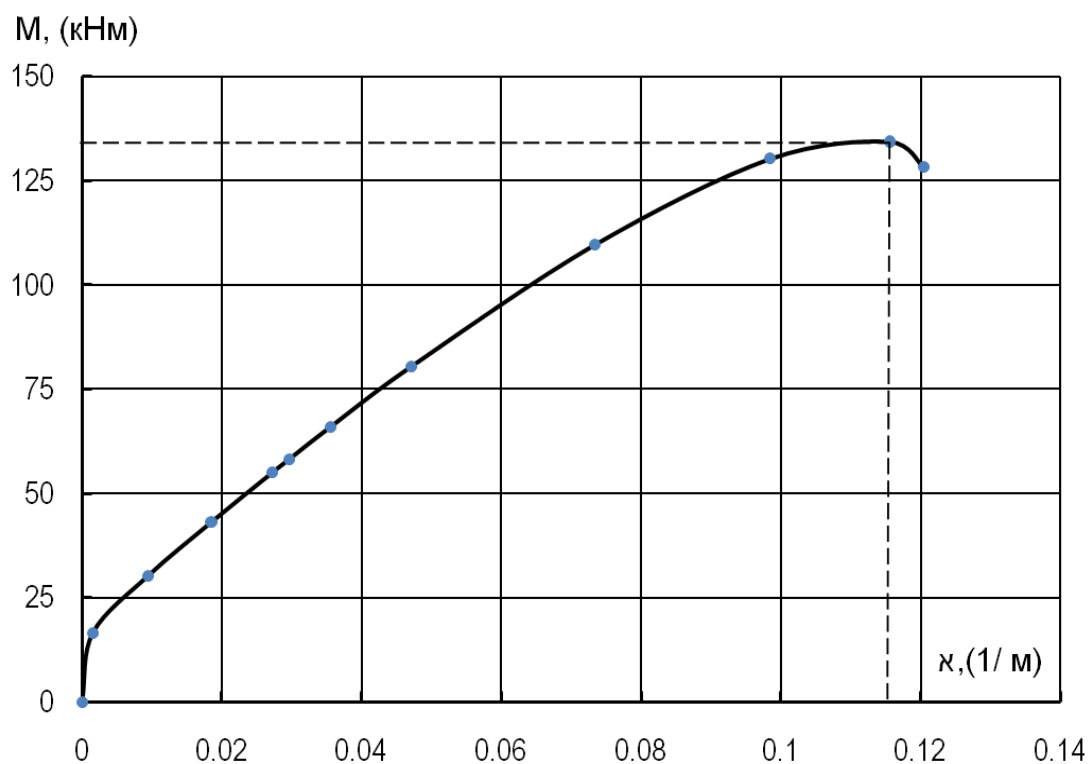


Figure 15 - The "moment-curvature" graph when calculating the P60.35 plate without steel fiber



Table 5 - Results of calculation of bearing capacity of P60.35 plate without metal fiber

Point	$\varepsilon_{c(1)}$	$\varepsilon_{c(2)}$	$\bar{\varepsilon}$ 1/m	γ	x_l m	$\bar{\varepsilon}$	σ_{sp2} MPa	σ_{sp1} MPa	M MNm
1	0.0001	$-1.158 \cdot 10^{-4}$	$1.541 \cdot 10^{-3}$	$5.917 \cdot 10^{-2}$	$6.489 \cdot 10^{-2}$	$9.119 \cdot 10^{-1}$	$-1.812 \cdot 10^2$	$-2.017 \cdot 10^2$	$1.655 \cdot 10^{-2}$
2	0.0003	$-1.027 \cdot 10^{-3}$	$9.475 \cdot 10^{-3}$	$1.775 \cdot 10^{-1}$	$3.166 \cdot 10^{-2}$	5.607	$-1.96 \cdot 10^2$	$-3.22 \cdot 10^2$	$3.028 \cdot 10^{-2}$
3	0.0005	$-2.089 \cdot 10^{-3}$	$1.849 \cdot 10^{-2}$	$2.959 \cdot 10^{-1}$	$2.704 \cdot 10^{-2}$	1.094 · 10	$-2.18 \cdot 10^2$	$-4.639 \cdot 10^2$	$4.309 \cdot 10^{-2}$
4	0.0007	$2.726 \cdot 10^{-2}$	$2.726 \cdot 10^{-2}$	$4.142 \cdot 10^{-1}$	$2.568 \cdot 10^{-2}$	1.613 · 10	$-2.383 \cdot 10^2$	$-6.008 \cdot 10^2$	$5.505 \cdot 10^{-2}$
5	0.0007644	$-3.393 \cdot 10^{-3}$	$2.963 \cdot 10^{-2}$	$4.473 \cdot 10^{-1}$	$2.551 \cdot 10^{-2}$	1.753 · 10	$-2.434 \cdot 10^2$	$-6.375 \cdot 10^2$	$5.822 \cdot 10^{-2}$
6	0.0009	$-4.08 \cdot 10^{-3}$	$3.557 \cdot 10^{-2}$	$5.325 \cdot 10^{-1}$	$2.53 \cdot 10^{-2}$	2.105 · 10	$-2.556 \cdot 10^2$	$-6.398 \cdot 10^2$	$6.6 \cdot 10^{-2}$
7	0.0012	$-5.403 \cdot 10^{-3}$	$4.717 \cdot 10^{-2}$	$7.101 \cdot 10^{-1}$	$2.544 \cdot 10^{-2}$	2.791 · 10	$-2.756 \cdot 10^2$	$-6.443 \cdot 10^2$	$8.053 \cdot 10^{-2}$
8	0.002	$-8.278 \cdot 10^{-3}$	$7.341 \cdot 10^{-2}$	1.183	$2.724 \cdot 10^{-2}$	4.344 · 10	$-2.982 \cdot 10^2$	$-6.538 \cdot 10^2$	$1.097 \cdot 10^{-1}$
9	0.003	$-1.079 \cdot 10^{-2}$	$9.848 \cdot 10^{-2}$	1.775	$3.046 \cdot 10^{-2}$	5.827 · 10	$-2.749 \cdot 10^2$	$-6.618 \cdot 10^2$	$1.303 \cdot 10^{-1}$
10	0.004	$-1.218 \cdot 10^{-2}$	$1.156 \cdot 10^{-1}$	2.367	$3.46 \cdot 10^{-2}$	6.84 · 10	$-1.987 \cdot 10^2$	$-6.656 \cdot 10^2$	$1.344 \cdot 10^{-1}$
11	0.0045	$-1.236 \cdot 10^{-2}$	$1.204 \cdot 10^{-1}$	2.663	$3.737 \cdot 10^{-2}$	7.126 · 10	$-1.358 \cdot 10^2$	$-6.657 \cdot 10^2$	$1.282 \cdot 10^{-1}$



4.3.4. Calculation of the bearing capacity of the P60.35 plate with steel fiber

Cross-sectional dimensions $b=3750$ mm, $h=140$ mm (Fig. 11).

Pre-tensioned reinforcement in two levels of 7Ø10AT-V: $A_{sp1}=A_{sp2}=550$ mm²; $E_{sp}=190000$ MPa; $f_{pk}=840$ MPa; $f_{p0,1k}=765$ MPa; $\varepsilon_{uk}=0,018$. Elongation of reinforcement, taking into account all losses, is $\varepsilon_{sp0}=-0,002$. Distance from the upper compressed face of the section to the center of gravity of the reinforcing bars $z_{sp1}=105$ mm, $z_{sp2}=35$ mm. The step of reinforcement along the axis perpendicular to the one that is calculated $S=350$ mm.

Class of concrete C20/25: $f_{cd}=14,5$ MPa, $E_{cd}=23000$ MPa $\varepsilon_{cl}=0,00165$, $\varepsilon_{cu}=0,00344$.

Steel fiber STAFIB 50/1.0: $f_f=1000$ MPa; $l_f=50$ mm; $d_f=1$ mm; $\mu_{fv}=0,01$.

The calculated compressive strength of steel fiber concrete is determined according to DSTU [4]:

We define the ratio $(h/l_f)=140/50=2,8$ and $(b/l_f)=2000/50=40$ and determine the coefficient $k_n=0,534$.

We determine the coefficient of efficiency of indirect fiber reinforcement:

$$\varphi_f = \frac{5 + L}{1 + 4,5L} = \frac{5 + 0,1967}{1 + 4,5 \cdot 0,1967} = 2,767,$$

$$L = \frac{k_n^2 \cdot \mu_{fv} \cdot f_f}{f_{cd}} = \frac{0,534^2 \cdot 0,01 \cdot 1000}{14,5} = 0,1967.$$

$$f_{cf} = f_{cd} + (k_n^2 \cdot \varphi_f \cdot \mu_{fv} \cdot f_f) = 14,5 + (0,534^2 \cdot 2,767 \cdot 0,01 \cdot 1000) = 22,36 \text{ MPa}.$$

Coefficient

$$K_T = \sqrt{1 - (1,2 - 80\mu_{fv})^2} = \sqrt{1 - (1,2 - 80 \cdot 0,01)^2} = 0,9165.$$

$$f_{cft} = 1,1f_{cd} \left(K_T \frac{k_{or}^2 \cdot \mu_{fv} \cdot l_f}{0,8 \cdot \eta_f \cdot d_{f,red}} + 0,08 - 0,5\mu_{fv} \right) =$$

$$= 1,1 \cdot 14,5 \left(0,9165 \frac{0,534^2 \cdot 0,01 \cdot 50}{0,8 \cdot 0,9 \cdot 1} + 0,08 - 0,5 \cdot 0,01 \right) = 1,49 \text{ MPa}.$$

The modulus of elasticity of SFB is determined according to DSTU [4]:

$$E_{cf} = E_{cd}(1 - \mu_{fv}) + E_f \mu_{fv} = 25000(1 - 0,01) + 190000 \cdot 0,01 = 24940 \text{ MPa}.$$

Polynomial coefficients:

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
2,51816	-2,14804	0,71003	-0,04839	-0,03169



Relative deformations of SFC in compression $\varepsilon_{cf1} = 0,00176$;

$\varepsilon_{cftu} = 0,00293$.

Relative deformations of SFB in tension $\varepsilon_{cft1} = 0,00018$; $\varepsilon_{cftu} = 0,00035$.

We perform the calculation according to the block diagram. The calculation results are summarized in Table 6. The "moment-curvature" graph is shown in Fig. 16. The bearing capacity of the plate is $M_u = 152,2 \text{ kNm}$.

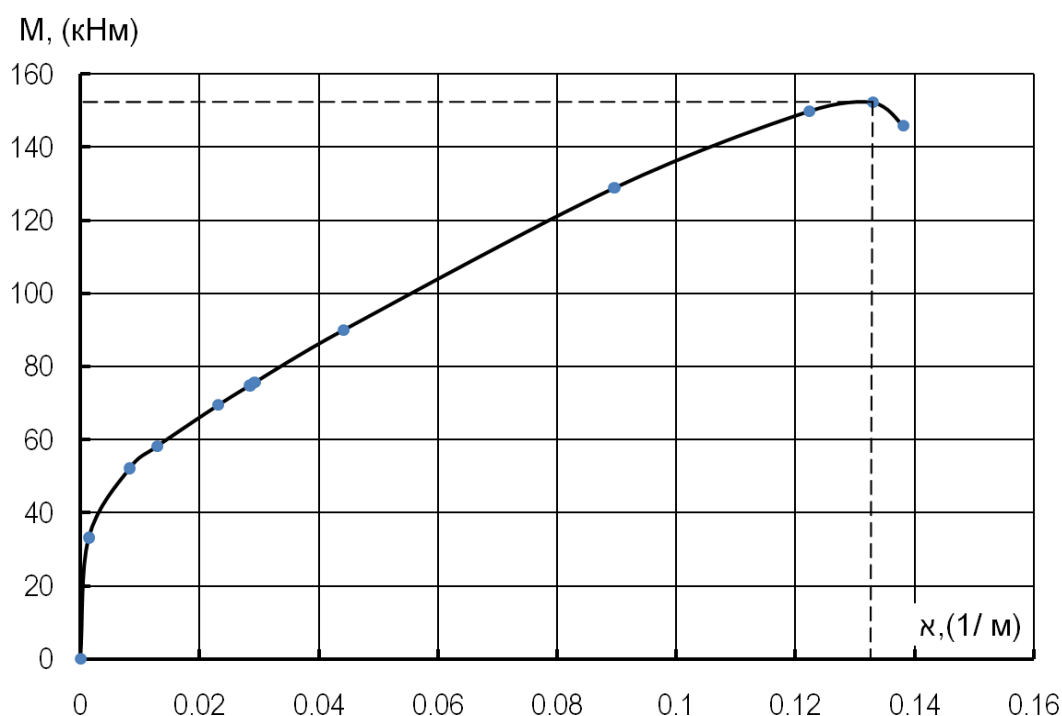


Figure 16 - The "moment-curvature" graph when calculating the P60.35 plate with steel fiber

As a result of the comparative calculation, it was established that the bearing capacity of the P60.35 plate with steel fiber was $M_u = 152,2 \text{ kNm}$, which is more than the bearing capacity of a standard slab ($M_u = 134,4 \text{ kNm}$) by 13,2%.

The efficiency of the plate with steel fiber is that the steel fiber makes it possible to reduce the amount of high-strength pre-stressed reinforcement from 22Ø10At-V to 14Ø10At-V. At the same time, the bearing capacity of a plate with steel fiber is much higher. Also, the amount of pre-stressed reinforcement in the transverse direction is reduced by 15...20 %.

Due to the good anti-abrasion properties of steel-reinforced concrete, their service life is much longer than that of reinforced concrete.



Table 6 - Results of calculation of bearing capacity of P60.35 plate with steel fiber

Point	$\varepsilon_{c(1)}$	$\varepsilon_{c(2)}$	$\bar{\varepsilon}$ 1/m	γ	x_l m	$\bar{\varepsilon}$	σ_{sp1} MPa	σ_{sp2} MPa	M MNm
1	0.0001	$-9.426 \cdot 10^{-5}$	$1.388 \cdot 10^{-3}$	$5.682 \cdot 10^{-2}$	$7.207 \cdot 10^{-2}$	$7.884 \cdot 10^{-1}$	$-1.987 \cdot 10^2$	$-1.802 \cdot 10^2$	$3.316 \cdot 10^{-2}$
2	0.0003	$-8.558 \cdot 10^{-4}$	$8.256 \cdot 10^{-3}$	$1.705 \cdot 10^{-1}$	$3.634 \cdot 10^{-2}$	4.691	$-2.977 \cdot 10^2$	$-1.879 \cdot 10^2$	$5.217 \cdot 10^{-2}$
3	0.0004	$-1.406 \cdot 10^{-3}$	$1.29 \cdot 10^{-2}$	$2.273 \cdot 10^{-1}$	$3.102 \cdot 10^{-2}$	7.328	$-3.713 \cdot 10^2$	$-1.998 \cdot 10^2$	$5.824 \cdot 10^{-2}$
4	0.0006	$-2.64 \cdot 10^{-3}$	$2.314 \cdot 10^{-2}$	$3.409 \cdot 10^{-1}$	$2.593 \cdot 10^{-2}$	1.315 · 10	$-5.376 \cdot 10^2$	$-2.299 \cdot 10^2$	$6.948 \cdot 10^{-2}$
5	0.0007	$-3.281 \cdot 10^{-3}$	$2.844 \cdot 10^{-2}$	$3.977 \cdot 10^{-1}$	$2.462 \cdot 10^{-2}$	1.616 · 10	$-6.243 \cdot 10^2$	$-2.461 \cdot 10^2$	$7.485 \cdot 10^{-2}$
6	0.0007889	$-3.379 \cdot 10^{-3}$	$2.924 \cdot 10^{-2}$	$4.064 \cdot 10^{-1}$	$2.446 \cdot 10^{-2}$	1.662 · 10	$-6.375 \cdot 10^2$	$-2.486 \cdot 10^2$	$7.565 \cdot 10^{-2}$
7	0.001	$-5.184 \cdot 10^{-3}$	$4.417 \cdot 10^{-2}$	$5.682 \cdot 10^{-1}$	$2.264 \cdot 10^{-2}$	2.51 · 10	$-6.437 \cdot 10^2$	$-2.937 \cdot 10^2$	$8.998 \cdot 10^{-2}$
8	0.002	$-1.054 \cdot 10^{-2}$	$8.958 \cdot 10^{-2}$	1.136	$2.233 \cdot 10^{-2}$	5.09 · 10	$-6.621 \cdot 10^2$	$-4.057 \cdot 10^2$	$1.288 \cdot 10^{-1}$
9	0.003	$-1.412 \cdot 10^{-2}$	$1.223 \cdot 10^{-1}$	1.705	$2.453 \cdot 10^{-2}$	6.948 · 10	$-6.739 \cdot 10^2$	$-4.332 \cdot 10^2$	$1.498 \cdot 10^{-1}$
10	0.0035	$-1.512 \cdot 10^{-2}$	$1.33 \cdot 10^{-1}$	1.989	$2.631 \cdot 10^{-2}$	7.559 · 10	$-6.77 \cdot 10^2$	$-4.097 \cdot 10^2$	$1.522 \cdot 10^{-1}$
11	0.004	$-1.533 \cdot 10^{-2}$	$1.381 \cdot 10^{-1}$	2.273	$2.897 \cdot 10^{-2}$	7.845 · 10	$-6.771 \cdot 10^2$	$-3.482 \cdot 10$	$1.459 \cdot 10^{-1}$



4.3.5. Calculation of the bearing capacity of the P60.30 plate without steel fiber

Cross-sectional dimensions $b=3000$ mm, $h=140$ mm (Fig. 17).

Pre-tensioned reinforcement in two levels of $10\text{Ø}10\text{A}_\text{T-V}$: $A_{sp1}=A_{sp2}=786$ mm²; $E_{sp}=190000$ MPa; $f_{pk}=840$ MPa; $f_{p0,1k}=765$ MPa; $\varepsilon_{uk}=0,018$. Distance from the upper compressed face of the section to the center of gravity of the reinforcing bars $z_{sp1}=105$ mm, $z_{sp2}=35$ mm. The step of reinforcement along the axis perpendicular to the one that is calculated $S=350$ mm.

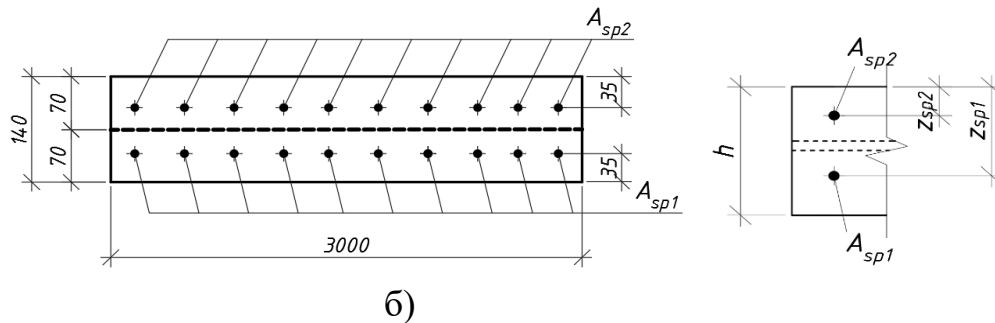


Figure 17 - Estimated section of plate P60.30 (a) and calculation parameters (b)

Class of concrete C25/30: $f_{cd}=17,0$ MPa, $E_{cd}=25000$ MPa $\varepsilon_{cl}=0,00169$, $\varepsilon_{cu}=0,00328$.

Polynomial coefficients:

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
2,7404	-2,7649	1,3416	-0,35004	0,03295

We perform the calculation according to the block diagram. The calculation results are summarized in Table 7. The "moment-curvature" graph is shown in Fig. 18. The bearing capacity of the plate is $M_u=117,8$ kNm.

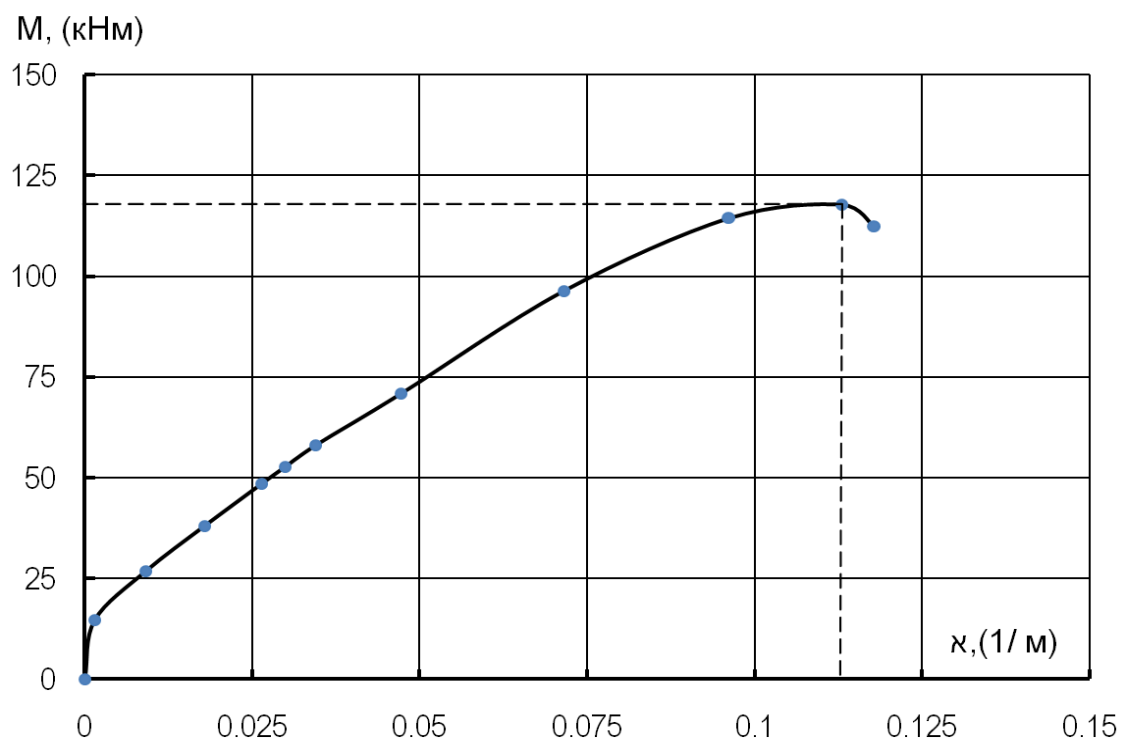


Figure 18 - The "moment-curvature" graph when calculating the P60.30 plate without steel fiber

4.3.6. Calculation of the bearing capacity of the P60.30 plate with steel fiber

Cross-sectional dimensions $b=3000$ mm, $h=140$ mm (Fig. 17).

Pre-tensioned reinforcement in two levels of 6Ø10AT-V: $A_{sp1}=A_{sp2}=471$ mm²; $E_{sp}=190000$ MPa; $f_{pk}=840$ MPa; $f_{p0,1k}=765$ MPa; $\varepsilon_{uk}=0,018$. Elongation of reinforcement, taking into account all losses, is $\varepsilon_{sp0}=-0,002$. Distance from the upper compressed face of the section to the center of gravity of the reinforcing bars $z_{sp1}=105$ mm, $z_{sp2}=35$ mm. The step of reinforcement along the axis perpendicular to the one that is calculated $S=350$ mm.

Class of concrete C20/25: $f_{cd}=14,5$ MPa, $E_{cd}=23000$ MPa $\varepsilon_{cl}=0,00165$, $\varepsilon_{cu}=0,00344$.

Steel fiber STAFIB 50/1.0: $f_f=1000$ MPa; $l_f=50$ mm; $d_f=1$ mm; $\mu_{fv}=0,01$.

The calculated compressive strength of steel fiber concrete is determined according to DSTU [4]:



Table 7 - Results of calculation of bearing capacity of P60.30 plate without metal fiber

Point	$\varepsilon_{c(1)}$	$\varepsilon_{c(2)}$	$\bar{\varepsilon}$ 1/m	γ	x_I m	$\bar{\varepsilon}$	σ_{sp2} MPa	σ_{sp1} MPa	M MNm
1	0.0001	$-1.044 \cdot 10^{-4}$	$1.46 \cdot 10^{-3}$	$5.917 \cdot 10^{-2}$	$6.848 \cdot 10^{-2}$	$8.641 \cdot 10^{-1}$	$-1.807 \cdot 10^2$	$-2.001 \cdot 10^2$	$1.459 \cdot 10^{-2}$
2	0.0003	$-9.743 \cdot 10^{-4}$	$9.102 \cdot 10^{-3}$	$1.775 \cdot 10^{-1}$	$3.296 \cdot 10^{-2}$	5.386	$-1.935 \cdot 10^2$	$-3.146 \cdot 10^2$	$2.677 \cdot 10^{-2}$
3	0.0005	$-2.001 \cdot 10^{-3}$	$1.786 \cdot 10^{-2}$	$2.959 \cdot 10^{-1}$	$2.799 \cdot 10^{-2}$	1.057 · 10	$-2.138 \cdot 10^2$	$-4.513 \cdot 10^2$	$3.8 \cdot 10^{-2}$
4	0.0007	$-2.996 \cdot 10^{-3}$	$2.64 \cdot 10^{-2}$	$4.142 \cdot 10^{-1}$	$2.652 \cdot 10^{-2}$	1.562 · 10	$-2.326 \cdot 10^2$	$-5.837 \cdot 10^2$	$4.849 \cdot 10^{-2}$
5	0.0007852	$-3.402 \cdot 10^{-3}$	$2.991 \cdot 10^{-2}$	$4.646 \cdot 10^{-1}$	$2.625 \cdot 10^{-2}$	1.77 · 10	$-2.397 \cdot 10^2$	$-6.375 \cdot 10^2$	$5.269 \cdot 10^{-2}$
6	0.0009	$-3.931 \cdot 10^{-3}$	$3.451 \cdot 10^{-2}$	$5.325 \cdot 10^{-1}$	$2.608 \cdot 10^{-2}$	2.042 · 10	$-2.485 \cdot 10^2$	$-6.393 \cdot 10^2$	$5.808 \cdot 10^{-2}$
7	0.0012	$-5.216 \cdot 10^{-3}$	$4.583 \cdot 10^{-2}$	$7.101 \cdot 10^{-1}$	$2.619 \cdot 10^{-2}$	2.712 · 10	$-2.667 \cdot 10^2$	$-6.436 \cdot 10^2$	$7.083 \cdot 10^{-2}$
8	0.002	$-8.009 \cdot 10^{-3}$	$7.149 \cdot 10^{-2}$	1.183	$2.798 \cdot 10^{-2}$	4.23 · 10	$-2.854 \cdot 10^2$	$-6.528 \cdot 10^2$	$9.636 \cdot 10^{-2}$
9	0.003	$-1.045 \cdot 10^{-2}$	$9.609 \cdot 10^{-2}$	1.775	$3.122 \cdot 10^{-2}$	5.686 · 10	$-2.59 \cdot 10^2$	$-6.605 \cdot 10^2$	$1.144 \cdot 10^{-1}$
10	0.004	$-1.182 \cdot 10^{-2}$	$1.13 \cdot 10^{-1}$	2.367	$3.541 \cdot 10^{-2}$	6.685 · 10	$-1.813 \cdot 10^2$	$-6.643 \cdot 10^2$	$1.178 \cdot 10^{-1}$
11	0.0045	$-1.2 \cdot 10^{-2}$	$1.178 \cdot 10^{-1}$	2.663	$3.819 \cdot 10^{-2}$	6.972 · 10	$-1.185 \cdot 10^2$	$-6.643 \cdot 10^2$	$1.123 \cdot 10^{-1}$



We define the ratio $(h/l_f)=140/50=2,8$ and $(b/l_f)=2000/50=40$ and determine the coefficient $k_n=0,534$.

We determine the coefficient of efficiency of indirect fiber reinforcement:

$$\varphi_f = \frac{5 + L}{1 + 4,5L} = \frac{5 + 0,1967}{1 + 4,5 \cdot 0,1967} = 2,767,$$

$$L = \frac{k_n^2 \cdot \mu_{fv} \cdot f_f}{f_{cd}} = \frac{0,534^2 \cdot 0,01 \cdot 1000}{14,5} = 0,1967.$$

$$f_{cf} = f_{cd} + (k_n^2 \cdot \varphi_f \cdot \mu_{fv} \cdot f_f) = 14,5 + (0,534^2 \cdot 2,767 \cdot 0,01 \cdot 1000) = 22,36 \text{ MPa}.$$

Coefficient

$$K_T = \sqrt{1 - (1,2 - 80\mu_{fv})^2} = \sqrt{1 - (1,2 - 80 \cdot 0,01)^2} = 0,9165.$$

$$f_{cft} = 1,1f_{cd} \left(K_T \frac{k_{or}^2 \cdot \mu_{fv} \cdot l_f}{0,8 \cdot \eta_f \cdot d_{f,red}} + 0,08 - 0,5\mu_{fv} \right) =$$

$$= 1,1 \cdot 14,5 \left(0,9165 \frac{0,534^2 \cdot 0,01 \cdot 50}{0,8 \cdot 0,9 \cdot 1} + 0,08 - 0,5 \cdot 0,01 \right) = 1,49 \text{ MPa}.$$

The modulus of elasticity of SFB is determined according to DSTU [4]:

$$E_{cf} = E_{cd}(1 - \mu_{fv}) + E_f \mu_{fv} = 25000(1 - 0,01) + 190000 \cdot 0,01 = 24940 \text{ MPa}.$$

Polynomial coefficients:

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
2,51816	-2,14804	0,71003	-0,04839	-0,03169

Relative deformations of SFC in compression $\varepsilon_{cf1} = 0,00176$;

$$\varepsilon_{cftu} = 0,00293.$$

Relative deformations of SFB in tension $\varepsilon_{cft1} = 0,00018$; $\varepsilon_{cftu} = 0,00035$.

We perform the calculation according to the block diagram. The calculation results are summarized in Table 8. The "moment-curvature" graph is shown in Fig. 19. The bearing capacity of the plate is $M_u=130,5 \text{ kNm}$.

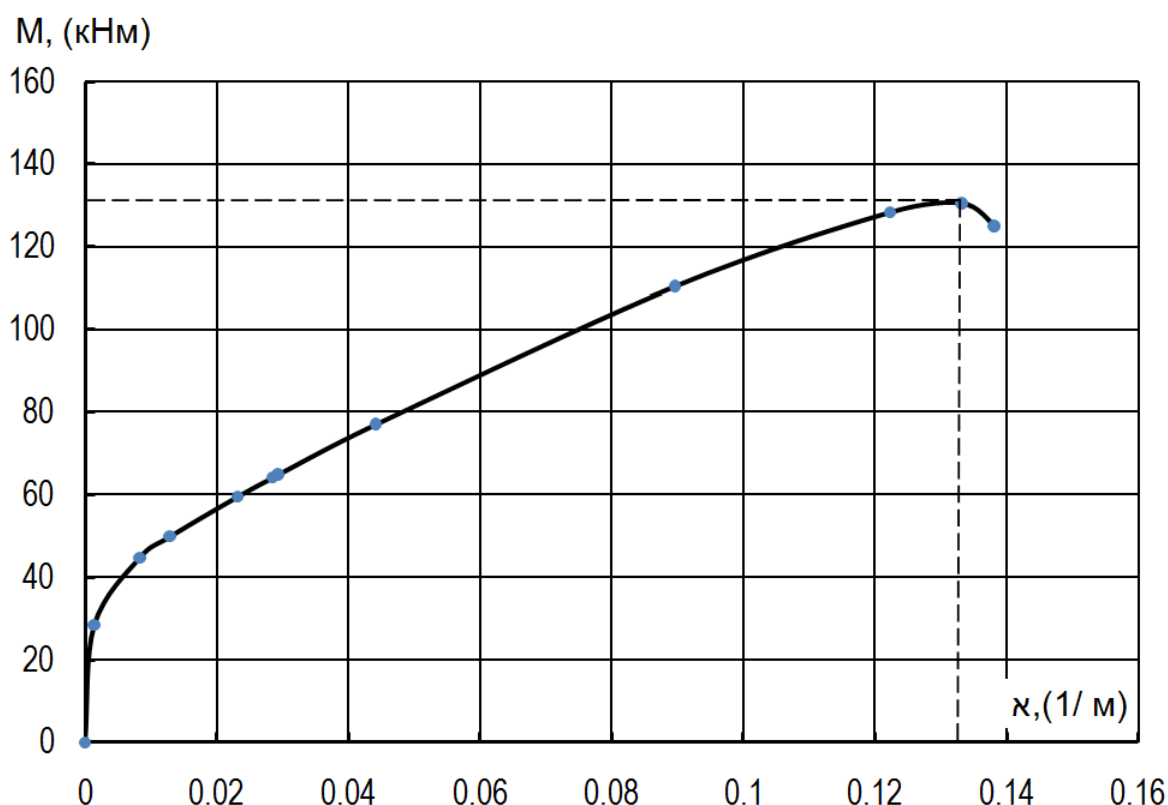


Figure 19 - The "moment-curvature" graph when calculating the P60.30 plate with steel fiber

As a result of the comparative calculation, it was established that the bearing capacity of the P60.30 plate with steel fiber was $M_u=130,5$ kNm, which is more than the bearing capacity of a standard slab ($M_u=117,8$ kNm) by 10,8 %.

The efficiency of the plate with steel fiber is that the steel fiber makes it possible to reduce the amount of high-strength pre-stressed reinforcement from 20Ø10At-V to 12Ø10At-V. At the same time, the bearing capacity of a plate with steel fiber is much higher. Also, the amount of pre-stressed reinforcement in the transverse direction is reduced by 15...20 %.

Due to the good anti-abrasion properties of steel-reinforced concrete, their service life is much longer than that of reinforced concrete.



Table 8 – Results of calculation of bearing capacity of P60.30 plate with steel fiber

Point	$\varepsilon_{c(1)}$	$\varepsilon_{c(2)}$	ξ 1/m	γ	x_1 m	$\bar{\xi}$	σ_{sp1} MPa	σ_{sp2} MPa	M MNm
1	0.0001	$-9.431 \cdot 10^{-5}$	$1.388 \cdot 10^{-3}$	$5.682 \cdot 10^{-2}$	$7.205 \cdot 10^{-2}$	$7.886 \cdot 10^{-1}$	$-1.987 \cdot 10^2$	$-1.802 \cdot 10^2$	$2.842 \cdot 10^{-2}$
2	0.0003	$-8.561 \cdot 10^{-4}$	$8.258 \cdot 10^{-3}$	$1.705 \cdot 10^{-1}$	$3.633 \cdot 10^{-2}$	4.692	$-2.977 \cdot 10^2$	$-1.879 \cdot 10^2$	$4.471 \cdot 10^{-2}$
3	0.0004	$-1.406 \cdot 10^{-3}$	$1.29 \cdot 10^{-2}$	$2.273 \cdot 10^{-1}$	$3.101 \cdot 10^{-2}$	7.33	$-3.714 \cdot 10^2$	$-1.998 \cdot 10^2$	$4.991 \cdot 10^{-2}$
4	0.0006	$-2.641 \cdot 10^{-3}$	$2.315 \cdot 10^{-2}$	$3.409 \cdot 10^{-1}$	$2.592 \cdot 10^{-2}$	1.315 · 10	$-5.378 \cdot 10^2$	$-2.299 \cdot 10^2$	$5.954 \cdot 10^{-2}$
5	0.0007	$-3.282 \cdot 10^{-3}$	$2.845 \cdot 10^{-2}$	$3.977 \cdot 10^{-1}$	$2.461 \cdot 10^{-2}$	1.616 · 10	$-6.245 \cdot 10^2$	$-2.462 \cdot 10^2$	$6.414 \cdot 10^{-2}$
6	0.000715	$-3.379 \cdot 10^{-3}$	$2.924 \cdot 10^{-2}$	$4.063 \cdot 10^{-1}$	$2.445 \cdot 10^{-2}$	1.661 · 10	$-6.375 \cdot 10^2$	$-2.486 \cdot 10^2$	$6.482 \cdot 10^{-2}$
7	0.001	$-5.186 \cdot 10^{-3}$	$4.418 \cdot 10^{-2}$	$5.682 \cdot 10^{-1}$	$2.263 \cdot 10^{-2}$	2.51 · 10	$-6.437 \cdot 10^2$	$-2.938 \cdot 10^2$	$7.711 \cdot 10^{-2}$
8	0.002	$-1.055 \cdot 10^{-2}$	$8.961 \cdot 10^{-2}$	1.136	$2.232 \cdot 10^{-2}$	5.092 · 10	$-6.621 \cdot 10^2$	$-4.059 \cdot 10^2$	$1.104 \cdot 10^{-1}$
9	0.003	$-1.413 \cdot 10^{-2}$	$1.223 \cdot 10^{-1}$	1.705	$2.452 \cdot 10^{-2}$	6.951 · 10	$-6.739 \cdot 10^2$	$-4.335 \cdot 10^2$	$1.283 \cdot 10^{-1}$
10	0.0035	$-1.513 \cdot 10^{-2}$	$1.331 \cdot 10^{-1}$	1.989	$2.63 \cdot 10^{-2}$	7.561 · 10	$-6.77 \cdot 10^2$	$-4.1 \cdot 10^2$	$1.305 \cdot 10^{-1}$
11	0.004	$-1.534 \cdot 10^{-2}$	$1.381 \cdot 10^{-1}$	2.273	$2.896 \cdot 10^{-2}$	7.848 · 10	$-6.771 \cdot 10^2$	$-3.485 \cdot 10^2$	$1.25 \cdot 10^{-1}$



Conclusions

1. The proposed general algorithm for calculating bending elements of a rectangular cross-section reinforced with conventional and pre-stressed reinforcement, as well as steel fiber.

2. The calculation method is based on the deformation theory of the calculation of reinforced concrete structures, taking into account the full " σ - ϵ " diagram for concrete and steel-reinforced concrete under compression.

3. The method makes it possible to calculate two-way prestressed slabs. At the same time, the increase in strength of concrete and reinforced concrete under biaxial compression conditions is taken into account.

4. As a result of a comparative calculation of the load-bearing capacity of the standard PAG-14 airfield coating board and a similar board in which the reinforcing meshes were replaced by steel fiber, it was established that the bearing capacity of the board with steel fiber is 21.3 % higher than the standard board.

5. As a result of a comparative calculation of the bearing capacity of standard road slabs P60.38, P60.35, P60.30 and similar slabs in which steel fiber was included and the amount of tension reinforcement was reduced by 30...40%, it was established that the bearing capacity of slabs with steel fiber is higher than the standard one by 10.8...24.4 %.

6. The effectiveness of plates with steel fiber is that the steel fiber almost completely replaces the reinforcing mesh. There are also no costs for the production of these nets. It is also possible to reduce the amount of high-strength pre-stressed reinforcement to 10...15 %.

7. Due to the good anti-abrasion properties of steel fiber concrete, the service life of airfield and road pavement slabs is much longer than that of reinforced concrete slabs.



Verweise / References

Chapter 1.

1. Статюха Г.О. До питання кількісної оцінки екологічної безпеки при ОВНС / Г.О. Статюха, В.А. Соколов, І.Б. Абрамов // Східно-Європ. журнал передових технологій. – 2010. - №6/6(48). – с. 44-46.
2. Закон України “Про захист населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру” № 1809-III від 08.06.2000 року. - [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1809-14>. (Дата звернення 23.06.2018).
3. Додатковий протокол до Женевських конвенцій від 12 серпня 1949 року, що стосується захисту жертв міжнародних збройних конфліктів (Протокол I), від 8 червня 1977 року. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_199#Text (Дата звернення 03.12.2022).
4. Кримінальний кодекс України. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://kodeksy.com.ua/kriminal_nij_kodeks_ukraini/statja-441.htm (Дата звернення 07.12.2022).
5. Через військові дії окупанта 900 заповідних територій України сьогодні перебувають в небезпеці. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://mepr.gov.ua/news/39149.html> (Дата звернення 07.12.2022).
6. Природа та війна: як російська агресія вплинула на довкілля. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.slovoidilo.ua/2022/11/08/infografika/suspilstvo/pryroda-ta-vijna-yak-rosijska-ahresiya-vplynula-dovkillya> (Дата звернення 07.12.2022).
7. Журавська Н. Є. Науково-прикладні питання екоменеджменту: енергозберігаюча, економо-технологічна концепція використання теплоенергетичних об’єктів будівельної галузі / Збірник: Круглий стіл «Актуальні проблеми будівельної галузі України» К.: ВСП «ІНО КНУБА», 2020. – с. 21 - 23.
8. Zhuravska N., Kulikov P. Environmental activity in the use of electromagnetic treatment of water at heat and power facilities / Збірник наукових праць III Міжнародної азербайджансько-української науково-практичної конференції «Building innovations – 2020», 1 – 2 червня 2020 року – Полтава: Національного університету «Полтавська політехніка», 2020. - С. 113 - 114.
9. Журавська Н. Є. Еколого-техногенне оцінювання безреагентної обробки води в системах теплопостачання за умов дії електромагнітних полів /



- Ефективні організаційно-технологічні рішення та енергозберігаючі технології в будівництві: матеріали VII МНПК 21.03.2018. – Харків: ФОП Бровін О.В., 2018. – С. 74 - 75.
10. Журавська Н. Використання ресурсозберігаючих еколого-економічних технологій з магнітною обробкою води в різних галузях виробництва / Міжнародна конференція IV Underwater Technologies 2018. - К.: KNUSA, 2018. – С. 52 - 55.
 11. Журавська Н. Є. Енергоефективна система теплопостачання з підвищеними екологічними властивостями / Н. Є. Журавська, Е. С. Малкін // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: НТЗ. – Вип. 19. – К.: КНУБА, 2016. - с. 87 - 93.
 12. Журавська Н. Є. Енергозберігаюча технологія впливу біокорозії на матеріали. Містобудування та територіальне планування: НТЗ. Від. ред. М. М. Осетрін. – К.: КНУБА, 2016. – Вип. 60. – С.155 - 162.
 13. Журавська Н. Є. Енергоресурсоекологозберігаючі технології для підвищення захисту від біопшкодження будівельних конструкцій та матеріалів. Містобудування та територіальне планування: НТЗ. Від. ред. М. М. Осетрін. – К.: КНУБА, 2016. – Вип. 61 (спец.) – С.170 - 173.
 14. Журавська Н. Є. Ecologo end energy-saving technologies with the use of water treat in the magnetic fields / Н. Є. Журавська, Е. С. Малкін // Екологічна безпека та природокористування: ЗНП, МОНУ, КНУБА, НАН України, Ін-т телекомунікацій і глобал. інформ. простору; ред.-кол.: О. С. Волошкіна, О. М. Трофімчук. - К.: 2017 – Вип. 24. – С. 106 – 111.
 15. Журавська Н. Є. Особливості апаратурної реалізації підготовки води в системах теплоенергетичних об'єктів за допомогою електромагнітних полів / Н. Є. Журавська // Містобудування та територіальне планування: Науково-технічний збірник. Від. ред. М. М. Осетрін. – К.: КНУБА, 2018. – Вип. 68. – С. 190 - 197.
 16. Zhuravska N. Optimization of energy-efficient facade solutions for insolation counting / N. Zhuravska, M. Liashchenko. USEFUL online journal, vol. 3, no. 2, pp. 1-6, December 2019. Журавська Н. Є.
 17. Вплив характеристик магнітного поля при обробці води на показники капілярно-пористих та колоїдних капілярно-пористих тіл / Н. Є. Журавська, Е. С. Малкін // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: НТЗ. – Вип. 21 [відп. ред. Е. С. Малкін] – К.: КНУБА, 2017. - с. 4 - 10.
 18. Журавська Н. Є. Розрахунки енергетичної та ексергетичної ефективності систем гарячого водопостачання об'єктів житлово-комунального сектора / Н.



- С. Журавська, Е. С. Малкін // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: НТЗ. – Вип. 20 [відп. ред. Е. С. Малкін]. – К.: КНУБА, 2016. - с. 3 - 12.
19. Zhuravska N. Protection of building materials against biodeterioration using energy saving nanotechnology. Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Vol. 13, № 8, Lublin, 2014. – P. 145 - 152.
20. Zhuravska N. Organizational and economic instruments of investment and innovation providing restructuring of the enterpris / N. Zhuravska, A. Bielova, O. Orlovska, A. Kochedykova // International Journal of Engineering and Technology (UAE). V.7, N 4.8. - 2018. – С. 702 - 706.
21. Zhuravska N. Characterization and substantiation of conflict situations in the preparation of water for heat energy objects in the construction industry / N. Zhuravska // USEFUL, Online Journal, / Maimi, 2018. – vol. 2. – is. 3. - p. 7-9.
22. Zhuravska N. The influence of globalization processes on formation of innovative environmental policy of the enterprise / N. Zhuravska, A. Bielova, A. Kochedikova // USEFUL online journal, vol. 2, n. 4, In Press, December 2018.
23. Zhuravska N. Thermodynamic concept of nanotechnological processes reagent-free water treatment in heat and power systems of construction / N. Zhuravska, P. Kulikov // International Journal of Engineering and Technology (UAE). V. 7, N4.8. 2018. – С. 428-431. Особистий внесок автора: розроблено концепцію (Збірник входить до наукометричних баз: BASE (Німеччина), Index Copernicus (Польща), Ulrichsweb (США)).
24. Zhuravska N. Ensuring technological reliability of energy-saving technologies with a reagent-free water treatment. USEFUL, Maimi: SVP4U-KYIV-1-FUND LLC. - 2018. 2 (2) : pp. 27-33 Electronic resource. - Access mode: <https://journals.indexcopernicus.com/search/article?articleId=1748965>. (Date of appeal 08.08.2018).
25. Zhuravska N. Two-tier integral indicator system for controlling the material flow heat-power engineering objects / N. Zhuravska, P. Kulikov, A. Bielova. // USEFUL online journal, vol. 2, no. 4, pp. 80–87, December 2018. Electronic resource. - Access mode: <https://doi.org/10.32557/useful-2-4-2018-0009>.
26. Zhuravska N. Technological-related manufacturing systems: problems of environmental and economic analysis of their status and management / N. Zhuravska, P. Kulikov // Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe. East European Scientific Journal (Warsaw, Poland) 2019. #7 (47), 2019 p. 5. - p. 60 – 63.
27. Zhuravska N. The main directions of development of the "green" economy in the Republic of Belarus / N. Zhuravska, S. Baitava, A. Shkabrou. USEFUL online



- journal, vol. 3, no. 2, pp. 7 - 13, December 2019.
28. Zhuravska N. Organization and conduct of environmental and economic monitoring of the state of material flows in of thermal power facilities systems under the conditions of electromagnetic fields / N. Zhuravska, P. Kulikov, A. Bielova, D. Chernyshev // SHS Web of Conferences 67, Kharkiv, Ukraine. S. Panchenko etc. V. 67. - p. 5.
 29. Zhuravska N. Labor market: problematic aspects of informal employment in Ukraine / N. Zhuravska, A. Bielova, G. Oliynyk, A. Kochedykova // SHS Web of Conferences. S. Panchenko (Eds). Kharkiv, Ukraine. V. 67, 2019. - p. 6.
 30. Zhuravska N. Environmental management of production processes in heating systems when receiving magnetic water in reagent-free method with the aim of environmentalization / P. Kulikov etc. // International Journal of Engineering and Technology (UAE). Vol. 7, No 3.2. - 2018. - pp.621 - 625.
 31. Zhuravska N. Models, methods and tools of optimizing costs for development of clusterized organizational structures in construction industry / S. Terenchuk, N. Zhuravska, M. Mykytas // IJET. V. 7, N 3.2. - 2018. – pp. 250 - 254.
 32. Zhuravska N. Energy efficient processing of geothermal water for energy-heating objects of the building industry / N.Zhuravska etc // WMESS9.09.2019 World Multidisciplinary Earth Sciences Symposium WMESS. – M. Hory, Czech Republic. – Electronic resource. – iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/362/1/012116/pdf (Data of the application 2.03.2020).
 33. Zhuravska N. Promising directions for the development of BIM technologies in Ukraine on the path of european integration / N. Zhuravska etc In:Onyshchenko etc. Proceedings of the 2 International Conference on Building Innovations ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering, v.73. Springer, Cham. - pp. 533-544.
 34. Журавська Н. Є. Спеціальні питання тепломасообміну / Н. Є. Журавська, Е.С.Малкін, І. Е. Фуртат // Київ: КНУБА. – 2017. – 288 с.
 35. Zhuravska N., Kulikov P. Scientific development and achievements: collective monograph / N. Zhuravska, P. Kulikov // Technical sciences and information technologies, section 4 (12 pages). – Sciemcee Publishing, vol. 5, L.: Sciemcee, 2018. - 415 p. ISBN 978-1-9993071-0-3.
 36. Журавська Н. Є. Машини, процеси, екологія, економіка та технологія будівництва (теорія, експеримент та ефективність застосування): колективна монографія / укл. І. І. Назаренко // Екологія, економіка та технології будівництва, розділ 1, 6 (17 стор.). – К.: «Вид. Людмила», 2020. - 244 с. ISBN 978-617-7828-56-2.
 37. Кокітко А.А. Екологічна безпека у контексті сталого розвитку / А. А.



- Кокітко, О. М. Гунченко // Матеріали 5 Міжнародного конгресу «Захист навколишнього середовища. Збалансоване природокористування». Л.: «Львівська політехніка». – 2018. – С. 186–187.
38. Білявський Г. О. Основи екології: Підручник / Г. О. Білявський, Р. С Фурдуй, І. Ю. Костіков. 2-ге вид. К.: Либідь, 2005. - 408 с.
39. Стратегія сталого розвитку «Україна – 2020». URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/5/2015#n10> (Дата звернення 25.11.2022).
40. Ал Гор. Неудобная правда. Глобальное потепление. Как остановить планетарную катастрофу. Перевод с английского: А. Калюжный — СПб.: Амфора, 2007. 192 с.
41. Регіональна доповідь про стан навколишнього природного середовища Київської області у 2018 році. Міністерство захисту довкілля та природних ресурсів України. – [Онлайн ресурс.] – Режим доступу до ресурсу: <https://mepr.gov.ua/files/docs/Reg.report/2018/%D0%9A%D0%B8%D1%97%D0%B2%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%B0%20%D0%BE%D0%B1%D0%BB%D0%B0%D1%81%D1%82%D1%8C.pdf> (Дата звернення: 29.09.2021).
42. Чубарук Т. В. Система джерел екологічної інформації: в аспекті Конституційного права доступу до такої інформації / Т. В. Чубарук. // Правова інформатика. – 2008. – №3. – С. 32.
43. Житкова Н. Ю. Підприємства з жорстким технологічним режимом. Минуле і сучасне. Форма та зміст./ Н. Ю. Житкова. // Сучасні проблеми архітектури та містобудування. – КНУБА. – 2015. – №39. – С. 308–309.
44. Конституція України. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища» №1264-ХІІ від 26.06.1991 – [Онлайн ресурс.] – Режим доступу до ресурсу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1264-12#Text> (Дата звернення: 29.09.2021).
45. Конституція України. Закон України «Про оцінку впливу на довкілля» № 2059-VIII від 23.05.2017 – [Онлайн ресурс.] – Режим доступу до ресурсу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2059-19#Text> (Дата звернення: 29.09.2021).
46. Шерстюк Р.П., Малюта Л.Я., Мельник Л.М. Курс лекцій з дисципліни «Екологічне управління та безпека бізнесу» // Р.П. Шерстюк, Л.Я. Малюта, Л.М. Мельник: Тернопіль. ТНТУ. – 2017. – С. 34 – 35.
47. Мартиненко В.О. Екологічний менеджмент як важлива складова забезпечення екологічної безпеки в місті. / В.О. Мартиненко.// Глобальні та національні проблеми економіки. – Миколаївський національний університет



імені В.О. Сухомлинського. – 2015. – №3. – С. 608.

48. Хом'як О.А. «Екологічний менеджмент і аудит підприємств аграрного сектору»: навчальний посібник для студентів екологічного факультету за кредитно-трансферною накопичувальною системою організації освітнього процесу / О.А. Хом'як, Н.Є. Гриневич, Н.М. Присяжнюк, Ю.В. Куновський, О.Р. Михальський. – Біла Церква, 2018. – 88 с.
49. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір на інтелектуальну власність № 85136. Науково-методологічна структура управління техногенною небезпекою та ризиками при підготовці технічної води в системі теплопостачання / Журавська Н. Є. // Літературний письмовий твір науково-технічного характеру. Київ: Мінекопромрозвитку України. – Дата реєстрації Міністерства економічного розвитку і торгівлі України 31.01.2021.
50. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір на інтелектуальну власність № 106272. Природокористування систем теплоенергетичних об'єктів при підготовці технічної води в електромагнітних полях та економічний оптимум, як основа для регуляції / Куліков П. М., Журавська Н. Є. // Літературний письмовий твір науково-технічного характеру. Київ: УКРПАТЕНТ. – Дата реєстрації Український інститут інтелектуальної власності, 15.07.2021.
51. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір на інтелектуальну власність, № заявки 102245. Особливості управління механізмів екологізації систем теплопостачання з безреагентною підготовкою води / Журавська Н. Є. // Літературний письмовий твір науково-технічного характеру. Київ: УКРПАТЕНТ. – Дата реєстрації Український інститут інтелектуальної власності, 02.02.2021.
52. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір на інтелектуальну власність № 106271. Забезпечення екоменеджменту виробничих процесів для продуктивності систем теплопостачання / Журавська Н.Є. // Літературний письмовий твір науково-технічного характеру. Київ: УКРПАТЕНТ. – Дата реєстрації Український інститут інтелектуальної власності, 15.07.2021.
53. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір на інтелектуальну власність № 106270. Природоохоронна діяльність як об'єкт економічного аналізу теплосистем житлово-комунального комплексу / Журавська Н.Е. // Літературний письмовий твір науково-технічного характеру. Київ: УКРПАТЕНТ. – Дата реєстрації Український інститут інтелектуальної власності, 15.07.2021.
54. Савченко В.В. Практикум з електромагнітної обробки сільськогосподарської



- продукції / В.В. Савченко // Методичні вказівки. – Київ:НУБІП України, 2011. – 30 с.
55. Zhuravska N. Ensuring technological reliability of energy-saving technologies with a reagent-free water treatment / N. Zhuravska // USEFUL, Maimi. - 2018. – № 2 (2). - p. 43-49.
56. Кульский Л.А. Технология очистки природных вод / Л.А. Кульский, П.П. Строкач. – Киев: Вища школа, 1986. – 352 с.
57. Гончарук В.В. Наука про воду / В.В. Гончарук // Науковий випуск. - К.: Наукова думка, 2010. - 512 с.
58. Малкін, Е.С. До питання приготування та використання омагніченої води / Е.С.Малкін, Н.Є.Журавська, Л.П.Мележик // Вісник НУВГП. Вип.1. - Рівне: НУВГП, 2015. – С. 66-72.
59. Kulikov P., Zhuravska N. Thermodynamic concept of operation of systems of thermal power objects of the building industry / P. Kulikov, N. Zhuravska // "Scientific developments and achievements. - "Science Publishing" (м. Лондон, Великобританія). – 2018. – p. 15-25.
60. Тебенихин, Е.Ф. Обработка воды магнитным полем в теплоэнергетике / Е.Ф. Тебенихин, Б.Т. Гусев. – М.: Энергия, 1970. – 144 с.
61. Берека О.М. Пророщування пивоварного ячменю в електростатичному полі високої напруги / О.М. Берека, Л.С. Червінський, М.П. Салата // Електрифікація та автоматизація сільського господарства. - Київ. – 2003. – №2. – С. 9–12.
62. Малкін Е.С. Ресурсозбереження при обробці магнітним полем капілярно-пористих тіл / Е.С. Малкін, В.Ф. Патика, Н.В. Житкевіч, Н.Є. Журавська // Міжнародний Конгрес «ЕТЕВК-2015». Іллічівськ: 8-12 червня 2015р. - с. 307-311.
63. Малкін Е.С. Вплив характеристик магнітного поля при обробці води на показники бетонних виробів / Е.С. Малкін, Н.Є. Журавська // Науковий вісник будівництва. - Харків: ХНУБА, ХОТВ-АБУ, 2015. – Вип. 1(79) – С.270-272.
64. Малкін Е.С. До питання приготування та використання омагніченої води / Е.С. Малкін, Н.Є. Журавська, Л.П. Мележик // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Вип.1(69). - Рівно: НУВГП, 2015. – С. 66-72.
65. Козлова І.А. Мікробна корозія як прояв техногенезу у біоплівці, що формується на поверхні підземних споруди / І.А. Козлова та інші // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2010. – Т. 46, № 3. – с. 98-107.



66. Лисиченко Г.В. Методологія оцінювання екологічних ризиків / Г.В.Лисиченко, Г.А.Хміль, С.В.Барбашев. - Одеса: Астропринт, 2011. – 368 с.
67. Білявський Г.О. Основи екології (теорія та практика) / Г.О.Білявський, А.І.Бутченко, В.М.Навроцький. – К.: Лібра, 2002. – 352 с.
68. Шитиков В.К. Количественная гидроекология: методы системной индификации / В.К.Шитиков, Г.С.Розенберг, Т.Д.Зинченко. – Тольятти: ИЭВБ РАН, 2003. – 463 с.

Chapter 2.

1. Abd Alkarem Y. M. A new review in glass furnaces energy saving field by pairing between recuperative and regenerative systems. *International Journal of Advanced Research and Development*. 2018. № 3. P. 17–20.
2. Попов С. К., Свистунов И. Н. Энергосбережение в топливных печах посредством конверсии природного газа. *Вестник Московского энергетического института*. 2017. №2. С. 45–54.
3. Єрофєєва А. А. Підвищення ефективності споживання природного газу промисловими камерними печами. «Сталий розвиток: захист навколишнього середовища. Енергоощадність. Збалансоване природокористування»: збірник матеріалів 6-го міжнародного конгресу, 23-25 вересня 2020 р. Львів: Західно-Український Консалтинг Центр (ЗУКЦ), 2020. С. 166.
4. Ганжа А. М., Заєць, О. М. Оцінка ефективності системи утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів: (Doctoral dissertation, НТУ"ХП"), 2017.
5. Кошельник О.В., Морозов О.Є, Кошельник В.М. Перспективні системи багатоступінчатої утилізації теплоти димових газів скловарних печей безперервної дії. *Промышленная теплотехника*. 2010. Т. 32, № 6. С. 84–90.
6. Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Степанова А.И., Навродська Р.О. Сариогло А.Г., Шевчук С.И. Эффективность теплоутилизаторов различного типа для стекловаренных печей. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2010. №5. С. 32–39.
7. Пиоро, Л.С. Экономия топлива в производстве стекла. Київ: Наукова думка, 1981. 139 с.
8. Гомон В.И., Ратушняк А.И., Чернецкий В.Т., Хрипун А.Ф. Утилизация теплоты запыленных отходящих газов стекловаренных печей. *Стекло и керамика*. 1988. №4. С. 3–5.



9. Бурокова А. В., Рахманов Ю. А. К вопросу рекуперации теплоты газов печей термообработки металлических изделий. *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Экономика и экологический менеджмент»*. 2014. №1.
10. Варнашов В. В., Киселев А. А., Гребнов В. С. Расчетные исследования режимов работы кирпичных дымовых труб в условиях эксплуатации. *Вестник Ивановского государственного энергетического университета*. 2016. № 1. С. 1–9. DOI: 10.17588/2072-2672.2016.1.018-026
11. Баркан М. Ш., Ковшов С. В., Ковшов В. П. Некоторые аспекты экологической и энергетической безопасности при эксплуатации вагранных печей. *International scientific review*. 2016. Т. 15, №5. С. 19–21.
12. Ровин С. Л., Ровин Л. Е., Русая Л. Н., Герасимова О. В. Экология печей. *Литье и металлургия*. 2018. Т. 92, №3. С. 50–57. DOI: 10.21122/1683-6065-2018-92-3-50-57
13. Экологические проблемы производства стеклотары. URL: <http://msd.com.ua/sovremennoe-steklotarnoe-proizvodstvo/ekologicheskie-problemy-proizvodstva-stekltary/> (дата обращения: 31.05.2018)
14. Алексеев Ю.В., Бровко С.В. Модернизация системы очистки поверхностей нагрева котлов-утилизаторов. *Промышленная энергетика*. 1980. № 5.
15. Кунахович А.И., Хмельницкий Р.З., Черненко Н.А. Работа рекуператора со вставками на запыленных газах. *Газовая промышленность*. 1988.
16. Webb R.L., Marchiori D., Babcock&Wilcox, Durbin R.E., Wang Y-J., Kulkarni A.K. Heat Exchangers for Secondary Heat Recovery From Glass Plants. Department of Mechanical Engineering. Pensilvania State University, Pensilvania, USA., Alliance, Ohio. USA., U.S. Military Academy, West Point, New York, USA., Oil Technology, Inc., Houston, Texas., Dep. of Mechanical Engineering, Pensilvania State University, Pensilvania, USA (July 2007), P.4 88–559.
17. Howard W. Williams, Aerojet Energy Conversion Company Sacramento, California Tulsa, Oklahoma, E.C. Winegartner, Exxon Research and Engineering Company, Baytown, Texas, John D. Young, John Zink Company, Tulsa, Oklahoma. A Survey of Gas-Side Fouling in Industrial Heat-Transfer Equipment. 1984, P. 407–448.
18. Muller-Steinhage H and Malayeri M.R. Institute of Technical Thermodynamics, German Aerospace Centre, Stuttgart, Germany, A.P. Watkinson. Department of Chemical & Biological Engineering of British Columbia, Vancouver, Canada, Fouling of Heat Exchangers – New Approches to Solve a Old Problem. - Heat Transfer Engineering, 26(1):1-4, 2005, P.58–75.
19. Robinson A.L., Buckley S.G., Yang N., Baxter L.L. Experimental measurements



- of the thermal conductivity of ash deposits: Part 2. Effects of sintering and deposit microstructure. *Energy Fuels* 15. 2001. P.15–84.
20. Шапилова М.В. Тимофеева И.Т. Охрана атмосферного воздуха в стекольной промышленности. Москва: Легпропромиздат, 1992. 231 с.
21. Гордон Г.М., Пейсахов И.Л. Контроль пылеулавливающих установок. Москва: Металлургия, 1973, 220 с.
22. Вредные вещества в промышленности: в 3 т. Под ред. Н. В. Лазарева и Э.Н. Левиной. 7-е изд., пер. и доп. Ленинград: Химия, 1976 г. Том II. 624 с.
23. Панасюк В. И. Химический анализ стекла и сырьевых материалов. Москва: Стройиздат, 1971, 279 с.
24. Максимчик О.С., Юхневич Г.Г. Предотвращение загрязнения атмосферного воздуха при производстве стекла. *Экологические проблемы природных и урбанизированных территорий: материалы VIII Международной научно-практической конференции*. Астрахань, 2015, 91–93.
25. Лисейкин И.Д. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление мембранных конвективных поверхностей нагрева. *Теплоэнергетика*. 1974. №12., С. 66 – 69.
26. Шапилова М.В., Тимофеева И.Т. Охрана атмосферного воздуха в стекольной промышленности. М.: Легпропромиздат, 1992. 231 с.
27. Левченко Г.И., Лисейкин И.Д., Копелиович А.М. Методика расчета температурного режима мембранных конвективных поверхностей нагрева с использованием безразмерных температур. *Энергомашиностроение*. 1976. №2. С. 4–8.
28. Rezaei H.R., Gupta R.P., Bryant G.W., Hart J.T., Liu G.S., Bailey C.W., Wall T.F., Miyamae S., Makino K., Endo Y., Thermal conductivity of coal ash and slags and models used. *Fuel* 79. 2000. P.1697–1710.
29. Fialko N. M., Navrodska R. O., Shevchuk S. I., Stepanova A. I. Improvement of environmental conditions by applying heat recovery technologies of boiler plants. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2021, № 6. P. 148–152. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2021-6/148>
30. Фіалко Н.М., Прокопов В.Г., Навродська Р.О., Шевчук С.І., Степанова А.І. Результати експериментальних досліджень теплотехнічних характеристик водогрійних теплоутилізаторів промислових печей. *Теплофізика та теплоенергетика*. 2022. Т. 44, №1. С. 84–91. <https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.10>.
31. Общесоюзный нормативный документ ОНД-86. Л.: Гидрометеиздат, 1987. 93 с.



Chapter 3.

1. Стоянов П.Ф., Біленко Н.О., Стоянов Я.О. Моделивання роботи повітроохолоджувачів холодильних установок. Холодильна техніка та технологія. 2018. № 54(2). С. 4—9.
2. Титлов А.С., Осадчук Е.А., Биленко Н.А. Методика определения термодинамической эффективности абсорбционных холодильных установок на основе анализа эксергетических потерь в их элементах. Холодильна техніка та технологія. 2018. № 54(1). С. 31—42.
3. Тітлов О. С., Гратій Т. І., & Біленко Н. О. Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів. Холодильна техніка та технологія. 2018. № 55(5-6). С. 293—303.
4. Біленко Н.О., Тітлов О.С. Розробка абсорбційних холодильних агрегатів на низькопотенційних джерелах теплової енергії. Холодильна техніка та технологія. 2021. № 57(1). С. 13—25.
5. Ищенко И.Н., Титлов А.С., Осадчук Е.А. Инженерные методы расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств рабочего тела абсорбционного холодильного агрегата. Харчова наука і технологія. 2010. №4. С. 80—83.
6. Осадчук Е.А., Титлов А.С. Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора. Наукові праці ОНАХТ. 2011. Вип. 39. Т.1. С. 178—182
7. Осадчук Е.А., Титлов А.С. Поиск энергетически эффективных тепловых режимов водоаммиачной абсорбционной холодильной машины в широком диапазоне эксплуатационных параметров. Харчова наука і технологія. 2012. №4. С. 79—82.
8. Осадчук Е.А., Титлов А.С., Васылив О.Б., Мазуренко С.Ю. Поиск энергетически эффективных тепловых режимов водоаммиачной абсорбционной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха. Наукові праці ОНАХТ. 2014. Вип. 45. Т.1. С. 65—69.
9. Осадчук Е.А., Титлов А.С., Мазуренко С.Ю. Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха. Холодильна техніка та технологія. 2014. №4. С. 54—57.
10. Осадчук Е.А., Титлов А.С., Кузаконь В.М., Шлапак Г.В. Разработка схем насосных и безнасосных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин для работы в системах получения воды из атмосферного воздуха. Технологический аудит и резервы производства. 2015. №3/3(23). С. 30—37



11. Василів О.Б., Тітлов О.С., Осадчук Є.О. Спосіб одержання води з атмосферного повітря. Патент на корисну модель: пат. 100195 Україна: МПК (2015.01) E03B 3/28 (2006.01) F25B 15/00. № 201501512; заявл. 20.02.2015; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 13.
12. Василів О.Б., Тітлов О.С., Осадчук Є.О., Кузаконь В.М. Установка для одержання води з атмосферного повітря. Патент на корисну модель: пат. 104853 Україна: МПК E03B 3/28 (2006.01) F25B 15/10. № 201507385; заявл. 23.07.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.
13. Василів О.Б., Тітлов О.С., Осадчук Є.О., Кузаконь В.М. Спосіб одержання води з атмосферного повітря. Патент на корисну модель: пат. 104854 Україна: МПК E03B 3/28 (2006.01) F25B 15/10. № 201507386; заявл. 23.07.2016; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.
14. Осадчук Е.А., Кириллов В.Х. Математическое моделирование рабочих режимов дефлегматора абсорбционного водоаммиачного холодильного агрегата в системах получения воды из атмосферного воздуха с использованием солнечной энергии. Холодильна техніка та технологія. 2017. № 1. С. 11—19.
15. Василів О.Б., Тітлов О.С., Осадчук Є.О., Кузаконь В.М. Спосіб одержання води з атмосферного повітря і установка для його здійснення. Патент на винахід: пат. 114658 Україна: МПК E03B 3/28 (2006.01) F25B 15/10 (2006.01). F25D 21/14 (2006.01). № 201506905; заявл. 13.07.2015; опубл. 10.07.2017, Бюл. № 13.
16. Тітлов О.С., Осадчук Є.О., Біленко Н.О. Методика визначення термодинамічної ефективності абсорбційних холодильних установок на основі аналізу ексергетичних втрат в їх елементах. Холодильна техніка та технологія. 2018. № 1. С. 31—42.
17. Kholodkov A., Osadchuk E., Titlov A., Boshkova I., Zhykhareva N. Improving the energy efficiency of solar systems for obtaining water from atmospheric air. Eastern- European Journal of Enterprise Technologies. 2018. № 3/8(93) С. 41—45. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.133643
18. Titlov A., Osadchuk E., A. Tsoy, Alimkeshova A., Jamasheva R. Development of cooling systems on the basis of absorption water-ammonia refrigerating machines of low refrigeration capacity. Eastern- European Journal of Enterprise Technologies. 2019. № 2/8(98). С. 57—67. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.164301.
19. Тітлов О.С., Осадчук Є.О., Цой О.П., Алімкешова А.Х., Джамашева Р.А. Розробка автономних систем охолодження з урахуванням відновлювальних і



непридатних джерел теплової енергії. Холодильна техніка та технологія. 2019. № 2. С. 84—96.

20. Osadchuk E., Titlov O. Analysis of the climatic features of the regions of the primary application of the systems for producing water from the atmospheric air. ScienceRise. 2020. №4. P. 3—9.
21. Тітлов О.С., Осадчук Є.О. Пошук енергоефективних режимів роботи систем отримання води з атмосферного повітря на базі абсорбційних водоаміачних термотрансформаторів тепла і сонячних колекторів. Холодильна техніка та технологія. 2020. № 3—4. С. 78-91.

Chapter 4.

1. Structures of buildings and structures. Prestressed reinforced concrete slabs PAG-14 for airfield covering. DSTU B V.2.6-136:2010.
2. Structures of buildings and structures. Reinforced concrete slabs for covering city roads. DSTU B V.2.6-112:2010.
3. Structures of buildings and structures. Concrete and reinforced concrete structures. Substantive provisions: DBN B.2.6-98:2009.
4. Guidelines for the design and manufacture of structures from dispersed reinforced concrete: DSTU-N B V.2.6-218:2016.
5. O. Kozak, O. Zhuravskyi, M. Delyavskyy. Effect of the pre-stressed reinforcement curvature on the bearing capacity of inclined sections of monolithic beams. Cite as: AIP Conference Proceedings 2077, 020027 (2019); <https://doi.org/10.1063/1.5091888>.
6. O.D. Zhuravskyi. Bearing capacity of steel-fiber-concrete slabs with biaxially prestressed reinforcement // Strength of Materials and Theory of Structures: Scientific-and-technical collected articles. – K.: KNUBA, 2020. – Issue 105. – P. 292-301; <https://doi.org/10.32347/2410-2547.2020.105.292-301>.
7. O.D. Zhuravskyi, N.E. Zhuravska, A.M. Bambura. Features of calculation of prefabricated steel fiber concrete airfield slabs // International Journal on Technical and Physical Problems of Engineering, 2022, 14 (1), pp. 103–107.
8. A.M. Bambura, G.R. Sazonova, O.V. Dorohova, O.V. Voytsechivskyi. Design of reinforced concrete structures. Manual / Kyiv: 2018. 240 p.



SCIENTIFIC EDITION

MONOGRAPH
WISSENSCHAFT FÜR DEN MODERNEN MENSCHEN
UMWELT-, ENERGIE- UND WIRTSCHAFTSASPEKTE MODERNER TECHNOLOGIEN
SCIENCE FOR MODERN MAN
ENVIRONMENTAL, ENERGY AND ECONOMIC ASPECTS OF MODERN TECHNOLOGIES
MONOGRAPHIC SERIES «EUROPEAN SCIENCE»
BOOK 16. PART 2

Authors:

Zhuravska N.E. (1), Fialko N. (2), Navrodska R. (2),
Titlov O.S. (3), Bilenko N.O. (3), Osadchuk E.O. (3),
Zhuravskiy O.D. (4)

The scientific achievements of the authors of the monograph were also reviewed and recommended for publication at the international scientific symposium
«Wissenschaft für den modernen Menschen / Science for modern man '2023»
(January 30, 2023)

Monograph published in the author's edition

The monograph is included in
International scientometric databases

500 copies
January, 2023

Published:
ScientificWorld-NetAkhatAV
Lußstr 13,
Karlsruhe, Germany



e-mail: editor@promonograph.org
<https://desymp.promonograph.org>





ProMonograph

<https://desymp.promonograph.org>

e-mail: editor@scilook.eu