

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ЧЕРКАСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ

ЙОВЧЕНКО АЛЛА ВАСИЛІВНА

УДК 621:532.5:66.063](043.3)

**ТЕПЛОВІ ЕФЕКТИ ТА ГІДРОДИНАМІКА В АКТИВНІЙ ЗОНІ РОТОРНОГО
ГІДРОДИНАМІЧНОГО ГОМОГЕНІЗАТОРА**

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Київ – 2021

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі енерготехнологій Черкаського державного технологічного університету Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Беспалько Сергій Анатолійович,
Черкаський державний технологічний університет

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Горобець Валерій Григорович
Національний університет біоресурсів та
природокористування України МОН України,
завідувач кафедри теплоенергетики

доктор технічних наук, професор
Самойчук Кирило Олегович,
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного МОН України,
завідувач кафедри обладнання переробних і харчових
виробництв імені професора Ф.Ю. Ялпачика

Захист дисертації відбудеться «29» квітня 2021 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.224.01 Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України за адресою: 03680, м. Київ, вул. Марії Капніст, 2а.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України за адресою: 03680, м. Київ, вул. Марії Капніст, 2а.

Автореферат розісланий « 27 » березня 2021 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 26.224.01,
доктор технічних наук



Ж.О. Петрова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Обґрунтування вибору теми досліджень. В хімічній, нафтохімічній та харчовій промисловості для гомогенізації гетерогенних емульсій, суспензій застосовуються пристрої, в основі функціонування яких лежить створення великих полів зсуву в активній зоні апаратів, що приводить до ефективного подрібнення фракцій. Одним із видів суспензій, які гомогенізуються в подібних апаратах є фазозмінні суспензії (ФЗС) – теплоакумуючі речовини, що можуть використовуватись в системах сонячного теплопостачання. Головною проблемою змішування основних компонент ФЗС: дистильованої води та фазозмінного матеріалу (ФЗМ), в якості якого використовується парафін, вважається нестійкість отриманої суспензії, що пояснюється наявністю на межі фаз великого поверхневого натягу. Стійкість суспензії досягається додаванням поверхнево-активних речовин (ПАР), які стабілізують суспензію шляхом зменшення міжфазного поверхневого натягу, та зародків кристалізації – наночастинок графіту Gt, для зменшення явища переохолодження. Визначення концентрацій основних складових ФЗС, ПАР та наночастинок графіту Gt, для отримання текучих стабільних сумішей типу «парафін у воді» для їх подальшого використання в якості теплоносія є одним з перспективних напрямків підвищення ефективності роботи систем сонячного теплопостачання.

Однією з основних властивостей фазозмінних суспензій, що впливають на ефективність роботи систем даного типу, виступає ступінь дисперсності, збільшення якого досягається шляхом впровадження нових та вдосконалення існуючих конструкцій роторних гідродинамічних гомогенізаторів (РГГ). Суттєвий внесок у теоретичні та експериментальні дослідження процесів, що впливають на процес гомогенізації, належить роботам А.А. Долінського, Б.І. Басока, А.А. Авраменка, Б.В. Давиденка, А.І. Накорчевського, Ю.С. Кравченка, М.А. Промтова, А.М. Павленка, В.Г. Горобця, К.О. Самойчука, І.А. Піроженко, В.О. Кремнева, А.Н. Ободовича, А.І. Теслі, А.Н. Недбайла та ін.

Гомогенізація будь-яких суспензій супроводжується дисипативними процесами. Використання отриманого таким чином теплового ефекту для попереднього прогрівання робочого середовища через поверхню статора дозволить знизити енерговитрати роторних установок без негативного впливу на ступінь дисперсності гомогенізуючої суміші.

Тому сукупність досліджень та розробок щодо вдосконалення процесів гомогенізації стійких дрібнодисперсних ФЗС шляхом визначення оптимальних концентрацій їх складових та модернізації роторних гідродинамічних гомогенізаторів з визначенням раціональних їх режимів роботи є актуальною науково-технічною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася у відповідності з науковою тематикою кафедри енерготехнологій та кафедри механіки, поліграфічних машин і технологій Черкаського державного технологічного університету в рамках фундаментальних науково-дослідних робіт: №185-11 «Створення наукових основ розрахунку та проектування роторних гідродинамічних теплогенераторів з підвищеним

коефіцієнтом корисної дії» (№ДР 0111U002936), №174-09 «Розвиток наукових основ ексергетичного методу в кавітаційній технології при дослідженні хіміко-технологічних систем» (№ДР 0109U002740), №200-13 «Технологія та обладнання для опалення промислових приміщень на основі емульсій з відпрацьованого моторного мастила» (№ДР 0113U003348), №197-12 «Розвиток ексергетичного та феноменологічного методів для дослідження кавітаційних технологій в хіміко-технологічних системах» (№ДР 0112U001702).

Мета і завдання дослідження. *Мета роботи* – підвищення ефективності процесу отримання теплоакумуючих суспензій в роторному гідродинамічному гомогенізаторі шляхом дослідження теплових ефектів та гідродинаміки в його активній зоні.

Для досягнення мети були поставлені та вирішені наступні *завдання*:

- здійснити порівняльний аналіз існуючих конструкцій гомогенізаторів;
- розробити експериментальне обладнання та методики для вимірювання теплових процесів у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора;
- провести теоретичні дослідження впливу турбулентної в'язкості на дисипативні процеси в круглій циліндричній трубі та у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора;
- виконати математичне моделювання процесу теплопередачі в зазорі між коаксіальними циліндрами;
- виконати комп'ютерне моделювання теплових ефектів та гідродинаміки в зазорі відповідно до отриманої витратно-напірної характеристики гідравлічної системи;
- встановити вплив конструктивних і технологічних характеристик роторного гідродинамічного гомогенізатора на процес дисипативного нагрівання та гомогенізацію речовин;
- визначити концентрації складових ФЗС: дистильованої води, парафіну та ПАР, для отримання стабільних сумішей типу «парафін у воді»; найбільш стійкі фазозмінні суспензії та теплоту їх акумулювання.

Об'єкт дослідження – процес перетворення енергії у потоках рідини, що відбувається в активній зоні роторного гідродинамічного гомогенізатора.

Предмет дослідження – теплові ефекти та гідродинамічні параметри при гомогенізації фазозмінних суспензій у роторному гідродинамічному гомогенізаторі.

Методи дослідження. У дисертаційній роботі при вирішенні поставлених завдань застосовувались методи експериментального дослідження теплових процесів у міжциліндровому зазорі роторних апаратів з використанням високоточних вимірювальних приладів; методи математичного моделювання з використанням пакету MathCad для дослідження теплообміну у міжциліндровому зазорі роторного апарата.

Визначення зміни напрямку теплового потоку при високоградієнтному русі в'язкої рідини у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора здійснено на основі теорії Г. Шліхтінга про зміну напрямку теплопередачі у потоці Куетта. Розрахунок турбулентної в'язкості у гладкій та

шорсткій круглій циліндричній трубі виконано за алгебраїчною моделлю турбулентності Ю.В. Лапіна, О.А. Нехамкіна, М.Х. Стрільця з демпфуючим множителем Ван-Дріста.

Методом суперпозиції визначено теплоту акумулювання ФЗС. З використанням методу найменших квадратів отримано аналітичну залежність теплоти акумулювання від різниці температури ФЗС та концентрації ФЗМ. Аналіз невизначеності вимірюваних та обчислених параметрів теплоти акумулювання ФЗС проведено на основі теорії поширення похибки.

Метод комп'ютерного моделювання застосовано для дослідження особливостей течії, теплових та гідродинамічних процесів у міжциліндровому зазорі роторних гідродинамічних гомогенізаторів з використанням САПР SolidWorks Flow Simulation.

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше:

- розроблено аналітичні моделі для визначення коефіцієнтів дисипації механічної енергії при турбулентному русі в'язкої рідини в гладкій та шорсткій круглих циліндричних трубах на основі тришарової моделі потоку в трубі з врахуванням турбулентної в'язкості;

- розроблено аналітичні моделі для визначення коефіцієнтів дисипації механічної енергії при турбулентному русі в'язкої рідини в гладкому та шорсткому міжциліндрових зазорах роторних гомогенізаторів на основі тришарової моделі потоку з врахуванням турбулентної в'язкості;

- науково обґрунтовані умови попереднього прогрівання робочого середовища через поверхню статора гідродинамічного гомогенізатора, який виконує функцію теплообмінника між контурами ротор-статор та статор-корпус, що зменшує енерговитрати на гомогенізацію рідин;

Набула подальшого розвитку теорія пристінкового шару Г. Шліхтінга, зокрема засади даної теорії щодо досліджень температурного поля у в'язкому потоці, за рахунок визначення умов зміни напрямку теплового потоку при високоградієнтному русі в'язкої рідини у міжциліндровому зазорі роторного гомогенізатора.

Практичне значення отриманих результатів.

- встановлено максимальні концентрації октакозану, ПАР та зародків кристалізації, які дозволяють отримати стійку текучу фазозмінну суспензію для використання в системах сонячного теплопостачання;

- визначено раціональні конструктивні та технологічні параметри роторних установок для гомогенізації гетерогенних сумішей;

- розроблено програмний комплекс, що забезпечує функціонування автоматизованої системи вимірювання на основі швидкодіючого багатоканального аналого-цифрового перетворювача;

- розроблено пристрій для динамічного градування датчиків тиску в широкому діапазоні частот від 0 до 1000 Гц;

- розроблено роторний гідродинамічний апарат для гомогенізації гетерогенних сумішей;

- здійснено впровадження технології акумулювання теплоти в системі теплопостачання будівель в ТОВ «ТехноБуд-2010», м. Черкаси (акт впровадження

від 10.02.2020);

– результати наукових досліджень використано в навчальному процесі Черкаського державного технологічного університету при викладанні дисциплін «Гідрогазодинаміка» та «Теплотехнічні вимірювання та прилади» (довідка про впровадження від 25.09.2020).

На технічні рішення, що запропоновані в дисертаційній роботі, отримано 2 патенти України на корисну модель №№ 22347, 146430.

Особистий внесок здобувача. Створено стенд для експериментальних досліджень розподілу температури у міжциліндровому зазорі, температури стінок статора та ротору; розроблено програмний комплекс автоматизованої системи вимірювання на базі швидкодіючого багатоканального аналого-цифрового перетворювача; здійснено експериментальні дослідження та обробку отриманих результатів; виконано математичні розрахунки параметрів процесу гомогенізації та порівняння теоретичних результатів з експериментальними даними.

Внесок Йовченко А.В. у роботи, що написані в співавторстві, вказано в списку публікацій.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивну оцінку на V, VIII, X, XI, XII Всеукраїнській науково-технічній конференції «Фізичні процеси та поля технічних і біологічних об'єктів» (м. Кременчук, 8-10 листопада 2006 р., 6-8 листопада 2009 р., 6-8 листопада 2011 р., 9-12 листопада 2012 р., 1-3 листопада 2013 р.); Міждержавній науково-методичній конференції «Проблеми математичного моделювання» (м. Дніпродзержинськ, 27-29 травня 2009 р.); I, II Міжнародній науково-технічній конференції «ФізХімБіо» (м. Севастополь, 28-30 листопада 2012р., 27-29 листопада 2013 р.); XII Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (м. Київ, 22-25 квітня 2014 р.); V міжнародній науково-технічній та навчально-методичній конференції «Енергетичний менеджмент: Стан та перспективи розвитку – 2018» (м. Київ, 17-19 квітня 2018 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 19-22 червня 2018 р.).

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковані у 19 наукових працях, в тому числі у 6 статтях, з них 3 статті надруковані у виданнях, що включені до переліку фахових видань України (1 з них входить до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus), 2 статті – у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз Web of Science та Scopus (входять до II квартилю), 1 стаття в міжнародному виданні, що включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus, та 11 тезах міжнародних та всеукраїнських конференцій, отримано 2 патенти України на корисну модель.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота викладена на 199 сторінках, складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Обсяг основного тексту дисертаційної роботи становить 151 сторінку, у тому числі 73 рисунки, 20 таблиць та 4 додатки. Список використаних джерел містить 140 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано вибір та актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету та завдання дослідження, наведено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, відзначено особистий внесок автора у роботу, представлено відомості про апробацію результатів дисертації, її структуру та обсяг.

У першому розділі дисертації наведено класифікацію гомогенізаторів за конструктивними ознаками, принципом дії, механізмом руйнування крапель та способом отримання суміші різної ступені дисперсності. Встановлено, що на ступінь дисперсності гомогенізуючих рідин впливають наступні чинники: кількість ступенів її обробки, температура, при якій відбувається гомогенізація, тиск та швидкість подачі рідини, тривалість процесу та ін. На основі аналізу сучасних конструкцій гомогенізаторів виявлено, що найбільш розповсюдженими серед них є статичні та роторні. Перевагою статичних гомогенізаторів являється простота їх конструкції, проте виникає необхідність подачі рідини в робочу камеру під високим тиском. В роторних апаратах подача рідини відбувається під меншим тиском, але до їх складу входять елементи, які обертаються з великою швидкістю, що потребує встановлення додаткових компонентів.

Основним фактором, що визначає ефективність даних типів гомогенізаторів є дотичні напруження в емульсії, що обробляється. Доведено доцільність використання РГГ для отримання ФЗС та проведено аналіз теоретичних досліджень щодо теплових процесів та гідродинаміки, які відбуваються в міжциліндровому зазорі роторних гомогенізаторів. Особливу увагу приділено дослідженню впливу режиму потоку рідини, температури стінок ротора та статора на розподіл температури у міжциліндровому зазорі.

В ході порівняльного аналізу існуючих ПАР виявлено, що для отримання більш стабільних суспензій доцільно використовувати ПАР з довгими вуглецевими ланцюгами завдяки їх властивості утворювати більш компактні і упорядковані адсорбційні шари.

На основі проведеного аналізу сформульовано мету та основні завдання дисертаційної роботи.

У другому розділі дисертації розроблено експериментальний стенд (рис. 1) для вимірювання параметрів робочого середовища, температури стінок статора, ротора установки 11, визначення розподілу температури у міжциліндровому зазорі 7 (рис. 2) даної установки та експериментальний стенд для гомогенізації ФЗЕ з попереднім градуванням датчиків тиску та температури.

Дослідження параметрів роторної установки (рис. 2) здійснено при чотирьох режимах потоку робочої рідини, зокрема, ламінарного, ламінарного з вихорами Тейлора, турбулентного і турбулентного з вихорами Тейлора, які характеризуються числами Рейнольдса Re_a та Тейлора Ta . Застосування даної установки у складі стенду (рис. 1) дозволило варіювати Re_a від 0 до $3 \cdot 10^4$ (за рахунок збільшення швидкості потоку у міжциліндровому зазорі) та Ta від 0 до $2,6 \cdot 10^4$ (за рахунок збільшення кількості обертів ротору). Розподіл температур у міжциліндровому зазорі визначався при зміні величини зазору в межах від 1 до 5 мм шляхом

збільшення діаметру ротора. В якості робочої рідини використовувались дистильована вода, гліцерин та індустріальне масло.

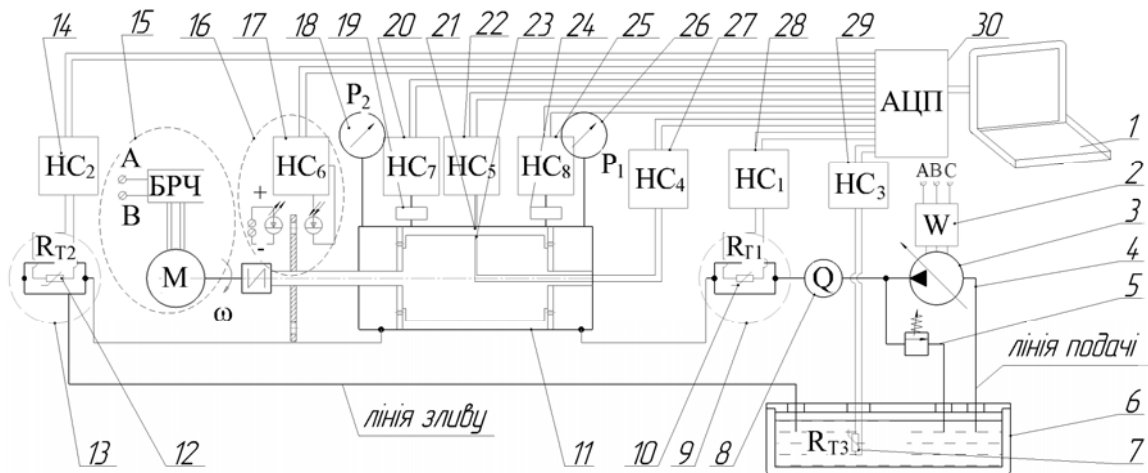


Рис. 1. Принципова схема експериментального стенду: 1 – персональний комп'ютер (ПК); 2 – лічильник електроенергії; 3 – насос NX 32-200/40; 4 – трубопровід; 5 – запобіжний клапан; 6 – бак; 7, 10, 12 – платиновий термометр опору марки HEL-705; 8 – витратомір DDW-DS31; 9, 13 – вузли трубопроводу з датчиками; 11 – експериментальна установка; 14, 17, 20, 22, 25, 27, 28, 29 – нормалізатори сигналів (НС) марки WAD-A-MAX; 21, 23 – мікротермопари хромель-алюмель; 15 – електричний двигун постійного струму марки ЗДТ.31 з регулюванням кількості обертів ротору; 16 – пристрій вимірювання частоти обертання; 18, 26 – манометри МТИ-0,6; 19, 24 – датчики тиску марки IPT-600; 30 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП) WAD-AD12-128M.

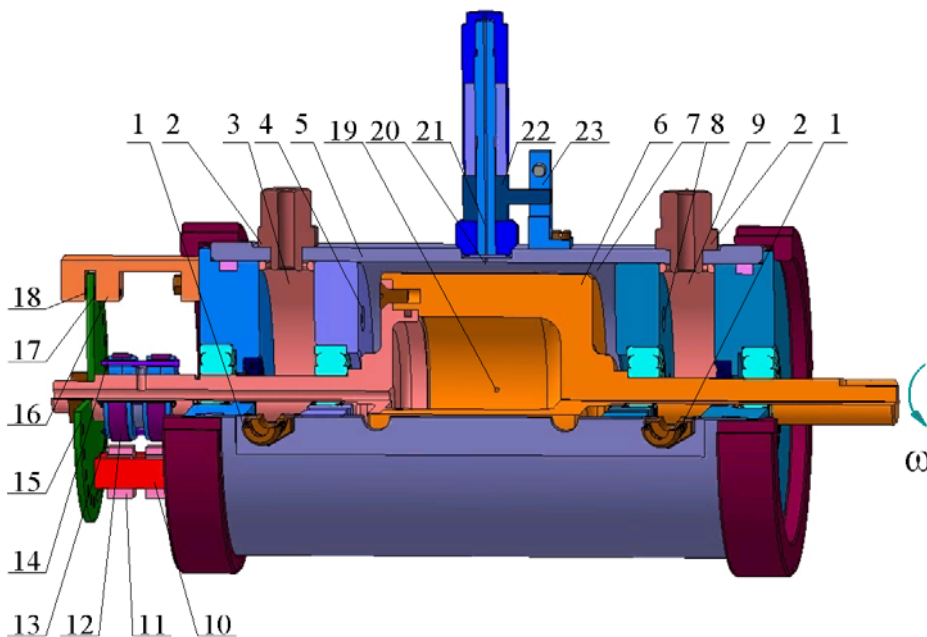


Рис. 2. Конструкція моделі експериментальної установки: 1 – штуцери для подачі та відведення рідини з камер; 2 – перехідники для під'єднання манометрів; 3 – камера високого тиску; 4 – отвори переходу рідини з камери високого тиску в робочу камеру; 5 – зовнішній циліндр (статор); 6 – внутрішній циліндр (ротор); 7 – робоча камера (міжциліндровий зазор); 8 – отвори для переходу рідини з робочої камери у камеру низького тиску; 9 – камера низького тиску; 10, 16, 23 – стійка; 11 – графітові стержні; 12 – мідні кільця; 13 – капролінові кільця; 14 – стержень для фіксації кілець; 15 – диск з перфорованими отворами; 17 – світлодіод; 18 – фотоелемент; 19, 20 – мікротермопари хромель-алюмель $\varnothing 0,1$ мм; 21 – голка; 22 – мікрометричний гвинт.

Температура стінки ротора визначалась за показниками термопари, сигнал від якої проходить по дроту до струмознімача через наскрізний отвір у пустотілому роторі. Пропонується при роботі струмознімача використовувати ковзний контакт 11-12 (рис. 2).

З метою фіксації результатів дослідження розроблено автоматизовану систему вимірювання, що дозволяє в режимі реального часу оновлювати значення 16 параметрів стенда. На основі отриманих параметрів теплообміну запропоновано конструктивне рішення роторного гідродинамічного гомогенізатора, що реалізовано в складі експериментального стенду (рис. 3) за методикою, яку схематично представлено на рис. 4.

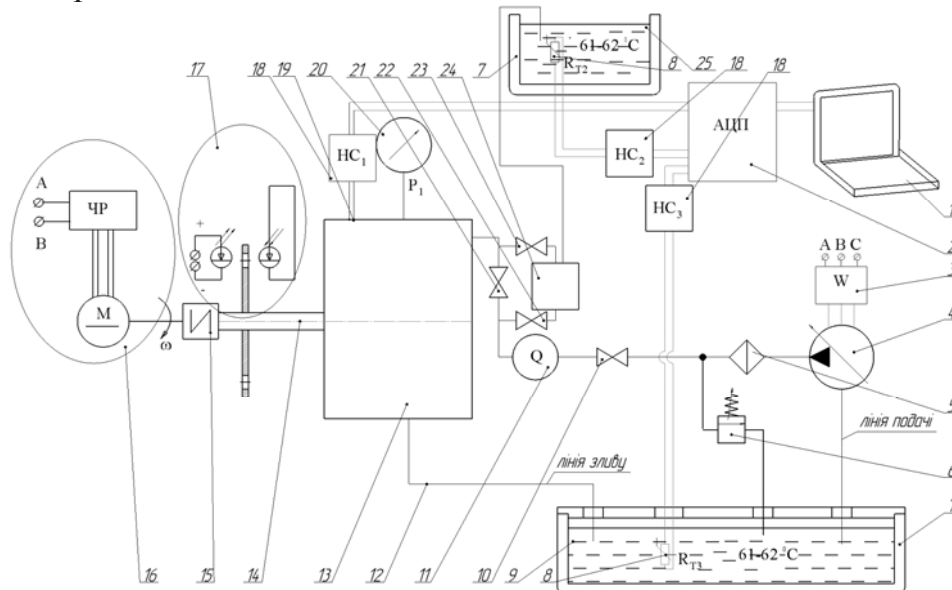


Рис. 3. Принципова схема експериментального стенду: 1 – персональний комп'ютер (ПК); 2 – аналого-цифровий перетворювач марки WAD-AD12-128M; 3 – вмикач електроенергії; 4 – насос марки NX 32-200/40; 5 – фільтр; 6 – запобіжний клапан; 7 – бак; 8 – платиновий термометр опору марки HEL-705; 9 – дистильована вода та ПАР типу «Tween»; 10, 21, 22, 23 – вентиль; 11 – витратомір DDW-DS31; 12 – трубопровід; 13 – роторний гідродинамічний апарат; 14 – вал для передачі крутного моменту; 15 – муфта; 16 – електродвигун марки ЗДТ.31 з регулюванням частоти обертання; 17 – прилад для фіксування обертів валу експериментальної установки; 18 – нормалізатори сигналів марки WAD-A-MAX; 19 – мікротермопара хромель-алюмель $\varnothing 0,1$ мм; 20 – манометр МТИ-0,6; 24 – водоструменевий ежектор; 25 – суміш парафіну та ПАР типу «Span».

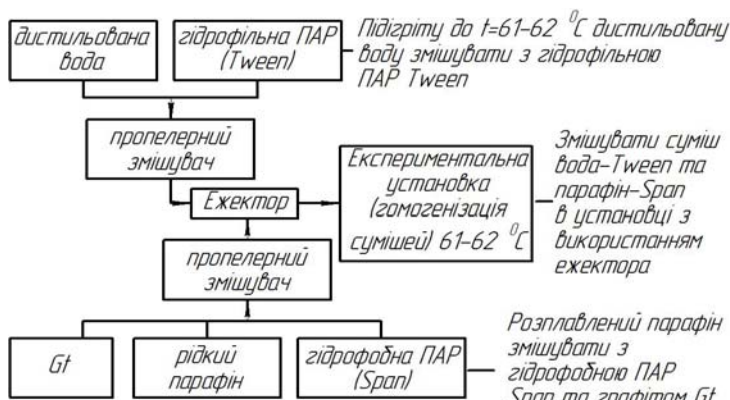


Рис. 4. Схема гомогенізації фазозмінних суспензій.

Особливістю роботи стенду (рис. 3) являється використання водоструменевого ежекторного насоса для одночасної подачі в гомогенізатор сумішей вода–Tween та парафін–Span-Gt. ПАР серії Tween та Span мають гідрофільні та гідрофобні властивості відповідно. Таким чином, парафін утворює стабільну внутрішню фазу, а вода – безперервну зовнішню.

У третьому розділі розраховано та досліджено коефіцієнти дисипації та середньозважені значення дисипації механічної енергії нестисливої в'язкої рідини в гладкій і шорсткій круглих циліндричних трубах та в потоці між двома циліндрами з гладкими та шорсткими стінками із використанням відповідних тришарових моделей турбулентності (рис. 5, рис. 6).

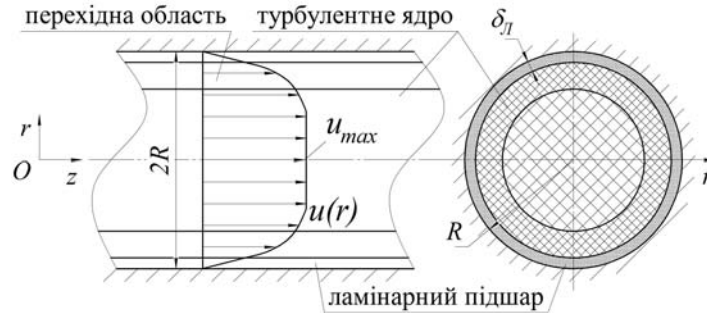


Рис. 5. Схема турбулентного потоку рідини в круглому циліндричному каналі: $u(r)$ – турбулентний розподіл швидкості по перерізу труби; u_{max} – максимальна швидкість потоку на вісі труби; R – радіус труби; δ_L – товщина ламінарного підшару

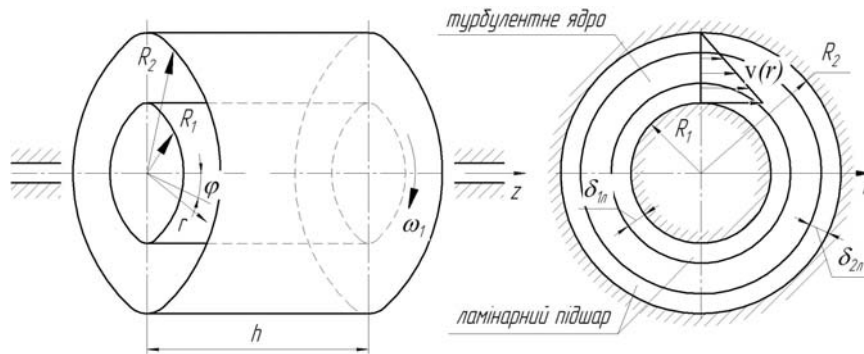


Рис. 6. Схема руху турбулентного потоку між двома циліндрами: $v(r)$ – швидкості потоку, м/с; R_1 – радіус внутрішнього циліндра, м; R_2 – радіус зовнішнього циліндра, м; ω_1 – кутова швидкість внутрішнього циліндра (ротора), c^{-1} ; h – довжина циліндрів, м; δ_{L1} – товщина ламінарного підшару ротора, м; δ_{L2} – товщина ламінарного підшару статора, м.

В процесі розрахунку коефіцієнтів дисипації механічної енергії турбулентної течії рідини в гідравлічно гладкій та шорсткій круглих циліндричних трубах враховано параметри шарів відповідних турбулентних потоків (табл. 1 та табл. 2). Турбулентна в'язкість при цьому визначалась за моделлю Ю.В. Лапіна, О.А. Нехамкіна, М.Х. Стрільця з демпфуючим множником Ван-Дріста.

Коефіцієнт дисипації механічної енергії рідини при турбулентному русі в гідравлічно гладкій круглій циліндричній трубі з врахуванням розподілу швидкості розраховується за формулою (1):

$$\eta = \frac{\tilde{\Phi}}{\tilde{N}} = \frac{\tilde{\Phi}_L + \tilde{\Phi}_H + \tilde{\Phi}_T}{\tilde{N}}, \quad (1)$$

де $\tilde{\Phi}_L$ – середньозважене значення дисипації механічної енергії у в'язкому підшарі, Вт/м³; $\tilde{\Phi}_H$ – середньозважене значення дисипації в перехідній області, Вт/м³; $\tilde{\Phi}_T$ – середньозважене значення дисипації у турбулентному ядрі, Вт/м³; \tilde{N} – затрати потужності на транспортування одиниці об'єму рідини вздовж труби при турбулентному русі, Вт/м³, що визначається за формулою (2).

$$\tilde{N} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot u_{cp}^3}{4R} = \frac{1}{(0,782 \cdot \ln \text{Re} - 1,5)^2} \cdot \frac{\rho \cdot u_{cp}^3}{4R}, \quad (2)$$

де ρ – густина рідини, кг/м³; ξ – коефіцієнт гідравлічного опору при турбулентному русі; u_{cp} – середня швидкість потоку в трубі, м/с; R – радіус труби, м.

Таблиця 1.

Математичні залежності для визначення коефіцієнту дисипації механічної енергії турбулентної течії рідини в гідравлічно гладкій круглій циліндричній трубі

Формули	Ламінарний підшар, (I зона)	Перехідна область (II зона)	Турбулентне ядро (III зона)
Відносна площа зон	$S_{\delta_1} = \pi \cdot R^2 \cdot (1 - (1 - \delta_{\delta_1})^2)$	$S_{II} = \pi \cdot R^2 \cdot ((1 - \delta)^2 - (1 - \delta_1)^2)$	$S_T = \pi \cdot R^2 \cdot (1 - \delta)^2$
Розподіл швидкості	$\frac{u}{u_{\max}} = (1 - x^2)$	$u(x) = v_* \left(5,5 + 5,75 \lg \frac{v_* \cdot R \cdot (1 - x)}{v} \right)$	- степеневий: $\bar{u} = u_{\max} \cdot (1 - x)^{\frac{1}{7}}$ - логарифмічний: $u = \frac{u_{\max}}{M} \cdot \left(2,5 \cdot \ln \left(\frac{v_* \cdot R}{v} (1 - x) \right) + 5,5 \right),$ $M = 2,5 \cdot \ln \left(\frac{v_* \cdot R}{v} \right) + 5,5.$
В'язкість	ν	$\nu_{II} = RK^2 (1 - x) \cdot \left(1 - e^{\left(\frac{-(R(1-x))v_*}{26\nu} \right)^2} \right) \cdot \frac{5,75v_*}{\ln 10}$	$\nu_T = 2 \cdot R \cdot k_0 \cdot e^{-54 \left(\int_0^1 \left(1 - \frac{u(x)}{u_{\max}} \right) \cdot x dx \right)^2} \times$ $\times \left(1 - e^{-10,5 + 42 \int_0^1 \left(1 - \frac{u(x)}{u_{\max}} \right) \cdot x dx} \right) \cdot u_{\max} \cdot \int_0^1 \left(1 - \frac{u(x)}{u_{\max}} \right) \cdot x dx$
Дисипація у гладких трубах	$\Phi_L = 16 \cdot \mu \cdot u_{cp}^2 \cdot x^2$	$\Phi_{II} = \rho \cdot \nu_{II} \cdot \left(\frac{5,75v_*}{\ln 10(1 - x)} \right)^2$	$\Phi_T = \mu_T \cdot \left(\frac{u_{\max}}{7(1 - x)^{6/7}} \right)^2;$ $\Phi_T = \mu_T \cdot \left(\frac{2,5u_{\max}}{\left(2,5 \cdot \ln \frac{v_* \cdot R}{v} + 5,5 \right) \cdot (1 - x)} \right)^2.$
Середньозважене значення дисипації	$\tilde{\Phi}_L = \frac{8 \cdot \mu \cdot u_{cp}^2}{(1 - (1 - \delta_{\delta_1})^2)} \cdot (1 - \delta_{\delta_1}^4)$	$\tilde{\Phi}_{II} = \frac{2 \cdot \mu_{II2}}{((1 - \delta)^2 - (1 - \delta_{\delta_1})^2)} \cdot \left(\frac{5,75v_*}{\ln 10} \right)^2 \cdot I_1,$ $I_1 = \ln(1 - \delta) + \frac{\delta}{1 - \delta} - \ln(1 - \delta_{\delta_1}) - \frac{\delta_{\delta_1}}{1 - \delta_{\delta_1}}.$	$\tilde{\Phi}_T = \frac{2 \cdot \mu_T \cdot u_{\max}^2}{49(1 - \delta)^2} \cdot (1,4 \cdot \delta^{-\frac{5}{7}} + 3,5 \cdot \delta^{\frac{2}{7}} - 4,9);$ $\tilde{\Phi}_T = \frac{12,5 \cdot \mu_T \cdot u_{\max}^2}{M^2 \cdot (1 - \delta)^2} \cdot I_2, I_2 = \ln(\delta) + \frac{1 - \delta}{\delta}.$
Коефіцієнт дисипації	$\eta_L = \frac{32 \cdot \nu \cdot R}{(1 - (1 - \delta_{\delta_1})^2)} \times$ $\times (1 - \delta_{\delta_1}^4) \times$ $\times \frac{(0,782 \cdot \ln \text{Re} - 1,5)^2}{u_{cp}}$	$\eta_{II} = \frac{2 \cdot \nu_{II}}{((1 - \delta)^2 - (1 - \delta_{\delta_1})^2)} \cdot \left(\frac{5,75v_*}{\ln 10} \right)^2 \times$ $\times I_1 \cdot \frac{4R(0,782 \cdot \ln \text{Re} - 1,5)^2}{u_{cp}^3};$ $\eta_{II} = \frac{2R^2}{\text{Re} \cdot ((1 - \delta)^2 - (1 - \delta_{\delta_1})^2)} \cdot \left(\frac{5,75}{\ln 10} \right)^2 \cdot I_1.$	$\eta_T = \frac{0,011 \cdot 0,023 \cdot R}{49 \cdot (1 - \delta)^2} \cdot (1,4 \cdot \delta^{-\frac{5}{7}} + 3,5 \cdot \delta^{\frac{2}{7}} - 4,9) \times$ $\times \frac{(2\sqrt{2} \cdot (0,782 \ln \text{Re} - 1,5) + 3,75)^3}{2\sqrt{2} \cdot (0,782 \ln \text{Re} - 1,5)};$ $\eta_T = \frac{6,25 \cdot (k(\delta^*) \cdot \delta^*) \cdot R}{M^2 \cdot (1 - \delta)^2} \cdot \frac{(2\sqrt{2} \cdot (0,782 \ln \text{Re} - 1,5) + 3,75)^3}{2\sqrt{2} \cdot (0,782 \ln \text{Re} - 1,5)} \cdot I_2.$

В табл. 1 використано наступні позначення: S_{δ_1} , S_{II} , S_T – відносні площі зон у ламінарному підшарі, перехідній області та турбулентному ядрі відповідно; δ_{δ_1} , δ_1 , – відносна товщина ламінарного підшару та перехідної області відповідно в гладкій трубі; δ – відносний радіус турбулентного ядра в гладкій трубі; u – швидкість потоку рідини, м/с; v_* – динамічна швидкість потоку, м/с; x – безрозмірна координата; ν , ν_{II} – кінематичні коефіцієнти в'язкості у ламінарному підшарі та перехідній області відповідно, м²/с; ν_T – кінематичний коефіцієнт турбулентної в'язкості, м²/с; k_0 – коефіцієнт, $k_0=0,017$; Φ_L , Φ_{II} , Φ_T – дисипація у ламінарному підшарі, перехідній області та турбулентному ядрі відповідно, Вт/м³; μ – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини, Па·с; ρ – густина рідини, кг/м³; δ^* – аналог товщини витіснення пристінкового шару потоку рідини; η_L , η_{II} , η_T – коефіцієнти дисипації у ламінарному підшарі, перехідній області та турбулентному ядрі відповідно.

Таблиця 2.

Математичні залежності для визначення коефіцієнту дисипації механічної енергії в гідравлічно шорсткій круглій циліндричній трубі

Формули	Ламінарний підшар (I зона)	Перехідна область (II зона)	Турбулентне ядро (III зона)
Дисипація у шорстких трубах	$\Phi_{Лш} = 16 \cdot \mu \cdot u_{срш}^2 \cdot x^2$	$\Phi_{Пш} = \mu_{Пш} \left(2,5 v_{*z} \frac{0,782 \cdot \ln Re - 1,5}{\left(0,869 \cdot \ln \frac{R}{\Delta} + 1,74 \right) (1-x)} \right)^2$	$\Phi_{Тш} = \mu_{Тш} \left(2,5 v_{*z} \frac{0,782 \cdot \ln Re - 1,5}{\left(0,869 \cdot \ln \frac{R}{\Delta} + 1,74 \right) (1-x)} \right)^2$
Середньозважене значення дисипації	$\tilde{\Phi}_{Лш} = \frac{8 \cdot \mu_{Лш} \cdot u_{срш}^2}{(1 - (1 - \delta_{лш})^2)} \times (1 - \delta_{лш}^4)$	$\tilde{\Phi}_{Пш} = \frac{12,5 \cdot \mu_{Пш}}{(1 - \delta_{лш})^2 - (1 - \delta_{шл})^2} \times \left(\frac{u_{ср}}{2\sqrt{2} \left(0,869 \cdot \ln \frac{R}{\Delta} + 1,74 \right)} \right)^2 \cdot I_2$	$\tilde{\Phi}_{Тш} = \frac{1,5625 \cdot \mu_{Тш}}{(1 - \delta_{ш})^2} \cdot \left(\frac{u_{ср}}{\left(0,869 \cdot \ln \frac{R}{\Delta} + 1,74 \right)} \right)^2 \cdot I_3,$ $I_3 = \ln(\delta_{шл}) + \frac{1 - \delta_{шл}}{\delta_{шл}}$
Коефіцієнт дисипації	$\eta_{Лш} = \frac{32 \cdot \nu \cdot R}{(1 - (1 - \delta_{лш})^2)} \cdot (1 - \delta_{лш}^4) \times \frac{(0,869 \cdot \ln \frac{R}{\Delta} + 1,74)^2}{u_{срш}}$	$\eta_{Пш} = \frac{15,625 \cdot R^2 \cdot K^2}{2\sqrt{2} \left((1 - \delta_{лш})^2 - (1 - \delta_{шл})^2 \right)} \cdot I_2 \cdot (1-x) \times \left(1 - \exp \left(\frac{-(R(1-x))^{1/2} \cdot \frac{0,782 \cdot \ln Re - 1,5}{0,869 \cdot \ln \frac{R}{\Delta} + 1,74}}{26\nu} \right) \right) \cdot \left(\frac{1}{\left(0,869 \cdot \ln \frac{R}{\Delta} + 1,74 \right)} \right)$	$\eta_{Тш} = \frac{6,25 \cdot \nu_{Тш}}{(1 - \delta_{ш})^2} \cdot I_3 \cdot \frac{R}{u_{ср}}$

В табл. 2 використано наступні позначення: $\Phi_{Лш}$, $\Phi_{Пш}$, $\Phi_{Тш}$ – дисипація у ламінарному підшарі, перехідній області та турбулентному ядрі відповідно в гідравлічно шорсткій круглій циліндричній трубі, Вт/м³; $u_{срш}$ – середня швидкість потоку рідини, м/с; R/Δ – відносна шорсткість стінки труби; $\tilde{\Phi}_{Лш}$, $\tilde{\Phi}_{Пш}$, $\tilde{\Phi}_{Тш}$ – середньозважені значення дисипації механічної енергії ламінарному підшарі, перехідній області та турбулентному ядрі відповідно, Вт/м³; $\mu_{Лш}$, $\mu_{Пш}$ – динамічні коефіцієнти в'язкості у ламінарному підшарі та перехідній області відповідно в гідравлічно шорсткій круглій циліндричній трубі, Па·с; $\mu_{Тш}$ – динамічний коефіцієнт турбулентної в'язкості в гідравлічно шорсткій круглій циліндричній трубі, Па·с; $\delta_{лш}$, $\delta_{шл}$ – відносна товщина ламінарного підшару та перехідної області в шорсткій трубі; $\delta_{ш}$ – відносний радіус турбулентного ядра в шорсткій трубі; $\nu_{Тш}$ – кінематичний коефіцієнт турбулентної в'язкості в шорсткій круглій циліндричній трубі, м²/с; $\eta_{Лш}$, $\eta_{Пш}$, $\eta_{Тш}$ – коефіцієнти дисипації у ламінарному підшарі, перехідній області та турбулентному ядрі відповідно в шорсткій круглій циліндричній трубі.

Дисипація механічної енергії залежить від зміни швидкості потоку рідини, що пропорційна числу Рейнольдса Re . Результати розрахунків за формулами табл. 1 та табл. 2 дозволили дослідити залежності середньозваженого значення дисипації механічної енергії потоку рідини $\tilde{\Phi}$ та коефіцієнту дисипації механічної енергії η від Re , що графічно зображено на рис. 7 та рис. 8.

Відповідно до рис. 7 можна стверджувати, що зі збільшенням числа Рейнольдса середньозважене значення дисипації механічної енергії в круглій циліндричній трубі збільшується як в ламінарному підшарі, так і в турбулентному ядрі.

Залежність коефіцієнта дисипації механічної енергії руху рідини в круглій циліндричній трубі (рис. 8) добре корелюється з експериментальними даними, отриманими Нікурадзе І.І., що доводить адекватність розробленої моделі (табл. 1, табл. 2).

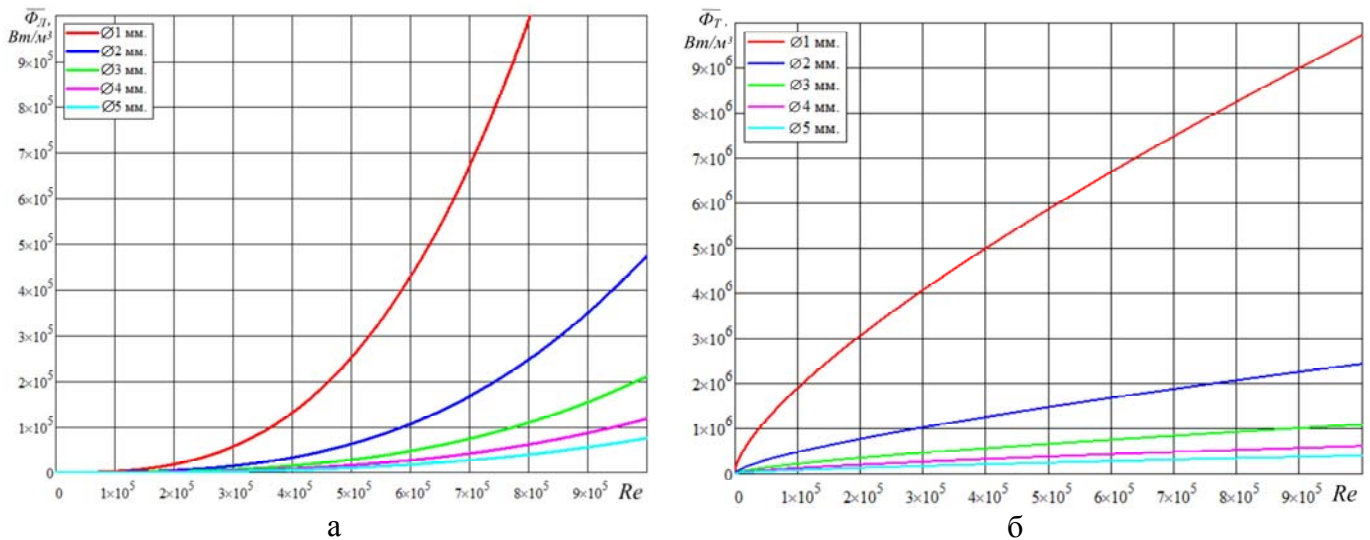


Рис. 7. Залежності середньозваженого значення дисипації механічної енергії нестисливої в'язкої рідини у в'язкому підшарі (а) та турбулентному ядрі (б) від числа Рейнольдса (модельне середовище – дистильована вода).

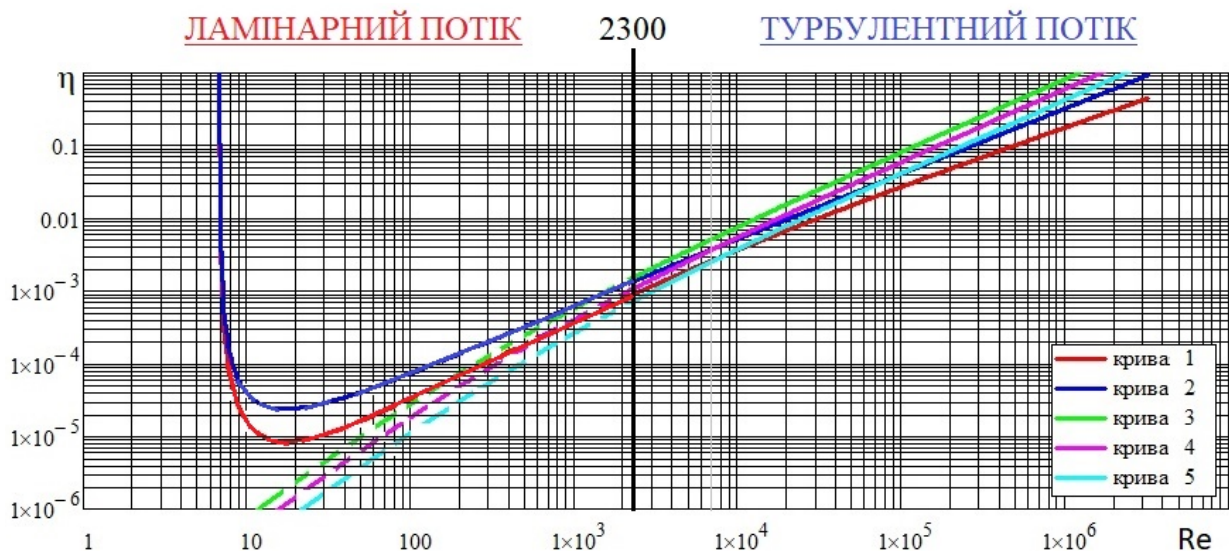


Рис. 8. Залежність коефіцієнту дисипації механічної енергії η при ламінарному та турбулентному русі рідини в гладкому та шорсткому круглому циліндричному каналі: криві 1, 2 – степеневий та логарифмічний розподіли швидкості у гідравлічно гладкій круглій циліндричній трубі відповідно; криві 3, 4, 5 – логарифмічний розподіл у гідравлічно шорсткій круглій циліндричній трубі при $R/\Delta=15$, $R/\Delta=60$ та $R/\Delta=507$ відповідно.

За результатами аналізу рис. 8 отримано наступні висновки. В гладкій круглій циліндричній трубі $\lim_{Re \rightarrow 3,24 \cdot 10^6} \eta = 1$ за різних розподілів швидкості. При

ламінарному русі потоку та значеннях числа Рейнольдса $Re < 8$ коефіцієнт дисипації механічної енергії $\eta \approx 1$. При $8 < Re < 15$ спостерігається зменшення коефіцієнту дисипації (стрімке спадання графіків кривих 1, 2). Мінімальне значення η досягається при $Re \approx 15$. При збільшенні числа Рейнольдса ($Re > 15$) коефіцієнт дисипації механічної енергії зростає незалежно від закону розподілу швидкості.

При ламінарному режимі ($Re < 2300$) шорсткість труби не впливає на η (відрізки кривих 3, 4, 5, що зображено пунктирними лініями на рис. 8). Аналізуючи криві 1-5 (рис. 8) можна стверджувати, що коефіцієнт дисипації у гідравлічно шорсткій

круглій циліндричній трубі має більше значення ніж у гладкій за рахунок збурення вихрового потоку через шорсткість стінок. Зі збільшенням величини рівнозернистої шорсткості круглої циліндричної труби коефіцієнт дисипації механічної енергії η збільшується (криві 3, 4, 5). Результати кількісних розрахунків η в шорсткій трубі свідчать, що при $Re=1 \cdot 10^6$ та відносній шорсткості поверхні $R/\Delta=15$ коефіцієнт дисипації механічної енергії на 78 % більший ніж за відносної шорсткості $R/\Delta=507$.

В міжциліндровому зазорі (рис. 6) можна виділити наступні три шари при турбулентному русі нестисливої в'язкої рідини: ламінарний підшар біля стінок ротора, статора та турбулентне ядро. Розрахунок коефіцієнтів дисипації механічної енергії рідини в потоці між двома циліндрами з гладкими та шорсткими стінками виконано з врахуванням турбулентної в'язкості за формулою Клаузера.

Середньозважене значення дисипації біля стінок ротора та статора визначається за виразом (3):

$$\tilde{\Phi}_L = \left(\frac{1}{[(1+\delta_1)^2 - 1]} + \frac{1}{[x_2^2 - (x_2 - \delta_2)^2]} \right) \cdot \frac{2 \cdot \mu_L \cdot \omega_1^2}{(x_2 - 1)^2} \cdot \left[\ln \frac{x_2 \cdot (1 + \delta_1)}{x_2 - \delta_2} \right]. \quad (3)$$

На рис. 9 (а) графічно зображено залежність середньозваженого значення дисипації механічної енергії $\tilde{\Phi}_L$ в ламінарних підшарах стінок ротора та статора від числа Рейнольдса Re при різних значеннях x_2 , що характеризує конструктивний параметр роторної установки ($x_2 = R_2/R_1$ (рис. 6)), а на рис. 9 (б) – залежність $\tilde{\Phi}_L$ від x_2 при різних значеннях Re .

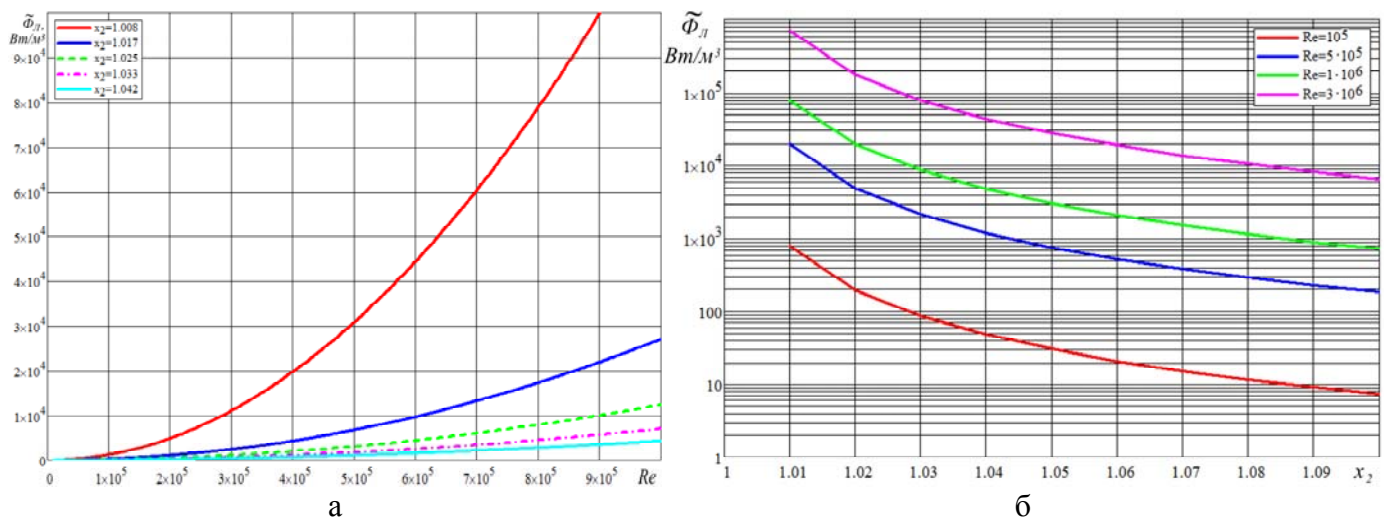


Рис. 9. Залежність середньозваженого значення дисипації механічної енергії потоку рідини $\tilde{\Phi}_L$ в ламінарних підшарах від Re при фіксованих значеннях безрозмірного параметра x_2 (а) і від x_2 при фіксованих значеннях Re (б).

Як видно з рис. 9, зі збільшенням Re та зменшенням x_2 середньозважене значення дисипації ламінарних підшарів збільшується.

Коефіцієнт дисипації механічної енергії потоку рідини у ламінарному підшарі біля стінок статора та ротора визначається за формулою:

$$\eta_L = \ln \frac{x_2 \cdot (1 + \delta_1)}{x_2 - \delta_2} / (x_2 - 1) \quad (4)$$

На рис. 10 представлено результати розрахунків за формулою (4).

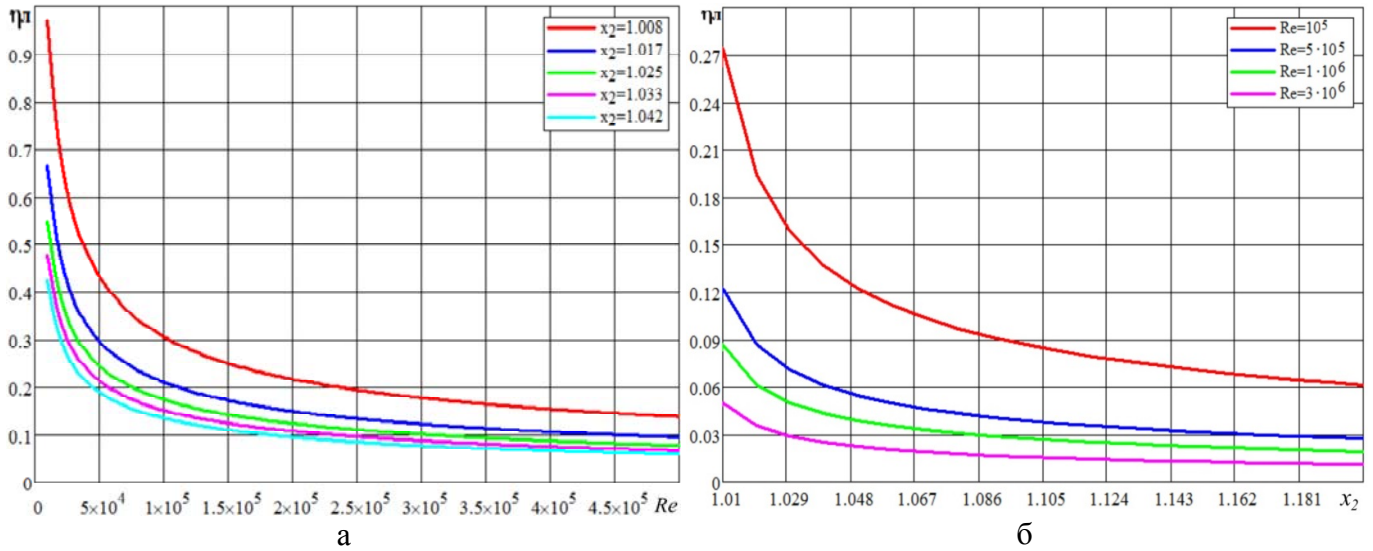


Рис. 10. Залежність коефіцієнту дисипації механічної енергії потоку рідини η_L в ламінарних підшарах від Re при різних значеннях x_2 (а) і від параметра x_2 при різних значеннях Re (б).

Згідно рис. 10 можна стверджувати, що зі збільшенням Re та x_2 коефіцієнт дисипації механічної енергії потоку рідини η_L в ламінарних підшарах зменшується.

Середньозважене значення дисипації механічної енергії в турбулентному ядрі потоку визначається за виразом (5):

$$\tilde{\Phi}_T = \frac{2 \cdot \mu_T}{R_1^2 \cdot [(x_2 - \delta_2)^2 - (1 + \delta_1)^2]} \cdot \left(\frac{V_{1*}}{\chi} \right)^2 \cdot (I_2 + I_3 + I_4), \quad (5)$$

$$\text{де} \quad I_2 = \ln \frac{x_2 - \delta_2 - 1}{\delta_1} - \frac{x_2 - \delta_2}{x_2 - \delta_2 - 1} + \frac{1 + \delta_1}{\delta_1}; \quad I_3 = 2 \cdot (x_2 - 1) \cdot \ln \left(\frac{x_2 - \delta_2 - 1}{\delta_1} \right); \quad I_4 = (x_2 - 1)^2 \cdot \ln \frac{x_2 - \delta_2}{1 + \delta_1};$$

δ_1, δ_2 – відносна товщина ламінарних підшарів стінок ротору та статору відповідно; v_{1*} – динамічна швидкість біля стінок ротора, м/с.

Графічне представлення результатів розрахунків (5) зображено на рис. 11.

Можна стверджувати, що середньозважене значення дисипації механічної енергії турбулентного ядра зростає при збільшенні Re та зменшенні значення параметра x_2 . Іншими словами, при збільшенні швидкості обертання ротору та зменшенні величини міжциліндрового зазору в гомогенізаторі інтенсивність перетворення механічної енергії в теплову та ефективність гомогенізації зростають.

Значення коефіцієнту дисипації механічної енергії рідини для турбулентного ядра потоку розраховано за формулою (6):

$$\eta_T = \frac{\tilde{\Phi}_T}{\tilde{N}_T} = \left(\frac{\alpha}{\delta_1 \cdot \chi} \right) \cdot \frac{[(x_2 - \delta_2)^2 - (1 + \delta_1)^2]}{I_1 \cdot (x_2 + 1)^2} \cdot \frac{2 \cdot (I_2 + I_3 + I_4)}{Re}, \quad (6)$$

$$I_1 = \ln \left(\frac{x_2 - \delta_2 - 1}{\delta_1} \right) + (x_2 - 1) \cdot \ln \left(\frac{x_2 - \delta_2}{1 + \delta_1} \right), \quad I_2 = \ln \frac{x_2 - \delta_2 - 1}{\delta_1} - \frac{x_2 - \delta_2}{x_2 - \delta_2 - 1} + \frac{1 + \delta_1}{\delta_1},$$

$$I_3 = 2 \cdot (x_2 - 1) \cdot \ln \left(\frac{x_2 - \delta_2 - 1}{\delta_1} \right), \quad I_4 = (x_2 - 1)^2 \cdot \ln \frac{x_2 - \delta_2}{1 + \delta_1}.$$

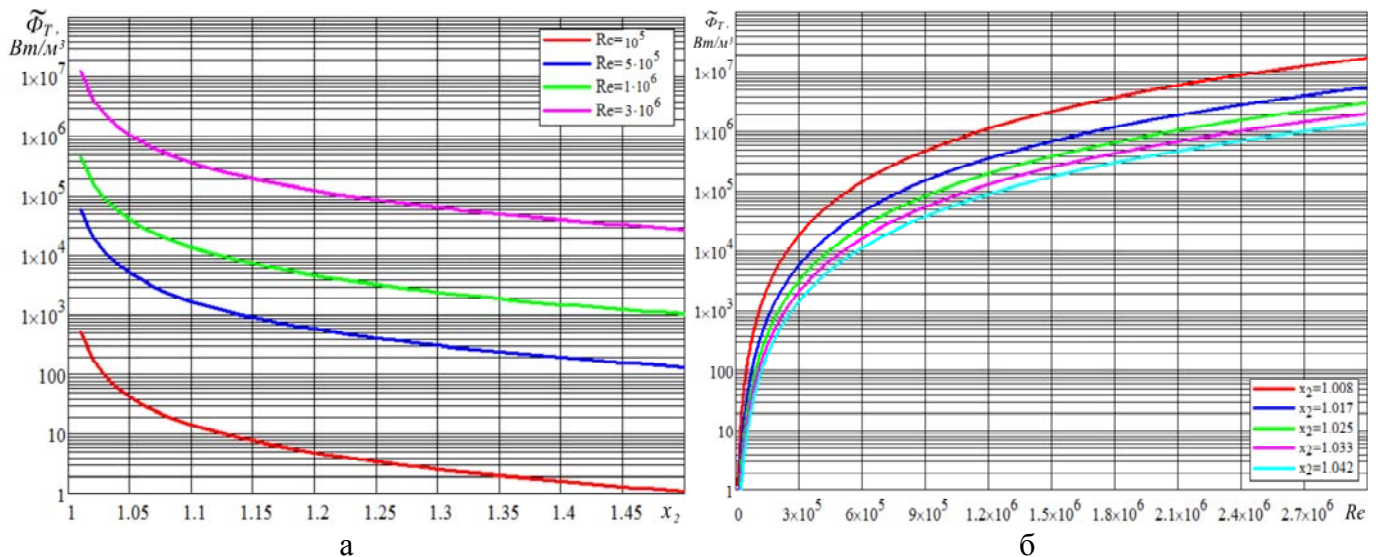


Рис. 11. Залежність середньозваженого значення дисипації механічної енергії $\tilde{\Phi}_T$ в турбулентному ядрі потоку від безрозмірного параметра x_2 при фіксованих значеннях числа Рейнольдса Re (а) і від Re при фіксованих значеннях x_2 (б).

На рис. 12 графічно зображено результати розрахунку η_T за формулою (6).

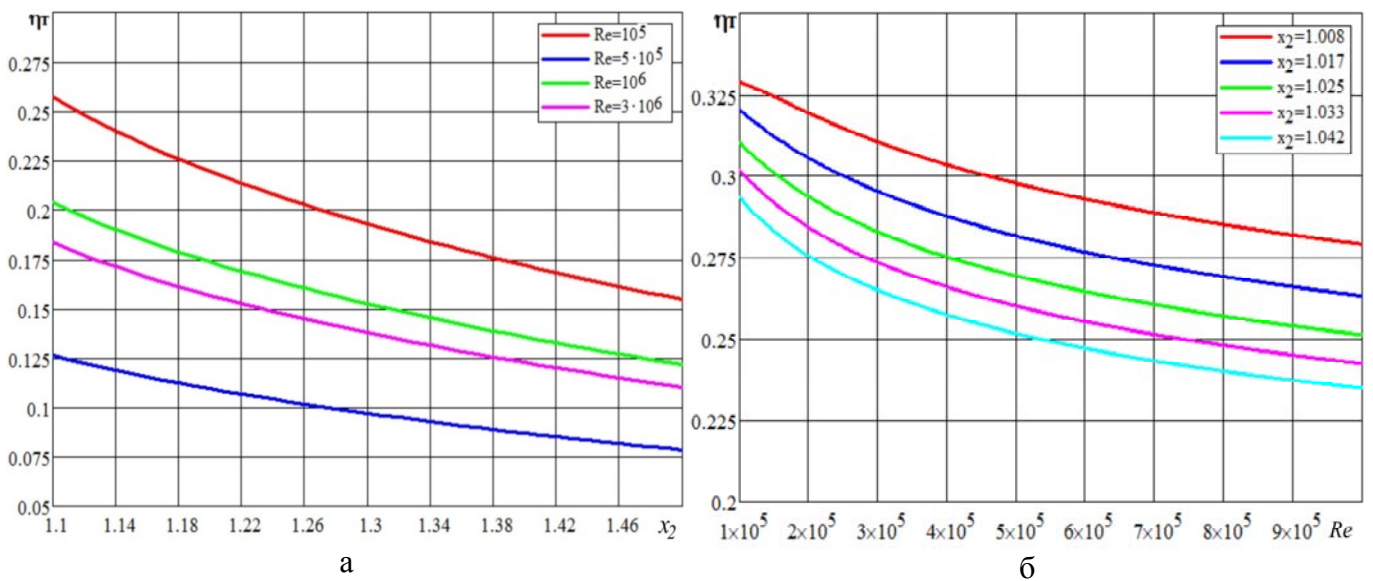


Рис. 12. Залежність коефіцієнту дисипації механічної енергії η_T в турбулентному ядрі потоку від параметру x_2 при різних значеннях числа Рейнольдса Re (а) і від Re при різних значеннях x_2 (б).

Як видно з рис. 12, при зменшенні міжциліндрового зазору та числа Рейнольдса Re значення коефіцієнту дисипації механічної енергії η_T в турбулентному ядрі зростає, що пояснюється збільшенням затрат потужності на транспортування одиниці об'єму рідини вздовж труби.

Оскільки між напруженням тертя σ_T та $\eta = \eta_L + \eta_T$ існує прямо пропорційна залежність, то адекватність розробленої моделі для розрахунку η підтверджується задовільними результатами співставлення розрахункових значень σ_T у міжциліндровому зазорі з експериментальними даними Устименка Б.П. (рис. 13).

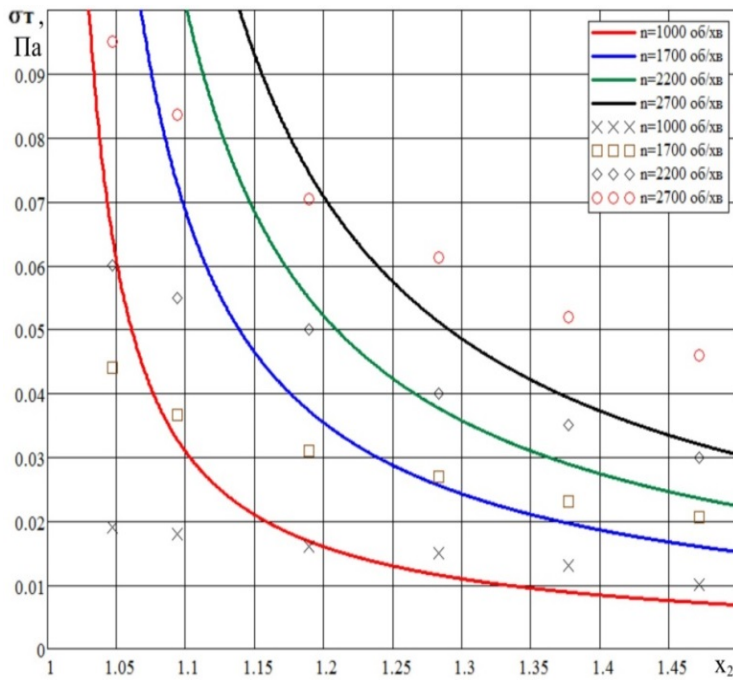


Рис. 13. Залежність напруження тертя σ_T у міжциліндровому зазорі від безрозмірного параметру x_2 при фіксованих обертах ротора n (\times , \square , \diamond , \circ – експериментальні дані).

За режиму розвинутої шорсткості та великих чисел Рейнольдса Re значення дисипативної функції в шорсткому циліндрі можуть бути в декілька разів вище ніж в гладкому.

У четвертому розділі досліджено процес дисипативного нагрівання рідин, що виникає під час гомогенізації гетерогенних систем за рахунок створення полів із великою напругою зсуву в міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора.

В процесі дослідження дисипативного нагрівання рідин розв'язується крайова задача (7) за методом Бубнова-Гальоркіна:

$$\lambda \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right) \right] + \mu \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial r} - \frac{V}{r} \right)^2 = 0 \text{ при граничних умовах } t|_{r=R_1} = t_1, \quad t|_{r=R_2} = t_2, \quad (7)$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·°С; V – швидкість, м/с; t_1 і t_2 – температура стінок внутрішнього (ротора) та зовнішнього (статора) циліндрів відповідно, °С.

Таким чином, отримано аналітичний вираз закону розподілу температури у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора у наступному вигляді:

За результатами аналізу рис. 13 можна зробити висновок про те, що при збільшенні величини міжциліндрового зазору напруження тертя зменшується. Таким чином, для ефективної гомогенізації необхідно застосовувати мінімальні міжциліндрові зазори.

Наявність шорсткості на поверхні циліндра, що обертається, проявляється у суттєвому збільшенні напруження тертя. При висоті виступів шорсткості меншій за товщину ламінарних підшарів біля стінок статора та ротору не спостерігається зростання напруження тертя, оскільки при обтіканні зазначених виступів не відбуваються відриви та вихороутворення.

$$t = t_1 \cdot \frac{x_2 - \frac{r}{R_1}}{x_2 - 1} + t_2 \cdot \frac{\frac{r}{R_1} - 1}{x_2 - 1} + a_1 \cdot \left(1 - \frac{r^2}{R_1^2}\right) \cdot \left(1 - \frac{r^2}{R_2^2}\right),$$

$$a_1 = \frac{1}{M_3} \cdot \left[(t_2 - t_1) \cdot M_1 + \frac{4 \cdot \mu}{\lambda} \cdot (\omega_1 + \omega_2)^2 \cdot R_2^2 \cdot M_2 \right],$$

$$M_1 = \frac{1}{x_2 - 1} \cdot \left[\frac{1}{5} \cdot (x_2^3 - 1) \cdot x_2^2 - \frac{1}{7} \cdot (x_2^2 + 1) \cdot (x_2^5 - 1) + \frac{1}{9} \cdot (x_2^7 - 1) \right], \quad (8)$$

$$M_2 = \frac{x_2^2}{(x_2^2 - 1)^2} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot x_2^2 - \frac{x_2^2}{4} \cdot (x_2^2 + 1) \cdot (x_2^2 - 1) + \frac{1}{6} \cdot (x_2^4 - 1) \right],$$

$$M_3 = 4 \cdot \left[\frac{1}{6} \cdot (x_2^2 + 1) \cdot (x_2^4 - 1) - \frac{1}{2} \cdot (x_2^6 - 1) + \frac{1}{8} \cdot \frac{x_2^2 + 1}{x_2^2} \cdot (x_2^6 - 1) - \frac{1}{2} \cdot \frac{x_2^6 - 1}{x_2^2} \cdot (x_2^2 + 1) - \frac{1}{3} \cdot \frac{x_2^{10} - 1}{x_2^2} \right],$$

де $x_2 = R_2/R_1$ – коефіцієнт, відношення радіуса статора до ротора.

Із використанням виразу (8) та методики Г. Шліхтінга визначено умови, за яких теплота, що виникає внаслідок дисипації механічної енергії текучого середовища, переходить від потоку до статора чи до ротора:

- при $\mu \cdot V_1^2 / (k \cdot \lambda) < t_1 - t_2$ або $\text{Pr} \cdot \text{Ec} = \text{Br} < k$ теплота переходить від текучої речовини до зовнішнього циліндра (відбувається нагрівання статора);
- при $\mu \cdot V_1^2 / (k \cdot \lambda) > t_1 - t_2$ або $\text{Pr} \cdot \text{Ec} = \text{Br} > k$ теплота переходить від текучої речовини до внутрішнього циліндра (відбувається нагрівання ротору).

Параметр $k = 1 / (4 \cdot M_2) \cdot [M_3 / (2 \cdot (1 - x_2^2) \cdot (x_2 - 1)) + M_1 / x_2^2] = 352$ та визначає зміну напрямку теплового потоку від течії між двома циліндрами в залежності від конструктивних параметрів установки. Числа Прандтля Pr та Еккерта Ec визначаються за формулами: $\text{Pr} = \mu \cdot c_p / \lambda$, $\text{Ec} = V_1^2 / (c_p \cdot \Delta t)$.

В залежності від параметра x_2 , що характеризує конструктивні параметри роторних установок, та швидкості обертання ротору відбувається нагрівання стінок статора чи ротору (рис. 14).

З метою подальшого використання теплоти для попереднього прогрівання робочої суміші необхідно забезпечити її передачу від речовини до статора. Відповідно до цього та рис. 14 при застосуванні в'язких робочих середовищ параметр x_2 не повинен перевищувати 1,412.

В процесі дослідження теплових та гідродинамічних характеристик експериментальної установки було проведено розрахунки щодо визначення розподілу температури за виразом (8) та швидкості у міжциліндровому зазорі роторного апарата з використанням САПР SolidWorks Flow Simulation. Достовірність отриманих таким чином значень доведено шляхом порівняння з експериментальними даними та результатами інших дослідників (рис. 15-18).

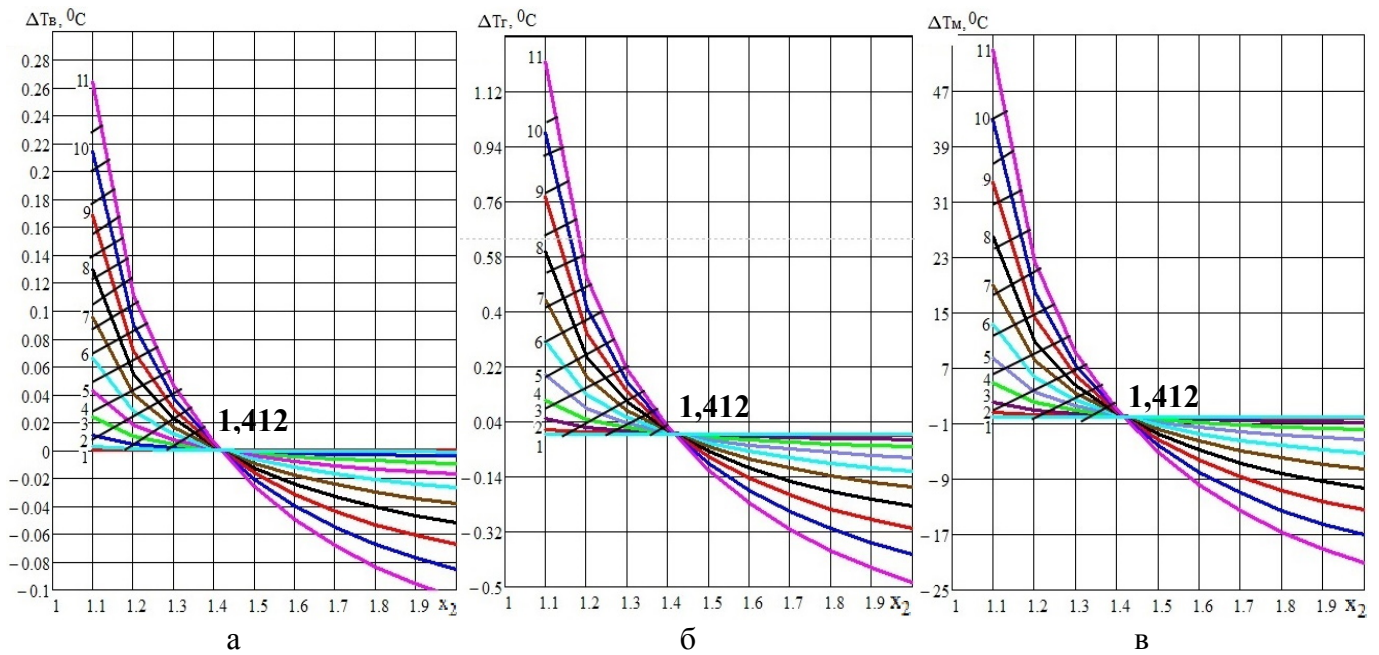


Рис. 14. Залежність різниці температури між стінками ротора та статора від конструктивного параметру x_2 при використанні дистильованої води (а), гліцерину (б), індустріального масла (в) з врахуванням кількості обертів ротору: 1 – 30 об/хв, 2 – 300 об/хв, 3 – 600 об/хв, 4 – 900 об/хв, 5 – 1200 об/хв, 6 – 1500 об/хв, 7 – 1800 об/хв, 8 – 2100 об/хв, 9 – 2400 об/хв, 10 – 2700 об/хв, 11 – 3000 об/хв.

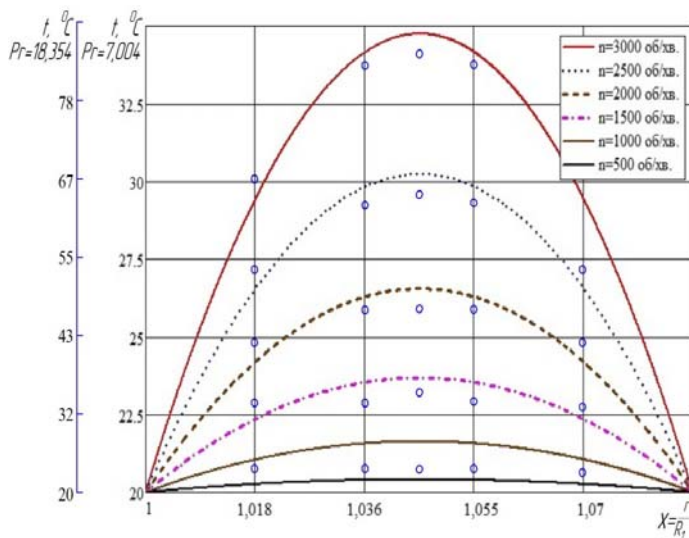


Рис. 15. Розподіл температури дистильованої води ($Pr=7,004$) та гліцерину ($Pr=18,354$) у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора при величині зазору $h=5$ мм та фіксованій кількості обертів внутрішнього циліндра n .

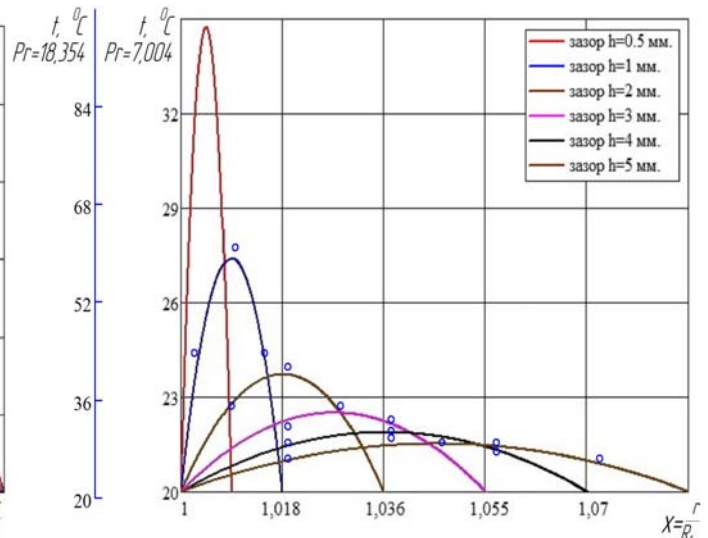


Рис. 16. Розподіл температури у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора при русі дистильованої води ($Pr=7,004$) і гліцерину ($Pr=18,354$) та $n=3000$ об/хв за фіксованих значень величини зазору h .

В процесі розрахунку температурних полів дистильованої води та гліцерину виявлено, що розподіл температури в зазначених робочих середовищах має подібний характер, проте температура гліцерину у поперечному перерізі зазору має більші значення в порівнянні з дистильованою водою (рис. 15). Зокрема, при величині міжциліндрового зазору $h=5$ мм та кількості обертів ротору $n=3000$ об/хв

температура дистильованої води у центрі потоку складає 35 °С, а температура гліцерину – 88 °С; при $n=1500$ об/хв температура води та гліцерину дорівнює 24 °С та 37 °С відповідно. Збільшення кількості обертів ротору з 500 об/хв. до 3000 об/хв. приводить до зростання температури дистильованої води та гліцерину в центрі потоку у 1,75 та 4,4 рази відповідно.

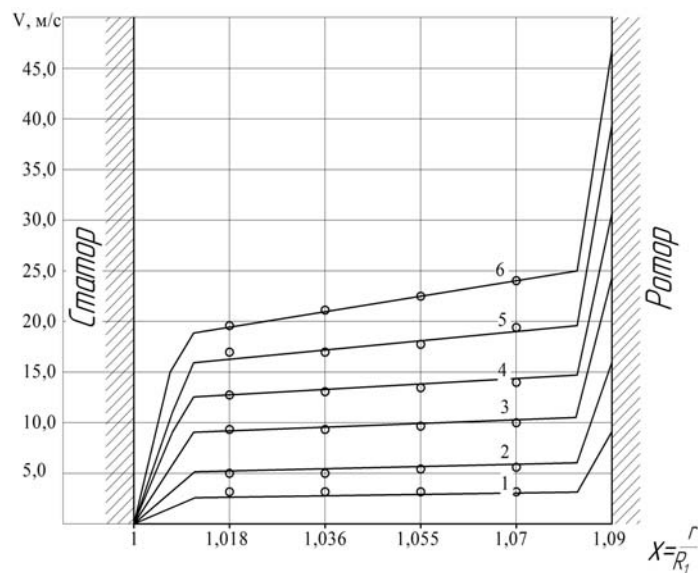


Рис. 17. Розподіл швидкості дистильованої води у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора при $h=5$ мм з врахуванням кількості обертів ротору: 1 – 500 об/хв, 2 – 1000 об/хв, 3 – 1500 об/хв, 4 – 2000 об/хв, 5 – 2500 об/хв, 6 – 3000 об/хв.

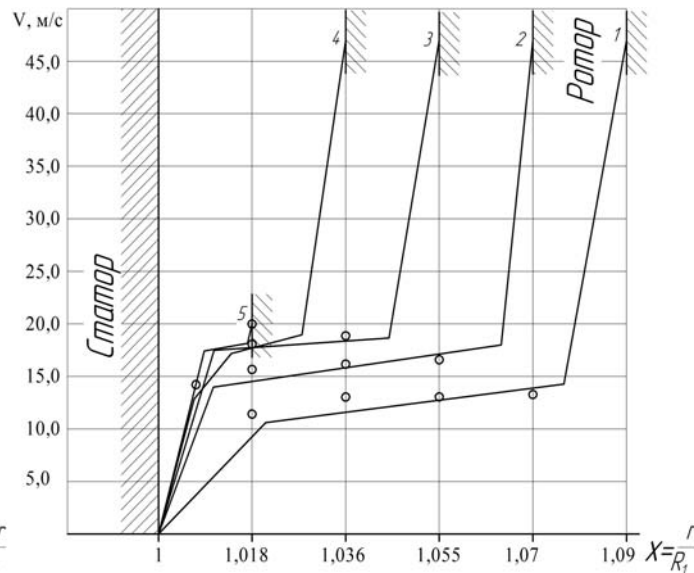


Рис. 18. Розподіл швидкості у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора при русі дистильованої води ($Pr=7,004$) та $n=3000$ об/хв з врахуванням величини зазору: 1 – $h=5$ мм, 2 – $h=4$ мм, 3 – $h=3$ мм, 4 – $h=2$ мм, 5 – $h=1$ мм.

При збільшенні міжциліндрового зазору роторного гідродинамічного гомогенізатора від 0,5 мм до 5 мм (рис. 16) спостерігається спадання температури робочого середовища у центрі потоку: дистильованої води – у 1,6 разів, гліцерину – у 4,7 разів. При використанні дистильованої води температура у міжциліндровому зазорі зростає за рахунок зменшення величини зазору від 5 мм до 1 мм на 12,5 °С. Якщо в якості робочого середовища використовується більш в'язка робоча рідина, зокрема гліцерин, то при зменшенні величини міжциліндрового зазору від 5 мм до 1 мм температура гліцерину зростає на 66 °С.

При обертанні внутрішнього циліндра швидкість потоку стрімко зменшується у ламінарному підшарі біля стінки статора, майже не змінюється в центрі міжциліндрового зазору та стрімко зростає у ламінарному підшарі біля стінки ротору (рис. 17). Зі збільшенням обертів ротору збільшується градієнт швидкості біля стінок каналу та у потоці.

За результатами комп'ютерного моделювання в САПР SolidWorks Flow Simulation виявлено, що максимальна швидкість у міжциліндровому зазорі складає 47,1 м/с при кількості обертів ротору 3000 об/хв (рис. 18), що корелюється з теоретичними та експериментальними дослідженнями Устименка Б.П.

Результати досліджень запропоновано використовувати для отримання ФЗС з подальшим використанням в системах акумулювання теплоти відновлювальних

джерел енергії.

У п'ятому розділі проведено дослідження щодо визначення концентрації дистильованої води, ФЗМ та ПАР з метою отримання стабільних ФЗС. Корируючи концентрацію основних компонентів під час гомогенізації можна отримати пасти, гелі чи суспензії з заздалегідь заданими властивостями: теплою фазового переходу, сумарною теплоємністю акумулюючого матеріалу, температурою фазового переходу, в'язкістю та густиною.

В ході проведення експерименту за схемою, що наведено на рис. 4, виявлено наступні результати:

- для отримання стійких пастоподібних сумішей необхідна концентрація ФЗМ повинна перевищувати 40% від загальної маси (рис. 19, а), для гелеподібних – бути в діапазоні 25-40% (рис. 19, б), для текучих – складати не більше 25% від маси ФЗС (рис. 19, в);

- для отримання стійких ФЗС важливим є довжина вуглецевих ланцюгів ПАР. Щонайменше одна з ПАР повинна мати довгий вуглецевий ланцюг (16 або 18 атомів вуглецю С), що пояснюється утворенням більш компактних і впорядкованих адсорбційних шарів поверхнево-активних молекул. Найбільш стійкі суспензії утворюються при використанні ПАР з гідрофільно-ліпофільним балансом не менше 12. Максимальна концентрація ПАР не повинна перевищувати 5 % від загальної маси суміші. При більшій концентрації ПАР ФЗС стає піноподібною.



а



б



в

Рис. 19. Фото суспензій «парафін у воді», тривалість зберігання 6 міс.:

- а) пастоподібна ФЗС (парафін 45 %, вода 45 %, ПАР Tween 60:Span 80 10 %));
- б) гелеподібна ФЗС (парафін 25 %, вода 65% і 10 % ПАР (Tween 60:Span 80, 1:1));
- в) текуча ФЗС (парафін 25 %, вода 70% і 5 % ПАР (Tween 60:Span 80, 1:1)).

Необхідна концентрація зародків кристалізації, в якості яких використовується графіт, не повинна перевищувати 0,05-0,07 %.

У температурному діапазоні від t_1 до t_2 загальна теплота акумулювання ФЗС $\Delta h_{\text{ФЗС}}$ враховує теплоту акумулювання води Δh_B , теплоту акумулювання парафіну в твердому стані $\Delta h_{\text{ФЗМтв}}$, приховану теплоту акумулювання ФЗМ $\Delta h_{\text{ФЗМ}}$, теплоту акумулювання парафіну в рідкому стані $\Delta h_{\text{ФЗМр}}$, теплоту акумулювання ПАР $\Delta h_{\text{ПАР}}$ та визначається за формулою (9):

$$\Delta h_{\text{ФЗС}} = \Delta h_B + \Delta h_{\text{ФЗМтв}} + \Delta h_{\text{ФЗМ}} + \Delta h_{\text{ФЗМр}} + \Delta h_{\text{ПАР1}} + \Delta h_{\text{ПАР2}} = X_B \cdot c_B \cdot (t_2 - t_1) + X_{\text{ФЗМ}} \cdot c_{\text{ФЗМтв}} \cdot (t_{\text{фн}} - t_1) + X_{\text{ФЗМ}} \cdot \Delta h_{\text{ФЗМ}} + X_{\text{ФЗМ}} \cdot c_{\text{ФЗМр}} \cdot (t_2 - t_{\text{фн}}) + X_{\text{ПАР1}} \cdot c_{\text{ПАР1}} \cdot (t_2 - t_1) + X_{\text{ПАР2}} \cdot c_{\text{ПАР2}} \cdot (t_2 - t_1), \quad (9)$$

де Δh_B – зміна ентальпії води, кДж/кг; $\Delta h_{\Phi 3M_{тв}}$ – зміна ентальпії ФЗМ при нагріванні ФЗС від початкової температури до плавлення, кДж/кг; $\Delta h_{\Phi 3M}$ – зміна ентальпії ФЗМ, кДж/кг; $\Delta h_{\Phi 3M_p}$ – зміна ентальпії ФЗМ при нагріванні ФЗС від температури плавлення до температури нагрівання, кДж/кг; $\Delta h_{ПАР1}$, $\Delta h_{ПАР2}$ – зміна ентальпії гідрофільної ПАР типу Tween та гідрофобної ПАР типу Span відповідно, кДж/кг; $X_{\Phi 3M}$, X_B , $X_{ПАР1}$, $X_{ПАР2}$ – масові частки ФЗМ, води, гідрофільної ПАР типу Tween та гідрофобної ПАР типу Span відповідно; $c_в$ – питома теплоємність води ($c_в=4,2$ кДж/кг \cdot °C); $c_{\Phi 3M_{тв}}$ – питома теплоємність ФЗМ в твердому стані, кДж/кг \cdot °C; $c_{\Phi 3M_p}$ – питома теплоємність ФЗМ в рідкому стані, кДж/кг \cdot °C; $c_{ПАР1}$, $c_{ПАР2}$ – питомі теплоємності ПАР типу Span та ПАР типу Tween відповідно, кДж/кг \cdot °C; t_1 , t_2 – початкова та кінцева температура нагрівання ФЗС відповідно, °C; $t_{фн}$ – температура фазового переходу ФЗМ, °C.

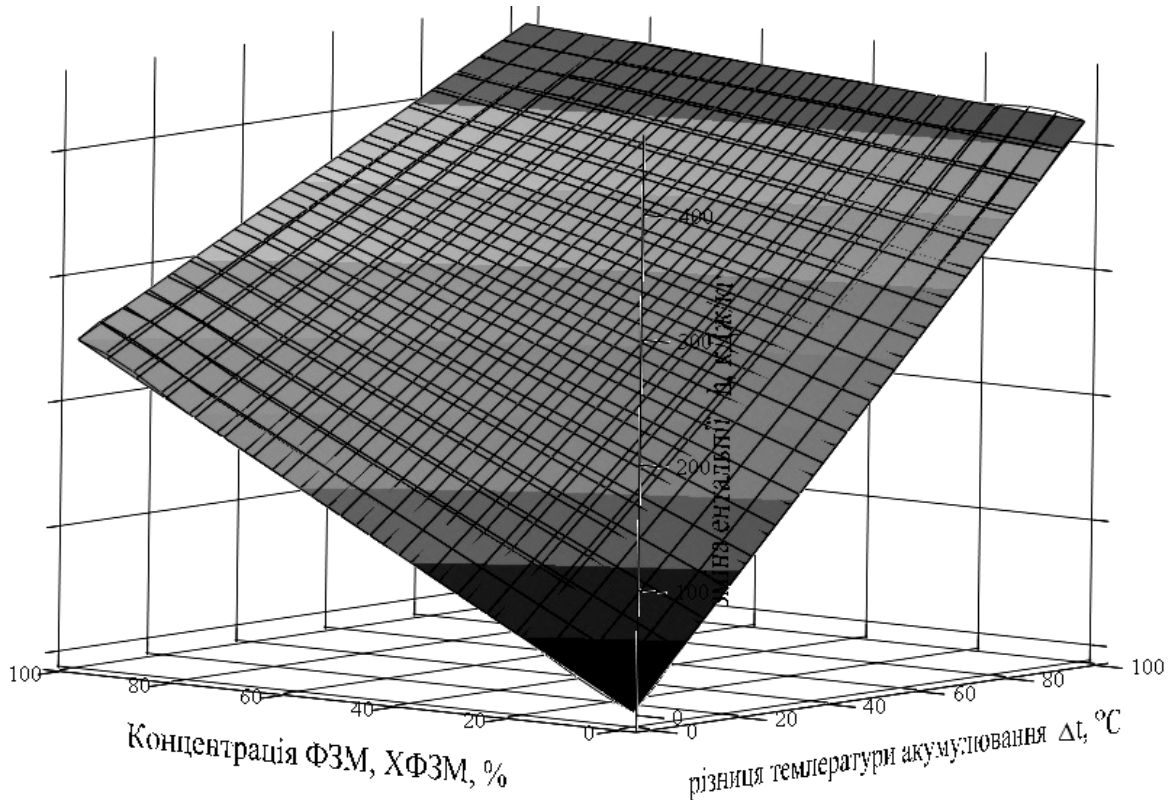


Рис. 20. Залежність теплоти акумулювання від концентрації ФЗМ та різниці температур акумулювання ФЗС.

За результатами розрахунку $\Delta h_{\Phi 3C}$ за формулою (9) при фіксованих значеннях параметрів: $X_{\Phi 3M}$ та t_1 , t_2 , побудовано поверхню (рис. 20), що відображає залежність зміни ентальпії ФЗС (загальної теплоти акумулювання Q) від концентрації ФЗМ та різниці кінцевої та початкової температури акумулювання ФЗС.

За методом найменших квадратів отримано рівняння регресії (10), що відображає залежність теплоти акумулювання від різниці температури ФЗС та концентрації ФЗМ:

$$\Delta \tilde{h}_{\Phi 3C} = Q = -0,022 \cdot \Delta t \cdot k + 4,196 \cdot \Delta t + 2,5 \cdot k, \quad (10)$$

де Δt – різниця кінцевої та початкової температури акумулювання речовини, °C; k – концентрація ФЗМ в загальній масі ФЗС, %.

Таким чином, при різниці температур акумулювання $\Delta t = 38^\circ\text{C}$ та використанні води в якості теплоносія теплота акумулювання складає 168 кДж/кг, в той час як при використанні в якості теплоносія ФЗС теплота акумулювання буде дорівнювати 208,3 кДж/кг, тобто зросте на 24 % (рис. 21). При збільшенні різниці робочої температури теплового акумулятора та використанні в якості теплоносія води або ФЗС приріст теплоти акумулювання зменшується (рис. 21). Проте в більшості випадків, діапазон різниці робочої температури теплового акумулятора знаходиться в межах 60-70 $^\circ\text{C}$.

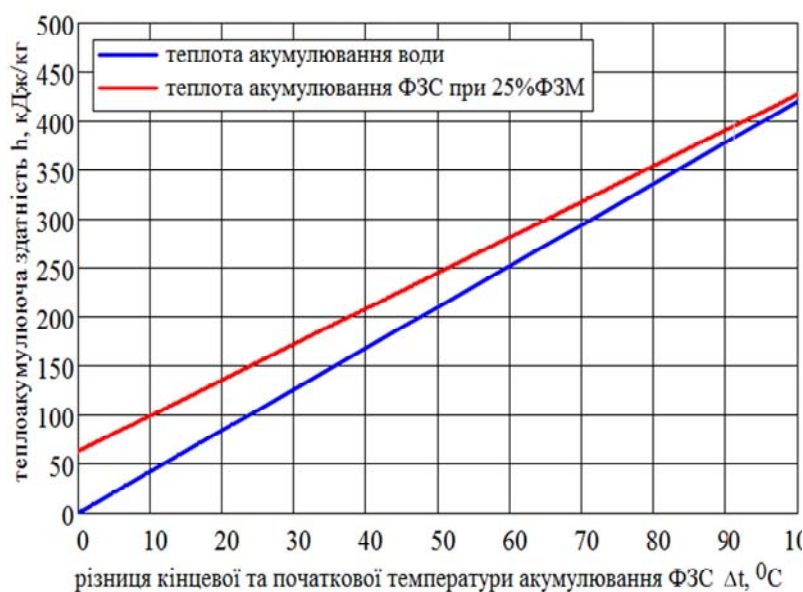


Рис. 21. Залежність теплоти акумулювання від різниці температур ФЗС.

Оскільки ФЗС може акумулювати та виділяти достатню кількість прихованої теплоти під час її фазового переходу при сталій температурі, то при використанні ФЗС в якості теплоносія в системі сонячного теплопостачання очікується покращення теплоакumuлюючих властивостей системи на 24% у порівнянні з традиційним способом акумулюванням теплоти. Даний ефект досягається завдяки використанню теплоти плавлення парафіну та високої теплоємності води.

Розробка нових технічних рішень в області теплових акумуляторів з врахуванням властивостей різних ФЗС дозволить виявити альтернативні джерела енергії та, як наслідок, знизити енерговитрати та підвищити ефективність роботи енергетичного обладнання.

У додатках приведено акти впровадження результатів дисертаційної роботи, патенти на корисну модель.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішена важлива науково-технічна задача, що спрямована на підвищення ефективності процесу отримання теплоакumuлюючих суспензій в роторному гідродинамічному гомогенізаторі шляхом дослідження теплових ефектів та гідродинаміки в його активній зоні.

Основні наукові та практичні результати дисертаційної роботи:

1. Здійснено порівняльний аналіз існуючих конструкцій, які найбільш широко використовуються для гомогенізації суспензій, на основі якого встановлені найбільш ефективні конструкції для обробки ФЗС – статичні і роторні гомогенізатори.

2. Розроблено експериментальне обладнання та методику для вимірювання теплових процесів у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного

гомогенізатора, що дозволяє визначити температуру стінок статора, ротора та у міжциліндровому зазорі. Розроблено технологію та апаратне забезпечення гомогенізації теплоакумуючих суспензій та паст на основі дистильованої води та парафіну.

3. Отримано та досліджено аналітичні залежності для визначення коефіцієнтів дисипації та середньозважених значень дисипації механічної енергії в багатошаровому турбулентному потоці в гладкій та шорсткій круглих циліндричних трубах з врахуванням турбулентної в'язкості. Їх аналіз дав змогу встановити, що при зростанні числа Рейнольдса та збільшенні шорсткості круглої циліндричної труби коефіцієнт дисипації механічної енергії у турбулентному ядрі η збільшується, наближаючись до 1. Даний висновок дає можливість визначати конструктивні розміри та регулювати технологічні режими роботи статичних гомогенізаторів при створенні гетерогенних систем.

4. Отримано аналітичні залежності для визначення коефіцієнтів дисипації та середньозважених значень дисипації механічної енергії при турбулентному русі в'язкої рідини в гладкому й шорсткому міжциліндровому зазорі роторного гомогенізатора з врахуванням турбулентної в'язкості. Встановлено, що при зменшенні величини зазору між циліндрами, за однакових чисел Рейнольдса, коефіцієнт дисипації механічної енергії збільшується, наближаючись до свого максимального значення. Зростання числа Рейнольдса, за умови однакових значень безрозмірного параметру, призводить до зниження коефіцієнту дисипації механічної енергії. Даний висновок дає можливість визначати конструктивні розміри та регулювати технологічні режими роботи роторних гідродинамічних гомогенізаторів.

5. На основі закону розподілу температури у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора здійснено математичне моделювання для визначення умов, за яких відбуваються зміни теплообміну в активній зоні роторних гідродинамічних гомогенізаторів. Встановлено, що при $\mu U_1^2 / k\lambda < T_1 - T_2$, або $Pr \cdot Ec = Br < k$, де $k=352$ теплота переходить від текучої рідини до зовнішнього циліндру. Таким чином, відбувається нагрівання статора, а при $\mu U_1^2 / k\lambda > T_1 - T_2$, або $Pr \cdot Ec = Br > k$, теплота переходить від текучої речовини до внутрішнього циліндра, тобто відбувається нагрівання ротору, що дало можливість розрахувати значення параметру, який характеризує конструктивні розміри роторних установок, при використанні всіх видів робочого середовища. Для запобігання нагрівання ротору та з метою використання статора в якості теплообмінника між різними контурами гомогенізуючої установки зазначений параметр не повинен перевищувати 1,412.

6. Виконано комп'ютерне моделювання теплових ефектів та гідродинаміки в зазорі роторної установки відповідно до отриманої витратно-напірної характеристики гідралічної системи, в ході якого доведено адекватність математичних моделей, побудованих на попередньому етапі дослідження.

7. Встановлено параметри, при регулюванні яких відбувається зміна режиму теплопередачі у міжциліндровому зазорі. Виконані розрахунки показали, що істотний вплив на гомогенізацію та теплообмін мають кількість обертів ротора n , величина міжциліндрового зазору h , швидкість подачі двофазної рідини,

температура стінок ротора і статора та теплофізичні параметри робочої рідини, що надало можливість вибрати раціональні конструктивні параметри при проектуванні роторного гідродинамічного апарату.

8. Визначено максимальні концентрації компонент стійкої текучої фазозмінної суспензії типу «парафін у воді» від її загальної маси: фазозмінного матеріалу – 25%, ПАР – 5%, наночасток графіту Gt – 0,07 %. Найбільш стійкі суспензії утворюються при використанні ПАР довжиною вуглецевих ланцюгів 16-18 атомів та з гідрофільно-ліпофільним балансом не менше 12. При використанні в якості теплоносія октакозану теплота акумулювання буде дорівнювати 208,3кДж/кг, тобто зросте на 24 % порівняно з традиційним способом акумулюванням теплоти.

Скорочення: ПАР – поверхнево-активна речовина; РГГ – роторний гідродинамічний апарат; ФЗМ – фазозмінний матеріал; ФЗС – фазозмінна суспензія.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Беспалько С.А., Йовченко А.В., Поляков С.П., Губар Є.Я. Наукове обґрунтування принципу роботи гідродинамічного теплогенератора. *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*. 2007. №2. С.142–146. ISSN 1607-6885. (Автором виконано аналіз конструкцій статичних та роторних теплогенераторів, що дозволяють здійснити дисипативне нагрівання рідин. Проведений аналіз в подальшому було використано при аналізі конструкцій статичних та роторних гомогенізаторів (оскільки конструкції подібні)).

2. Беспалько С.А., Йовченко А.В., Поляков С.П., Губар Є.Я. Шкаруба О.С. Динамика нестационарного течения жидкости в активной зоне гидродинамического теплогенератора. *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*. 2010. № 2. С. 131–134. ISSN 1607-6885. **Index Copernicus**. (Автором виконано чисельний розрахунок динаміки рідини в активній зоні роторного гідродинамічного теплогенератора).

3. Йовченко А.В., Беспалько С.А., Поляков С.П., Веретільник Т.І. Дослідження гідродинамічних та теплових процесів між коаксіальними циліндрами роторних теплогенераторів. *Промислова гідравліка і пневматика*. – 2011. № 2(32). С. 64–66. ISSN 1994-4691. (Автором розроблено установку для дослідження теплових процесів у міжциліндровому зазорі роторного теплогенератора, роторного гідродинамічного гомогенізатора).

4. Alla Yovchenko, Sergii Bespalko, Sviatoslav Poliakov, Tymofii Veretilnyk, Ruslan Kapitan. Calculation of the dissipation coefficient the mechanical energy moving fluid in the smooth cylindrical tube in a turbulent flow taking into account the turbulent viscosity. *International Journal of Energy and Environmental Engineering (IJEE)*. 2020. p.1–12. <https://doi.org/10.1007/s40095-020-00349-x>. ISSN: 2008-9163. **Web of science, Scopus**. (Автором визначено середньозважене значення дисипації для турбулентної течії нестисливої в'язкої рідини в гладкій та шорсткій круглій циліндричній трубі в турбулентному потоці з врахуванням турбулентної в'язкості).

5. Sergii Bespalko, Oleksii Halychyi, Alla Yovchenko, Oleksandr Plakhotnyi,

Sviatoslav Poliakov, Genadiy Kaleinikov, Mykhailo Roha, Irina Fenko. Experimental testing of the heating performance of a rotor-type dissipative liquid heater. *International Journal of Energy and Environmental Engineering (IJEE)*. 2020. ISSN: 2008-9163. **Web of science, Scopus**. (Автором виконано аналіз структури течії нестисливої в'язкої рідини у міжциліндровому зазорі).

6. Alla Yovchenko, Sergii Bespalko, Oksana Tryhub, Sviatoslav Poliakov, Guy Baret, Alberto Munoz Miranda. Water-paraffin dispersion systems: manufacturing and application. *Acta Innovations*. 2020. №36. p.31–47. ISSN: 2300-5599. **Index Copernicus**. (Автором розроблено експериментальну установку для отримання фазозмінних суспензій. Подано заявку на патент (корисну модель) роторного гідродинамічного апарата).

7. Беспалько С.А., Йовченко А.В., Поляков С.П. Роторний гідродинамічний апарат. Патент на корисну модель. 146430 UA МПК В01F 7/02 (2006.01). Заявлено 10.03.2020; Опубл. 24.02.2021; Бюл. №8);

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Беспалько С.А., Йовченко А.В., Поляков С.П. Установка для динамічного градування датчиків тиску. *Фізичні процеси та поля технічних і біологічних об'єктів*: Матеріали V Всеукраїнської науково-технічної конференції (Україна, м. Кременчук, КДПУ ім. Михайла Остроградського, 2006). Кременчук, 2006. С. 37. (Автором розроблено установку для динамічного градування датчиків тиску).

9. Беспалько С.А., Йовченко А.В., Поляков С.П. Вплив турбулентної в'язкості на дисипативні процеси в потоці нестисливої в'язкої рідини. *Проблеми математичного моделювання*: Матеріали міждержавної науково-методичної конференції (Україна, м. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 27-29 травня 2009 р.). Дніпродзержинськ, 2009. С. 11–13. (Автором виконано аналітичний розрахунок для визначення впливу турбулентної в'язкості на дисипативні процеси в потоці нестисливої в'язкої рідини. Визначено рівняння для розрахунку коефіцієнта дисипації механічної енергії з врахуванням турбулентної в'язкості).

10. Йовченко А.В., Беспалько С.А., Поляков С.П. Експериментальна установка для дослідження теплових та гідродинамічних процесів у міжциліндровому зазорі роторних апаратів. *Фізичні процеси та поля технічних і біологічних об'єктів*: Матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції (Україна, м.Кременчук, КДПУ ім. Михайла Остроградського, 2009). Кременчук, 2009. С. 104–105. (Автором розроблено установку для дослідження теплових та гідродинамічних процесів у міжциліндровому зазорі роторних апаратів).

11. Йовченко А.В., Беспалько С.А., Поляков С.П., Щербина М.В. Моделювання гідродинамічних та теплових процесів у міжциліндровому зазорі роторних теплогенераторів за допомогою САПР SOLIDWORKS FLOW SIMULATION. *Фізичні процеси та поля технічних і біологічних об'єктів*: Матеріали XI Всеукраїнської науково-технічної конференції (Україна, м. Кременчук, КДПУ ім. Михайла Остроградського, 2011). Кременчук, 2011. С. 9–11. (Автором виконано моделювання гідродинамічних та теплових процесів у міжциліндровому зазорі роторного теплогенератора за допомогою САПР Solidworks Flow Simulation).

12. Йовченко А.В., Беспалько С.А., Зотов В.М. Теоретичне дослідження

теплових процесів у міжциліндровому зазорі експериментальної роторної установки. *Фізичні процеси та поля технічних і біологічних об'єктів*: Матеріали XII Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Кременчук, КДПУ ім. Михайла Остроградського, 2012). Кременчук, 2012. С. 40–42. (Автором виконано розрахунок розподілу температури у міжциліндровому зазорі при обертанні внутрішнього циліндра за умови однакових температур стінок ротора та статора).

13. Йовченко А.В., Беспалько С.А., Поляков С.П. Аналітичне дослідження теплообміну у міжциліндровому зазорі роторних теплогенераторів. *ФізХімБіо-2012*: Матеріали I міжнародної науково-технічної конференції (Україна, м. Севастополь, 2012). Севастополь, 2012. С. 55–58. (Автором отримано умову, що визначає зміну напрямку теплового потоку при високоградієнтному русі нестисливої в'язкої рідини у міжциліндровому зазорі).

14. Йовченко А.В., Беспалько С.А., Поляков С.П. Експериментальна установка для дослідження утворення однорідних емульсій. *Фізичні процеси та поля технічних і біологічних об'єктів*: Матеріали XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Кременчук, КДПУ ім. Михайла Остроградського, 2013). Кременчук, 2013. С. 21–22. (Автором розроблено установку для утворення однорідних емульсій).

15. Йовченко А.В., Беспалько С.А., Поляков С.П. Визначення турбулентної в'язкості в потоці нестисливої в'язкої рідини. *ФізХімБіо – 2012*: Матеріали II міжнародної науково-технічної конференції (Україна, м. Севастополь, 2013). Севастополь, 2013. С. 126. (Автором розраховано турбулентну в'язкість для потоку нестисливої в'язкої рідини у випадках степеневого та логарифмічного розподілу швидкостей).

16. Йовченко А.В., Беспалько С.А., Поляков С.П. Визначення турбулентної в'язкості для течії нестисливої в'язкої рідини у міжциліндровому зазорі. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики*: Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів (м. Київ, 2014 р.). Київ, 2014. С. 189. (Автором отримано аналітичний вираз для розрахунку турбулентної в'язкості для течії нестисливої в'язкої рідини у міжциліндровому зазорі).

17. Йовченко А.В., Беспалько С.А., Поляков С.П. Отримання теплоакумуючих суспензій, що змінюють свій агрегатний стан. *Енергетичний менеджмент: Стан та перспективи розвитку – 2018*: Матеріали V міжнародної науково-технічної та навчально-методичної конференції. Київ, 2018. С. 24–25. (Автором були проведені експериментальні дослідження з метою визначення необхідної концентрації ФЗМ та поверхнево-активних речовин для отримання стійких пастоподібних, гелеподібних та текучих фазозмінних суспензій).

18. Йовченко А.В., Беспалько С.А., Поляков С.П. Застосування емульсій, що змінюють свій агрегатний стан в теплоенергетиці та будівництві. *Гідроаеромеханіка в інженерній практиці*: Матеріали XXIV міжнародної науково-технічної конференції (Україна, м. Київ, 2018 р.). Київ, 2018. С. 99–104. (Автором представлені потенційні схеми застосування ФЗС для акумулювання теплоти, що генерується сонячними колекторами).

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

19. Беспалько С.А., Йовченко А.В., Поляков С.П. Пристрій для динамічного градування датчиків тиску. Патент на корисну модель. 22347 U UA МПК G01N11/00. Заявлено 23.10.2006; Опубл. 25.04.2007; Бюл. №5. *(Автор приймав участь у розробці пристрою для динамічного градування датчиків тиску).*

АНОТАЦІЇ

Йовченко А.В. Теплові ефекти та гідродинаміка в активній зоні роторного гідродинамічного емульгатора. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» /Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, 2021.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню теплових ефектів та гідродинаміки в активній зоні роторних гідродинамічних гомогенізаторів, що застосовуються для отримання фазозмінних суспензій.

В дисертаційній роботі розглянуто теплові та гідродинамічні процеси в роторних гідродинамічних гомогенізаторах при обробці рідин різної в'язкості: дистильованої води, гліцерину, індустриального масла. На основі розподілу температури у міжциліндровому зазорі роторного гідродинамічного гомогенізатора визначено значення параметру, що впливає на зміну напрямку теплового потоку в зазорі при високоградієнтному русі в'язкої рідини.

З врахуванням турбулентної в'язкості визначено коефіцієнт дисипації та середньозважене значення дисипації механічної енергії нестисливої в'язкої рідини в гладкій і шорсткій круглих циліндричних трубах на основі моделі Ю.В. Лапіна, О.А. Нехамкіна, М.Х. Стрільця з демпфуючим множником Ван-Дріста та в потоці між двома циліндрами з гладкими та шорсткими стінками за формулою Клаузера.

Розроблено методику процесу отримання стійких фазозмінних суспензій. Для отримання текучої фазозмінної суспензії концентрація фазозмінного матеріалу не повинна перевищувати 25 %. Максимальна концентрація ПАР – 5 %. Необхідна концентрація зародків кристалізації, в якості яких використовується графіт, не повинна перевищувати 0,05-0,07 %.

Отримано залежність зміни ентальпії фазозмінної суспензії (теплоти акумулювання) від концентрації ФЗМ та різниці температури. Запропоновано принципову схему застосування ФЗС в якості теплоносія в системах сонячного тепlopостачання.

Ключові слова: роторний гідродинамічний гомогенізатор, фазозмінний матеріал, фазозмінна суспензія, середньозважене значення дисипації механічної енергії, коефіцієнт дисипації механічної енергії.

ANOTATION

Yovchenko A.V. Thermal effects and hydrodynamics in the core of a rotary hydrodynamic emulsifier. – Manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical

sciences on a specialty 05.14.06 "Technical thermophysics and industrial heat power engineering" / Institute of technical thermophysics of NAS of Ukraine, Kiev, 2021.

The dissertation is devoted to the research of thermal effects and hydrodynamics in the core of rotary hydrodynamic homogenizers used for obtaining phase-changing suspensions. The results of researches of thermal and hydrodynamic processes in rotary hydrodynamic homogenizers at processing of liquids of various viscosity are presented: distilled water, glycerin, industrial oil. Using the analytical formula for the temperature distribution in the inter-cylinder gap of the rotary hydrodynamic homogenizer, a parameter was determined that determines the change in the direction of heat flow from the flow between the two cylinders: when, $Pr \cdot Ec < n$, where $n=352$ the heat passes from the bottom wall to the liquid, ie there is cooling of the bottom wall; when, $Pr \cdot Ec > n$, where $n=352$ the heat passes from the liquid to the lower wall, ie the heating of the lower wall.

The dissipation coefficient and the weighted average value of the dissipation of mechanical energy of an incompressible viscous fluid in a smooth and rough round cylindrical tube in a turbulent flow are determined by the power and logarithmic laws of velocity distribution taking into account turbulent viscosity. The model Yu.V. Lapina, O.A. Nekhamkina, M.H. Strelets with a damping multiplier Van Drist. According to the obtained results, it can be stated that as the Reynolds number increases, the dissipation coefficient and the weighted average value of mechanical energy dissipation in a round cylindrical tube increase in both the laminar sublayer and the turbulent core. The obtained dependence of the dissipation coefficient of mechanical energy during laminar and turbulent fluid motion in a round cylindrical tube correlates well with the experimental data obtained by Nikuradze. That is, it shows the adequacy of the obtained model. The dissipation coefficient and the weighted average value of the dissipation of mechanical energy of an incompressible viscous fluid in the flow between two cylinders with smooth and rough walls, taking into account the turbulent viscosity. The Clauser formula was used to determine the turbulent viscosity. The adequacy of the developed calculation method is confirmed by comparing the calculated values of the friction stress in the inter-cylinder gap with the experimental data of Ustimenko B.P. According to the calculations, the coefficient of mechanical energy dissipation in the laminar sublayer and the turbulent core increases with decreasing Reynolds number and with decreasing the gap between the cylinders. The research results are proposed to be used to obtain phase-change suspensions used in heat storage systems of renewable energy sources. The process of obtaining stable phase-changing suspensions has been developed. The heat of accumulation of PCS in the temperature range from t_1 to t_2 is determined, which takes into account the heat of accumulation of water, surfactants, paraffin in solid and liquid state, latent heat of accumulation of paraffin. Based on the obtained data sets in MathCad 15 environment, a graphical dependence of the change in the enthalpy of the phase-change suspension (heat of accumulation) on the concentration of PCM and the temperature difference was constructed. The regression equation was obtained and the regression coefficients were determined. The basic scheme of application of PCS as the heat carrier in systems of solar heat supply is offered.

Key words: liquid environment, technology, dissipative heating, laminar and turbulent movement, roughness, pulsating stream, dissipation of mechanical energy, hydrodynamic heat-generator.