

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Овчаренко Михайло Сергійович

УДК 621.662:66.063(043.5)

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ТА РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ
НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ
БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ГІДРОДИНАМІЧНОГО
АГРЕГАТУ-ГОМОГЕНІЗАТОРА

05.05.17 – Гідравлічні машини і гідропневмоагрегати

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник –

Євтушенко Анатолій Олександрович

кандидат технічних наук, професор

Суми – 2012

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ ТА СКОРОЧЕНЬ	5
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ІСНУЮЧИХ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ГОМОГЕНІЗАТОРІВ	15
1.1 Системний аналіз особливостей технологічних процесів створення гомогенних середовищ.....	15
1.2 Аналіз існуючих машин-аналогів роторно-динамічного типу, що використовуються для перемішування та гомогенізації.....	17
1.3 Аналіз існуючих моделей робочого процесу.....	32
1.4 Актуальність дослідження робочого процесу і розробки методики проектування багатофункціонального ГАГ.....	37
1.5 Постановка задачі дослідження.....	38
1.6 Вибір технічного об'єкту і методів проведення дослідження	39
РОЗДІЛ 2 МОДЕЛЬ ТЕЧІЙ РІДИНИ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ АГРЕГАТУ	43
2.1 Аналітична картина течії	43
2.2 Числове моделювання робочого процесу ГАГ	45
2.3 Розрахункова схема	52
2.4 Висновки	60
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГАГ МЕТОДОМ ФІЗИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	61
3.1 Експериментальна установка, методика випробувань, вимірювань та	

обробки експериментальних даних.....	61
3.1.1 Розробка багатоцільового стенда та методики проведення експериментальних досліджень	61
3.1.2 Методика проведення експериментальних досліджень.....	66
3.1.3 Оцінка похибки результатів вимірювання.....	68
3.2 Постановка задач експериментального дослідження.....	72
3.3 Вплив частоти обертання.....	74
3.4 Вплив кількості каналів	79
3.5 Вплив ширини каналу	84
3.6 Вплив ширини ступеня	87
3.7 Вплив діаметра розташування ступенів роторного та статорного дисків..	89
3.8 Вплив кількості ступенів	92
3.9 Вплив вихідного ступеня	94
3.10 Уточнення математичної моделі багатофункціонального ГАГ	96
3.11 Визначення коригувальних коефіцієнтів потужності та напору на основі планування багатофакторного експерименту.....	97
3.12 Перевірка адекватності коригувальних коефіцієнтів потужності та напору	105
3.13 Висновки	108
РОЗДІЛ 4 ПРАКТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ПРОМИСЛОВИХ ВИПРОБУВАНЬ АГРЕГАТУ	111
4.1 Методика проектування багатофункціонального ГАГ та рекомендації по вибору конструктивних параметрів на різні умови роботи.....	111

4.2 Особливості модельного перерахунку багатфункціонального ГАГ.....	119
4.3 Створення експериментального промислового зразка та розробка типорозмірного ряду ГАГ.....	129
4.4 Результати впровадження багатфункціонального ГАГ в технологічному процесі переробки молока.....	132
4.5 Результати впровадження багатфункціонального ГАГ в технологічному процесі виробництва згущеного молока.....	137
4.6 Використання багатфункціонального ГАГ в технологічному процесі виробництва лакофарбових матеріалів.....	143
4.7 Використання багатфункціонального ГАГ в технологічних процесах обробки гідросуміші з вуглецевими нанотрубками.....	148
4.8 Баланс енергії багатфункціонального ГАГ.....	151
4.9 Висновки.....	155
ВИСНОВКИ.....	157
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	159
ДОДАТОК А.....	170
ДОДАТОК В.....	175

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ ТА СКОРОЧЕНЬ

Основні позначення

N - потужність, Вт;

M - момент, Н·м;

ω - кутова швидкість обертання, с^{-1} ;

n - частота обертання, об/хв;

H - напір, м;

Q - витрата рідини, $\text{м}^3/\text{год}$;

η - коефіцієнт корисної дії;

P - тиск, Па;

ρ - густина робочого середовища, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\rho_{см}$ - густина гідросуміші, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g - прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$;

T - температура, $^{\circ}\text{C}$;

δ_o - осьовий зазор, м;

δ_p - радіальний зазор, м;

z - кількість каналів ротора та статора, од;

b - ширина каналу, м;

l - ширина ступеня, м;

c - висота ступеня ротора чи статора, м;

D_p - зовнішній діаметр ротора, м;

D_c - зовнішній діаметр статора, м;

α_p - кут нахилу каналу ротора, град;

α_c - кут нахилу каналу статора, град;

w - кількість ступенів, од;

ψ - критерій кратності енергообміну;

V - об'єм каналів проточної частини, м³.

Індекси

n - натурний параметр;

m - модельний (приведений) параметр.

Скорочення

ГАГ – гідродинамічний агрегат-гомогенізатор;

ТГА – багатофункціональний теплогенеруючий агрегат;

РПА – роторно-пульсаційний апарат;

ХТП - хіміко-технологічний процес;

ХТС – хіміко-технологічна система;

ХТА – хіміко-технологічна апаратура;

ПП – програмний продукт.

ВСТУП

*Ідеальна система – це така система, якої нема,
але її функція виконується.*

Генріх Саулович Альтшуллер

Регулярне підвищення цін на енергоносії та необхідність підтримання ціни продукції на конкурентоспроможному рівні змушує виробників в будь-якій галузі модернізувати технологічні лінії з метою забезпечення максимальної енергоефективності. Не є виключенням харчова та хімічна промисловість, переважна більшість обладнання в яких давно відпрацювала свій ресурс та не відповідає існуючим нормам енергозбереження та енергоефективності.

В наведених галузях є ряд процесів, а саме: розчинення, диспергування, гомогенізація, емульгування, реалізація яких в цей час іде шляхом багатостадійної обробки з використанням великої кількості вузькофункціонального обладнання. Такий підхід характеризується низькою продуктивністю, нераціональними затратами енергії та потребує залучення ручної праці.

Ефективна реалізація цих процесів потребує створення відповідних машин, агрегатів та автоматизованих комплексів із сучасного інженерного обладнання.

Найбільш перспективними з точки зору найменших питомих енергозатрат, високої якості одержуваного продукту при найменших габаритах є роторні агрегати гідродинамічного принципу дії [1; 2; 3].

Роторні апарати мають цілий ряд переваг у порівнянні з іншими пристроями, що використовуються для перемішування, емульгування та гомогенізації.

Перевага роторних апаратів обумовлена тим, що в них комплексно реалізуються різні фактори впливу на середовище. До вказаних факторів відносяться: механічний вплив робочих органів агрегату, що призводить до руйнування великих часток; пульсації тиску та швидкості рідини; високі зусилля зрізу та зсуву в зазорах між ротором та статором; інтенсивна кавітація; акустичний вплив на потік середовища. Крім того, за рахунок дисипації частини енергії в тепло,

особливо в радіальних зазорах між ротором та статором, відбувається нагрів робочого середовища. Разом з тим роторні агрегати мають доволі просту конструкцію, вони надійні та ефективні в експлуатації.

Роторні апарати знаходять широкий спектр застосування для інтенсифікації технологічних процесів в системах “рідина-рідина”, “рідина-тверде тіло ” та “рідина – газ ”.

Вони вже зарекомендували себе як ефективні пристрої для перемішування, гомогенізації, інтенсифікації ХТП та масообмінних процесах в хімічній, харчовій, фармацевтичній, косметичній, металургійній та гірничодобувній промисловостях [4; 5; 6].

Таким чином, роторні апарати відносяться до найбільш ефективного обладнання для реалізації процесів перемішування, диспергування та гомогенізації в багатьох галузях.

На цей час вже розроблена велика кількість роторних гідроагрегатів, таких як: роторно-пульсаційний апарат (РПА), роторні апарати з модуляцією потоку (РАМП), гідродинамічні апарати роторного типу (ГАРТ), роторно-статорні апарати, пульсаційні апарати роторного типу (ПАРТ), гідромеханічні диспергатори (ГМД), гідродинамічні сирени (ГДС). Конструктивні схеми цих апаратів доволі близькі. Вони мають дві основні деталі - це ротор та статор з каналами в їх бокових стінках. Середовище, що обробляється, проходить через канали, які періодично відкриваються, та відводиться з апарату. Головне, що відрізняє вищеперераховані агрегати, це величина зазору між ротором та статором. Ця незначна конструктивна відміна істотно змінює характер та величину фізичних факторів, що впливають на середовище. В апаратах з малим зазором (0,02-0,05 мм) основний вплив здійснюється за рахунок кавітаційної обробки. В апаратах з більшим зазором робочий процес реалізується за рахунок значних зусиль зсуву в зазорах та в результаті вихрової обробки в каналах [7]. В роботах [8-9] обґрунтована доцільність об'єднання ряду гідродинамічних ефектів, що дозволяє проектувати багатофункціональне технологічне обладнання здатне реалізувати не окремі технологічні операції, а технологічний процес в цілому. Спрощення протічної

частини разом з поєднанням гідродинамічних явищ, призводить до зниження ККД окремих процесів, але значно підвищує загальну ефективність агрегату.

Ця дисертаційна робота присвячена дослідженню робочого процесу багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора (ГАГ), який має відмінну конструкцію, що принципово змінює робочий процес, встановленню впливу конструктивних параметрів проточної частини на енергетичні характеристики агрегату та на якість вихідного продукту. Спроектований агрегат має зайняти ланку в технологічних процесах з високими вимогами до якості гомогенізації середовища і таким рівнем дисперсності вихідного продукту, який неможливо реалізувати на роторно-пульсаційних агрегатах за один прохід.

Таким чином, дослідження робочого процесу багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора і створення методики розрахунку його характеристик є актуальним і практично значущим.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами

Дисертаційна робота виконувалася відповідно до плану науково-дослідних робіт кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету.

Наукові розробки реалізовані під час виконання держбюджетної НДР за темами:

- 80.13.07.09-10 д/б «Дослідження робочого процесу теплогенеруючих агрегатів багатофункціонального призначення та розробка на їх основі енерго- та ресурсозберігаючого обладнання» (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0109 U001381), внесок здобувача в:

- проміжному звіті, розділ «Передумови використання теплогенеруючих агрегатів; розділ «Випробування дослідного зразку»; розділ «Створення типорозмірного ряду агрегатів» (2009 р.);

- заключному звіті розділ «Особливості конструктивної схеми ТГА-гомогенізатора та визначення його характеристик» (2010р).

80.13.08.11-12 д/б «Створення ефективних енергозберігаючих систем опалення та

гарячого водопостачання на базі багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів» (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0111 U002153).

Мета і задачі дослідження. Мета роботи – встановлення впливу конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища на енергетичні та напірні характеристики багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора (ГАГ).

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- проаналізувати існуючі типи агрегатів для реалізації процесу гомогенізації та визначити пріоритетні шляхи вдосконалення;
- розробити математичну модель робочого процесу ГАГ для визначення конструктивних параметрів робочих органів, що найбільш впливають на енергетичну характеристику;
- установити закономірності впливу конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища на напірні та енергетичні характеристики ГАГ під час роботи на однофазному середовищі;
- розробити методику інженерного розрахунку ГАГ та перевірити в промислових умовах ефективність використання агрегату.

Об'єкт дослідження – робочий процес багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора.

Предмет дослідження – взаємозв'язок конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик середовища з енергетичними характеристиками ГАГ.

Методи дослідження. У ході вирішення поставлених задач були задіяні теоретичні, числові та фізичні методи дослідження. Під час проведення теоретичних досліджень використані методи математичного моделювання на основі класичних рівнянь механіки рідини та газу та відомих залежностей гідродинамічних характеристик турбулентних нестационарних течій рідини в тонких ущільнюючих зазорах, що дозволило визначити фактори, які впливають на споживану потужність. Числове моделювання базувалося на вирішенні сукупності нелінійних алгебраїчних

та диференціальних рівнянь у частинних та повних похідних, що дозволило сформулювати уявлення про картини течії в проточній частині. Фізичний експеримент, як складова частина дослідження, містив у собі випробовування проточної частини гідродинамічного агрегату-гомогенізатора з різною геометрією на різних режимах роботи. Фізичний експеримент був критерієм достовірності двох попередніх методів і дозволив уточнити математичну модель. Точність та достовірність отриманих експериментальних даних забезпечено використанням методики проведення випробувань, що відповідає міждержавному стандарту ДСТУ 6134-2009 (ISO 9906:1999) «Насоси динамічні. Методи випробувань».

Наукова новизна отриманих результатів:

- обґрунтовано робочий процес ГАГ; при цьому доведено, що основні дисипативні втрати кінетичної енергії відбуваються в робочому зазорі та каналах статора;
- уперше на основі математичного та фізичного моделювання встановлено зв'язок між конструктивними параметрами проточної частини, режимними параметрами та енергетичними характеристиками агрегату;
- уперше для цього класу машин отримана залежність, що дозволяє прогнозувати напірну характеристику на стадії проектування;
- експериментальним шляхом визначено додану потужність, що споживається агрегатом під час роботи на багатофазному середовищі, та встановлено, що на стадії проектування достатнім є врахування сумарної густини гідросуміші, розрахованої за правилом адитивності;
- визначено особливості застосування теорії подібності для цього класу машин та визначені уточнені коефіцієнти, що дозволяє перераховувати потужність агрегату з існуючої моделі та перераховувати витрату та напір машини на задану частоту обертання ротора;
- уперше виявлено, що встановлення вихідним ступенем агрегату ступеня статора дозволяє знизити споживану потужність, одночасно підвищуючи рівень гомогенізації продукту.

Практичне значення одержаних результатів:

- запропоновано математичну модель багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора, що враховує вплив конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища, яка дозволяє на стадії проектування розрахувати споживану агрегатом потужність;
- розроблена методика інженерного розрахунку ГАГ, яка дозволяє значно спростити стадію проектування агрегату, що підтверджено при розрахунку агрегатів, упроваджених на промислових підприємствах України;
- запропоновані рекомендації щодо вибору конструктивних та режимних параметрів агрегату, які враховують особливості конкретних технологічних процесів, що дозволяє проектувати агрегати для ефективної роботи на різних робочих середовищах;
- розроблено типорозмірний ряд промислових зразків багатофункціональних гідродинамічних агрегатів-гомогенізаторів, що дозволяє задовольнити потреби харчової та хімічної промисловостей у зазначеному обладнанні;
- результати та висновки дисертаційної роботи впроваджено на підприємствах України ТОВ «МОЛІС» м. Дніпрорудне, ТОВ «МЕРИДІАН ЛК» м. Бровари, ТОВ «БІМОЛ» м. Березне, ТОВ «ТМСпецмаш» м. Київ та в навчальному процесі СумДУ під час викладання дисциплін «Гідравлічні машини і передачі» для студентів спеціальності 7/8.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика».

Особистий внесок здобувача

У написаних в співавторстві наукових публікаціях, що розкривають результати, отримані в процесі виконання дисертаційної роботи, здобувачу належать:

[2] – проведено аналіз можливості використання багатофункціональних агрегатів-гомогенізаторів в технологічних процесах виготовлення лакофарбової продукції;

[10] – досліджено особливості використання багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів для процесів перемішування та гомогенізації;

[11] – досліджено сумісну роботу багатофункціонального агрегату-гомогенізатора та струминного насосу;

[12] – проведено аналіз можливих шляхів підвищення ефективності багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів за рахунок підвищення рівня гомогенізації середовища за один прохід;

[13] – проведено розрахунок та проектування гідродинамічного агрегату-гомогенізатора для технологічного процесу приготування молока;

[14] – проведено обґрунтування можливості впровадження роторно-динамічного агрегату-гомогенізатора в технологічний процес приготування згущеного молока, проведено випробування промислового зразка;

[15] – в промислових умовах досліджено роботу багатофункціональних агрегатів, що дозволило виділити частку енергії, яка витрачається агрегатом на нагрів;

[16] – проведено аналіз сучасного стану використання гідродинамічних гомогенізаторів;

[17] – проведено аналіз балансу енергії багатофункціональних агрегатів загальнопромислового призначення;

[18] – проектування та аналіз найбільш ефективної конструкції проточної частини багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора для потреб харчової промисловості;

[19] – розроблено стенд для визначення характеристик багатофункціонального агрегату-гомогенізатора на чистій воді, проведено та проаналізовано результати випробувань.

Також в співавторстві написані тези докладів [20-25].

Постановка задач, вибір методів дослідження та аналіз отриманих результатів проводились спільно з науковим керівником, к.т.н., проф. Євтушенко А.О.

Апробація результатів дисертації

Основні положення і результати дисертації доповідалися та обговорювалися на:

- І Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні

технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2010);

- XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН - 2011» (м. Суми, 2011);

- XII Міжнародній науково-технічній конференції “Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання” (м. Харків, 2012);

- XIII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП “Промислова гідравліка і пневматика” (м. Чернігів, 2012);

- науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (2007, 2009 та 2011); II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2012).

Публікації. За результатами досліджень, проведених за темою дисертації, здобувачем опубліковано 19 наукових праць, з яких 11 – у виданнях, що входять до переліку, затвердженого МОНмолодьспорту України (в тому числі 1 особиста публікація та 1 публікація у виданні, що входить до наукометричної бази Scopus) та 8 праць апробаційного характеру (матеріали доповідей на конференціях).

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури і додатків.

Повний обсяг дисертації – 176 сторінок, 102 рисунки і 23 таблиці за текстом, 2 додатки на 11 сторінках, список використаної літератури з 92 джерел на 9 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ІСНУЮЧИХ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ГОМОГЕНІЗАТОРІВ

1.1 Системний аналіз особливостей технологічних процесів створення гомогенних середовищ

Загальновідомо, що зміна структури речовини є одним з найважливіших факторів впливу на її властивості [28–29]. Зміна структури речовини, на рівні з хімічним складом [30] впливає на фізичні властивості отриманих матеріалів, швидкість та якість протікання процесів.

Гомогенізація - надання однорідної структури або однорідних властивостей гідросумішам, розчинам або емульсіям шляхом подрібнення, перемішування та рівномірного розподілення їх по об'єму.

Змішування – один з найбільш розповсюджених процесів в хімічній, харчовій, фармацевтичній та інших промисловостях. Призначення цього процесу доволі різноманітне - це забезпечення безпосередньо фізичного змішування чи диспергування двох рідин, що не змішуються, перемішування твердих включень в рідинах та газах, зміна фізичного стану компонентів, що змішуються, – розчинення, кристалізація, плавлення, керування чи хімічною реакцією, чи її інтенсифікацією.

Інтенсифікація виробничих процесів спрямована на збільшення їх економічної ефективності в результаті цілеспрямованого впливу на виробниче обладнання. Це забезпечує скорочення витрат матеріалів та енергії, підвищення якості продукції, зниження затрат труда та підвищення ефективності автоматичного керування.

Системний підхід дозволяє виділити основні принципи використання фізичних впливів у технології для рішення задач інтенсифікації процесів. Для цього проводиться класифікація факторів впливу і середовищ, що обробляються, намічаються процедури пошуку розв'язання задач на фізичному рівні.

Різні фізичні впливи: механічні, гідравлічні, електромагнітні та інші з точки зору термодинаміки є енергетичними. Вони призводять до зміни властивостей та

станів системи. Задача інтенсифікації може розглядатись як аналог задачі оптимального керування.

Постановка задачі інтенсифікації може бути різною:

- 1) вдосконалення існуючого технологічного процесу та існуючого обладнання;
- 2) розробка принципово нових технологічних процесів і принципово нового обладнання для його реалізації [31; 32; 33; 34].

При постановці задачі ми маємо параметри вхідного потоку, необхідні характеристики продукту на виході з апарату та його техніко-економічні показники.

Найбільш типовими цільовими функціями фізичної інтенсифікації при заданих обмеженнях є скорочення тривалості лімітуючих стадій процесів, зменшення енергозатрат, збільшення продуктивності, підвищення якості продукту, отримання продукту з властивостями, недосяжними при "традиційній" технології, зменшення габаритів апарату і витрат матеріалу на виготовлення, економія сировини, проведення принципово нових процесів, підвищення економічних і ергономічних характеристик обладнання, введення безперервних керованих процесів.

Відомо [35], що кожен типовий процес визначається своєю фізико-хімічною сутністю, яка виражається в ідентичності матеріальних та внутрішніх зв'язків. По характеру цих зв'язків усі процеси хімічної технології поділяються на механічні, гідромеханічні, теплові, масообмінні та хімічні. Ці процеси прийнято вважати типовими процесами хімічної технології.

В механічних та гідромеханічних процесах здійснюється розділення твердих тіл і неоднорідних систем, подрібнення і диспергування, змішування і утворення неоднорідних систем і т.п. Для інтенсифікації таких процесів потрібне активне втручання в рух окремих елементів рідини і твердих тіл. Для цього необхідне керування полями швидкостей та напружень в заданих просторово-часових масштабах як в елементарному об'ємі, так і на обмежуючих поверхнях.

Таким чином, в загальному випадку інтенсифікація механічних і гідромеханічних процесів пов'язана з задачею утворення керованих течій в багатофазних гетерогенних системах і динамічних полів напружень в твердих тілах.

Такі задачі вирішуються генерацією вихорів і коливань потоку з необхідною інтенсивністю та розподілом в просторі та часі.

Методи інтенсифікації ХТП розподіляють на комплексні, при яких ХТС розглядають як єдине ціле, і декомпозиційні методи, які виявляють та класифікують окремі стадії ХТП та окремі елементи ХТА [33]. Декомпозиційні методи можна розділити на дві тісно зв'язані між собою групи: режимно-технологічні та апаратурно-конструктивні [1]. Також виділяють пасивні методи, які не потребують прямих затрат зовнішньої енергії, і активні, які потребують підводу енергії з зовні [36]. Між режимними та конструктивними, активними та пасивними методами неможливо провести чіткої межі. Пасивні методи також потребують затрат енергії, але енергія витрачається не в явному вигляді. Більшість режимних та конструктивних методів пов'язані між собою, тому для вирішення задач інтенсифікації ХТП доцільно використовувати комплексний підхід [31; 37; 38].

1.2 Аналіз існуючих машин-аналогів роторно-динамічного типу, що використовуються для перемішування та гомогенізації

Процеси, пов'язані з гомогенізацією середовищ, в сучасному виробництві займають одне з ключових місць. В хімічній та харчовій промисловостях загальне споживання енергії мішалками, гомогенізаторами та емульгаторами перевищує загальне споживання енергії насосами [39]. Обладнання, що на цей час використовується для гомогенізації, має принципово різні конструкції та принципи дії, до такого обладнання можна віднести плунжерно-клапанні, акустичні та роторно-динамічні гомогенізатори. Найбільшу схожість робочого процесу та конструкції з об'єктом досліджень мають роторно-динамічні агрегати, тому подальша увага буде направлена на аналіз саме цих машин.

Розглянемо гомогенізатор суспензій, описаний в [40]. Цей винахід відноситься до хімічного машинобудування й може знайти застосування в апаратах для одержання гомогенних суспензій та емульсій. В описі наведено кілька модифікацій конструкції.

На рис. 1.1 наведена базова конструкція винаходу.

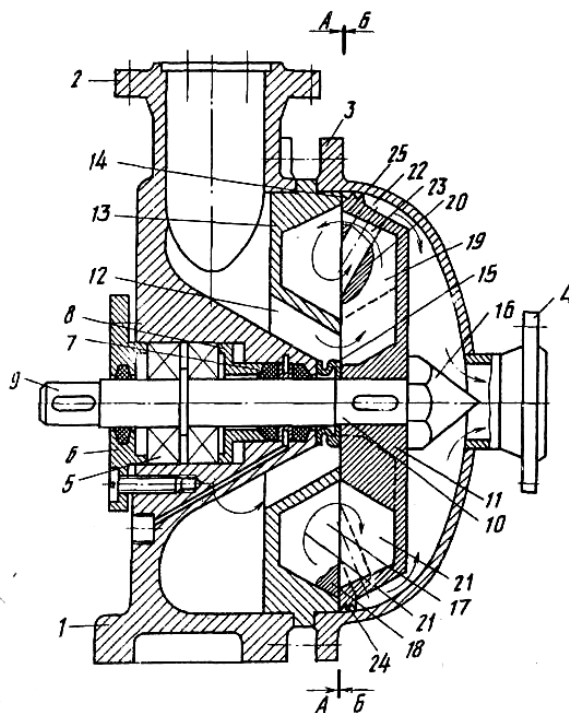


Рисунок 1.1 – Гомогенізатор суспензій

Виділимо позитивні сторони конструкції:

- за рахунок спеціальної форми роторного 11 і статорного 13 колес утворюються циркуляційні порожнини 21, у яких створюються пульсуючі закручені потоки, кавітаційне поле й поле відцентрових сил з великими градієнтами швидкості, тиску й температури. Ці фактори сприяють інтенсивному руйнуванню й перемішуванню компонентів робочого середовища;
- одночасно в полі відцентрових сил здійснюється розділення диспергуючого робочого середовища по крупності й щільності: великі та більш щільні частки відкидаються до периферії на повторне диспергування;
- присутня і вторинне розділення та диспергування часток у порожнині виходу 22;
- тиск у порожнині ротора й статора приблизно дорівнює тиску за ротором, що приводить до нечутливості апарата щодо зміни торцевого зазору, який можна регулювати;
- має місце термічна врівноваженість апарата: основні його вузли

охолоджуються робочим середовищем;

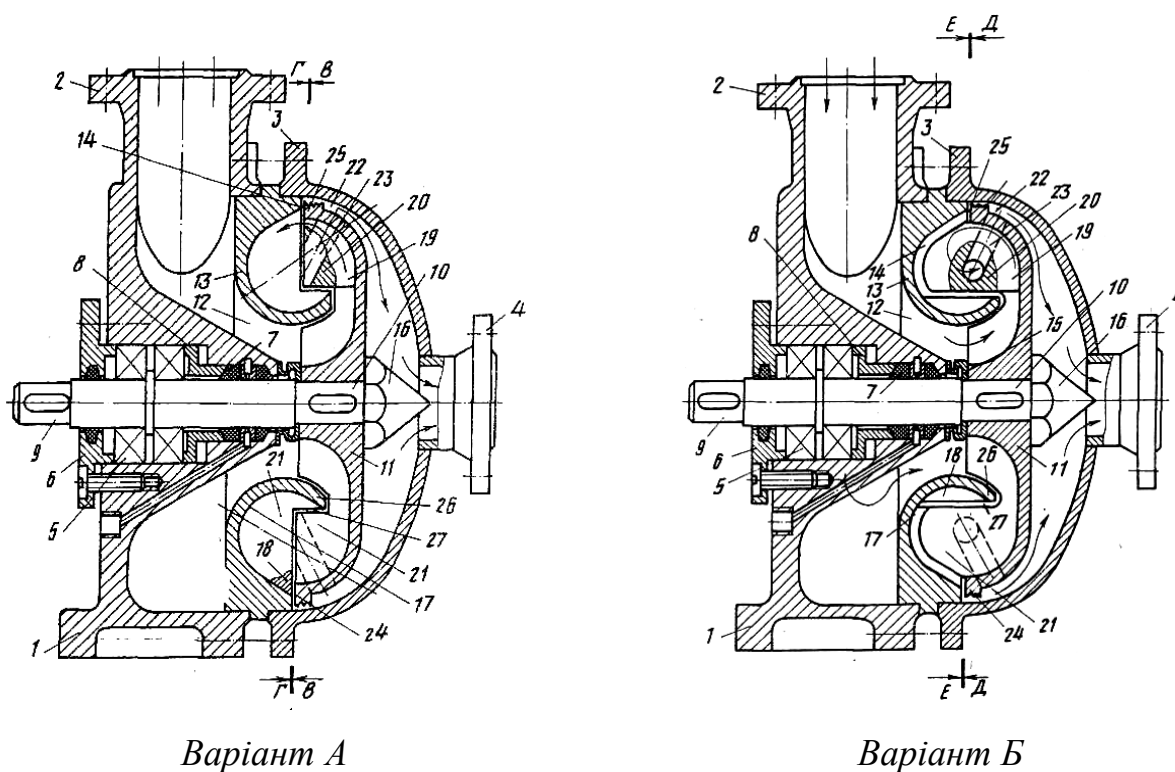


Рисунок 1.2 – Гомогенізатор суспензій – модернізований

На рис. 1.2 наведені модифіковані конструкції базової машини. Саме за рахунок внесених конструктивних змін робочих органів установки, які помітні на рисунках, відбувається покращення характеристик машини: збільшення її продуктивності й підвищення якості вихідного продукту. Але в той же час модернізовані установки мають ще більш високий степінь складності конструкції в порівнянні з базовою, що є істотним недоліком.

В роботі [41] представлена конструкція багатofункціонального теплогенеруючого агрегату (ТГА), який є машиною гідродинамічного принципу дії, у якій відбувається одночасно кілька процесів:

- а) розігрів робочого середовища в проточній частині ТГА за рахунок в'язкісного перемішування;
- б) процес подрібнення продукту, що перекачується за рахунок високого градієнта швидкостей у порівняно невеликих зазорах проточної частини;
- в) перекачування робочого середовища через проточну частину агрегату, що

дозволяє забезпечити подрібнення кормової суміші;

- г) інтенсивне гідродинамічне перемішування кормової суміші в резервуарі ТГА за рахунок високої швидкості спрямованих потоків рідини на виході із проточної частини ТГА.

Багатофункціональний теплогенеруючий агрегат складається із приводного асинхронного електродвигуна, до якого кріпиться проточна частина ТГА (рис. 1.3), яка встановлюється в резервуарі. Геометричні розміри резервуару підібрані таким чином, щоб забезпечити мінімальну тепловіддачу в навколишнє середовище. Принцип роботи полягає в наступному, рідина проходячи повз обтікач 5 потрапляє в лопатеве простір роторного 2 та статорних дисків 3. За рахунок вихрових структур відбувається перемішування а за рахунок високого градієнту швидкості в зазорі між ротором та статорами відбувається гідродинамічне подрібнення. Далі відбувається розгін рідини лопатями ротора та її надходження через вікна 6 до баку.

Для запобігання витоків рідини встановлене сальникове ущільнення 4.

Шляхом утворення вихорових структур відбувається перетворення механічної енергії в теплову.

Зростання температури супроводжується збільшенням тиску рідини, та для запобігання критичних величин, в корпусі вмонтовані два дублюючих запобіжних клапанів.

Проточна частина виконано з двигуном моноблочно, що дозволило відмовитись від встановлення проміжного кронштейну, та значно спростило конструкцію. Це стало можливо внаслідок особливості робочого колеса, яке не має основного диску, внаслідок чого не виникає осьове зусилля.

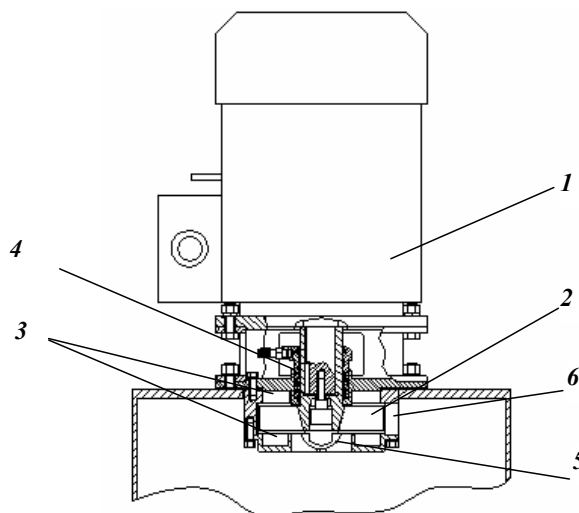


Рисунок 1.3 – Проточна частина ТГА – 2

Багатофункціональний теплогенеруючий агрегат зарекомендував себе як ефективний та надійний пристрій для приготування соєвого молока та рідких кормових сумішей у тваринництві, але в зв'язку з конструктивними особливостями (великим зазором між робочими органами) та низькою частотою обертання ротора (1500 об/хв) цей агрегат не здатен утворювати дрібнодисперсні суміші, потребу в яких мають харчова та хімічна промисловісті.

В роботі [19] представлена модернізована конструкція багатофункціонального теплогенеруючого агрегату-гомогенізатора, який було спроектовано на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету. На рис. 1.4 представлена проточна частина ТГА-Г, яка складається з робочого колеса 1, яке встановлено на валу електродвигуна та знаходиться між двома статорними апаратами 2. Підвід рідини здійснюється через всмоктувальний патрубок 4, а відвід – через напірний патрубок 5. Для запобігання витoku рідини по валу передбачене торцеве ущільнення 3.

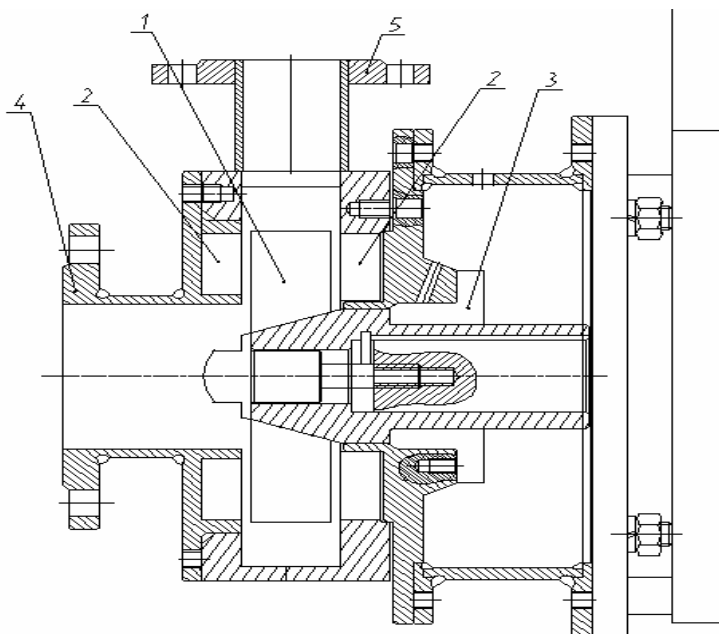


Рисунок 1.4 – Проточна частина ТГА-Г

В порівнянні з ТГА в цьому агрегаті була змінена конструктивна схема, а саме проточна частина була винесена з робочої камери, що дозволило спростити монтаж агрегату в існуючі технологічні лінії та використовувати насосний ефект агрегату для перекачування готового продукту по технологічній лінії. Також було змінено параметри робочих органів та зазорів, що дозволило перерозподілити питомі витрати енергії, збільшивши ефект перемішування та насосний ефект. Заміна сальникового ущільнення на торцеве дозволила повністю ліквідувати протоки робочого середовища.

На рис. 1.5 представлений промисловий зразок багатофункціонального агрегату-гомогенізатора.

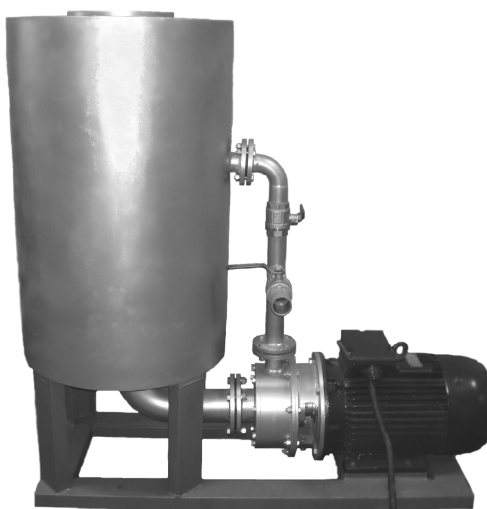


Рисунок 1.5 – Фото промислового зразка ТГА-Г

Цей агрегат використовується для приготування біологічно активних добавок «ліквіфос-стронг» на ТОВ «БІОХЕМ».

До недоліків цього агрегату можна віднести циклічність роботи, що не дозволяє отримати якісну продукцію в системах поточного виробництва. Другим недоліком агрегату є неможливість отримати продукт з високими вимогами до дрібнодисперсності.

Розглянемо багатокамерний млин, наведений в [42]. Винахід відноситься до тонкого подрібнення сухих сипучих матеріалів хімічної, фармацевтичної, харчової й інших галузей промисловості, зокрема до тонкого подрібнення органічних барвників і пігментів. На рис. 1.6 наведена конструкція розглянутої машини.

Звернемо увагу на плюси цієї конструкції:

- багатоступеневість конструкції з можливістю набору необхідного числа щаблів, що дозволяє збільшити ефективність подрібнення без збільшення питомих енерговитрат, підвищуючи тим самим ККД подрібнювача;
- відмінність першого ступеня від наступних дозволяє забезпечити попереднє подрібнення матеріалу, уникаючи можливого «забивання»;
- створення першим ступенем великого вентиляційного ефекту, що забезпечує проходження матеріалу через всі камери;
- подрібнення матеріалу відбувається за рахунок зіткнення його часток між собою у великій кількості мікрозавихрень, які створюються пластинами пропонованої конструкції.

До недоліків конструкції можна віднести:

- технологічну складність пропонованої конструкції робочих органів;
- робота машини при дисбалансі, пов'язаному з нерівномірним зношуванням пластин робочих органів.

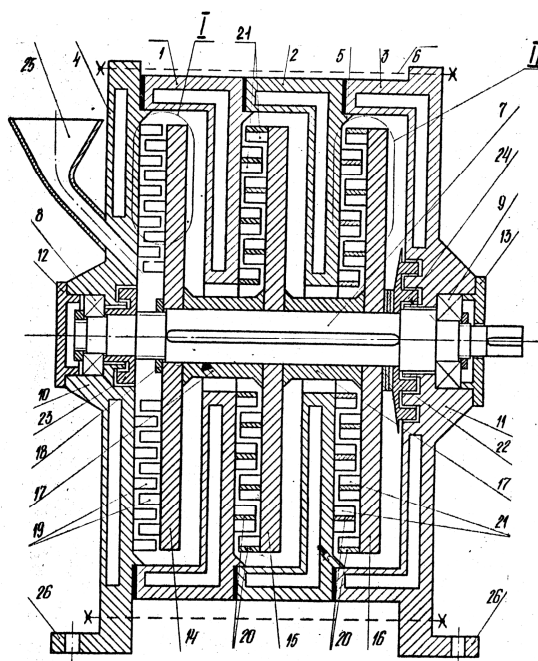


Рисунок 1.6 – Багатокамерний млин

Розглянемо конструкцію гомогенізатора, наведену в [43]. Цей винахід відноситься до апаратів для обробки гетерогенних середовищ і може бути використаний у хімічній, будівельній, гірничо-рудній, харчовій та інших галузях промисловості. Конструкція розглянутої машини наведена на рис. 1.7.

Наведемо переваги цієї машини:

- отвори дисків статорів і роторів розташовані по протилежно спрямованих спіралях Архімеда, що забезпечує невеликий гідравлічний опір апарата, а також збільшує інтенсивність перемішування матеріалу;
- забезпечується однаковість складу вихідного продукту по об'єму;
- визначено оптимальну відстань спіралі Архімеда, яка складає 1,1 - 1,3 діаметра отвору.

Недоліки конструкції виражені в:

- технологічній складності конструкції;
- складності забезпечення малого зазору між дисками статора й ротора.

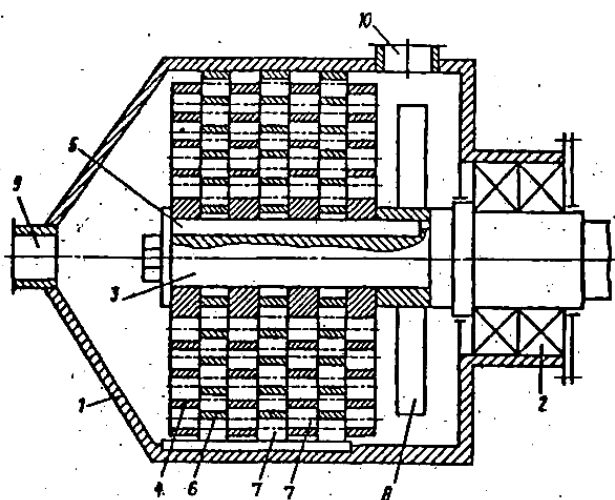


Рисунок 1.7 - Гомогенізатор

Розглянемо пристрій для гомогенізації пастоподібних матеріалів, описаний в [44]. Винахід відноситься до техніки для гомогенізації пастоподібних матеріалів і може бути використаний в хімічній, будівельній, фармацевтичній промисловостях для готування паст, розчинів, мазей. На рис. 1.8 показана конструкція цієї машини.

Знайдемо переваги цієї конструкції:

- на робочих поверхнях дисків виконані канавки, похилі до радіуса, зі змінною глибиною й шириною, що дозволяє інтенсифікувати процес;
- канавки на робочих поверхнях корпусу й ротора протилежно спрямовані, що інтенсифікує процес подрібнення й перемішування;
- поступове збільшення ступеня подрібнення матеріалу;
- можливість регулювання тонкості дисперсності вихідного продукту;
- наявність у пристрої додаткової ділянки обробки за рахунок стирання продукту роликом 11;
- пристрій має кожух для охолодження конструкції.

Недоліки наведеної конструкції:

- складність конструкції;
- високе абразивне зношування;
- складність регулювання ступеня подрібнення матеріалу;
- низька надійність опорного ролика.

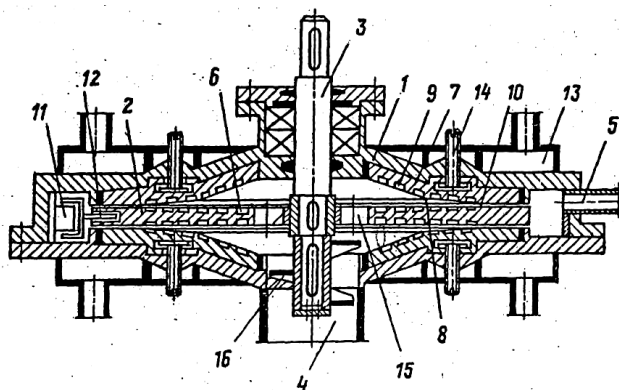


Рисунок 1.8 - Пристрій для гомогенізації пастоподібних матеріалів

Розглянемо насос-гомогенізатор [45], що має корпус із вхідним і напірним патрубками, рухомий і нерухомий ротори, оснащені лопатками з прорізами. Насос-гомогенізатор відрізняється тим, що рухомий ротор складається з основного, покривного і лопатевого дисків, причому лопаті лопатевого диска мають криволінійну форму, а нерухомий ротор сполучений з корпусом, на внутрішніх стінках якого по обидві сторони лопатевого диска виконані прорізи, причому на всмоктувальній периферійній частині корпуса додатково встановлені лопатки, спрямовані по ходу обертання рухливого ротора. Виступи нерухомого ротора розташовані в шаховому порядку щодо прорізів лопатевого диска (рис. 1.9).

Переваги цього пристрою:

- забезпечення руйнування жирових кульок (для рідких молочних продуктів), що в свою чергу збільшує термін зберігання продукту;
- поєднання двох операцій: перекачування та гомогенізації;
- низькі енерговитрати.

Принцип дії відцентрового насоса-гомогенізатора такий. При обертанні рідина з вхідного патрубка 2 поступає через осьовий підвід 9 в міжлопатеві канали 8, де внаслідок взаємодії з лопатевим ротором 4 починають працювати відцентрові сили. Тиск по мірі віддалення від центра обертання збільшується і утворюється направлений потік рідини від центра рухливого ротора 4 до периферії.

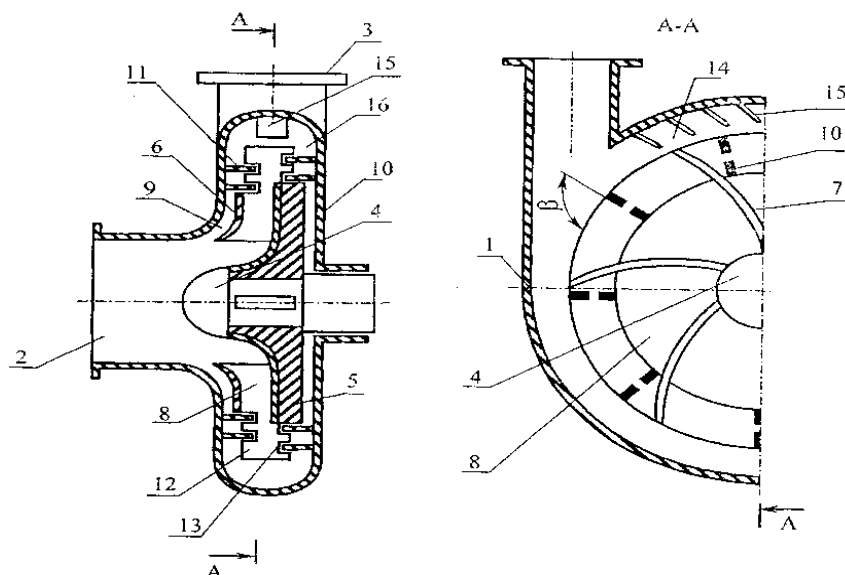


Рисунок 1.9 – Конструктивна схема насоса-гомогенізатора

У закритій частині міжлопатевих каналів 8 рідина здійснює складний рух: обертається разом з рухливим ротором 4 (переносний рух), рухається вздовж лопатей 12 лопатевого диска 7 (відносний рух). Крім того, через прояв сил інерції в міжлопатевих каналах 8 має місце «відносний вихор», що міняє величину переносної, а значить і абсолютної швидкостей. У відкритій частині міжлопатевих каналів 8 рідина виходить з торців рухливого ротора 4 в порожнину корпусу 1, продовжуючи обертатися спільно з лопатями 12 рухливого ротора 4, гальмуватися об лопатки 14, які розташовані в усмоктувальній периферійній частині 15 корпусу 1 і де встановлені виступи 11, і відстає від лопатей 12 рухливого ротора 4, що обертаються. Частина загального потоку повертається в міжлопатеві канали 8 рухливого ротора 4 через різницю тиску на різних відстанях від центру обертання, а основна частина потоку рідини через циліндричний відвід 16 надходить у напірний патрубок 3.

Внаслідок гальмування рідини об внутрішні поверхні корпусу 1 та лопатки 14, які розташовані в усмоктувальній периферійній частині 15 корпусу 1, зміни відстані між торцевими поверхнями лопатей 12 рухливого ротора 4, що обертаються, і торцевими поверхнями лопатей 12 (прохідного перетину) відбуваються періодичні високочастотні коливання витрат і тиску в рухливому роторі 4, що викликає місцеві

гідравлічні удари та явище кавітації, які руйнують жирові кульки. Таким чином, при проходженні через відцентровий насос-гомогенізатор потік молока постійно обробляється.

Широкого застосування набув пристрій для створення штучної кавітації в рідких середовищах з метою використання кавітаційних ефектів для інтенсифікації різних фізико-хімічних процесів [46]. Апарат містить корпус, що утворює робочу камеру, в якій встановлені статор і на приводному валу ротор. Статор і ротор складаються з дисків. Перший від входу диск ротора забезпечений радіальними лопатками, що розташовані під кутом до його площини. Другий диск ротора, розміщений між дисками статора, забезпечений радіальними лопатками, передня частина яких виконана у вигляді клину, а задня – у вигляді паралелепіпеда з радіальними проточками на його бічних гранях. Диски статора мають прорізи. У прорізах другого диска статора встановлений kern трикутного перетину. Апарат дозволяє підвищити ефективність і продуктивність активації фізико-хімічних процесів, а також використовується для знезараження стічних і фекальних вод, дезактивації рідких радіоактивних відходів та отримання теплової енергії.

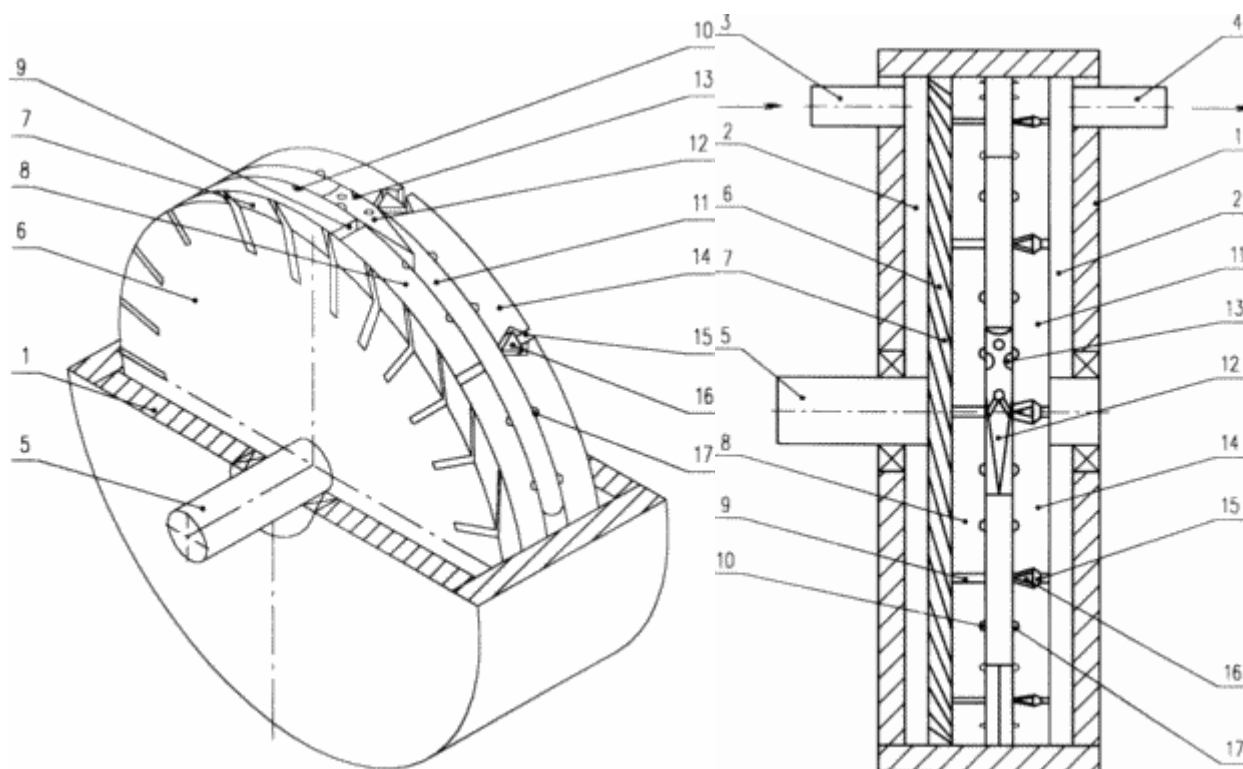


Рисунок 1.10 - Роторно-кавітаційний апарат

Цей роторний кавітаційний апарат (рис. 1.10) складається з корпусу 1, що утворює робочу камеру 2 з вхідним 3 і вихідним 4 отворами, приводного вала 5, першого диска ротора 6 з радіальними лопатками 7, першого диска статора 8 з прорізами 9 і проточки 10, другого диска ротора 11 з радіальними ріжучими лопатками 12 і проточки 13, другого диска статора 14 з прорізами 15, керна 16 і проточки 17.

Пристрій працює таким чином. При обертанні ротора 1 перший диск 6 з лопатками 7, що є нагнітальним колесом осьового насоса, подає робочу рідину в об'єм робочої камери, обмежений статорними дисками 8, 14. Перший диск 8 статора, що є напрямним диском осьового насоса, запобігає закручуванню робочої рідини відносно осі симетрії пристрою, що виключає зменшення відносної швидкості ріжучих лопатей ротора і набігаючої на них рідини. Другий диск 11 ротора, що обертається між статорними дисками 8, 14, своїми ріжучими лопатками 12 розсікає набігаючий потік рідини. За рахунок дії відомого в механіці ефекту клина розривні напруги, що виникають у середовищі при обертанні ротора, значно перевищують межу міцності рідини, тому на ріжучій кромці клина відбувається розрив суцільності рідини і на гранях клина утворюється велика кавітаційна каверна. Остання, взаємодіючи з радіальними проточками 10 і прорізами 15 в другому диску статора 14, дробиться на велику кількість дрібних кавітаційних бульбашок, які врешті-решт захоплюються в зазорі між плоскими гранями лопатей ротора 12 і статорних дисків 8, 14. Потужні кавітаційні ефекти, що виникають при захопленні, активують відповідні фізико-хімічні процеси в робочому середовищі.

Розглянемо роторно-імпульсний апарат (PIA), який є ефективним обладнанням для багатофакторного імпульсного впливу на гетерогенну рідину з метою отримання стабільних, високодисперсних емульсій і суспензій, інтенсифікації процесів розчинення і екстрагування речовин, зміни фізико-хімічних параметрів рідини, деструкції молекулярних сполук [1]. PIA використовуються для обробки таких систем як «рідина - рідина», «рідина - тверде тіло» і «газ - рідина» за рахунок широкого спектра факторів впливу таких як:

- механічна дія на частки гетерогенного середовища, що полягає в ударних та зрізаючих навантаженнях і контактах з робочими частинами РІА;
- гідродинамічний вплив, що виражається у великих зсувних напругах в рідині, розвинутої турбулентності, пульсаціях тиску і швидкості потоку рідини;
- гідроакустичний вплив на рідину, що здійснюється за рахунок дрібномасштабних пульсацій тиску, інтенсивної кавітації, ударних хвиль і нелінійних акустичних ефектів.

Стандартна схема РІА радіального типу показана на рис. 1.11. Принцип роботи апарата полягає в наступному. Рідина, що обробляється, подається під тиском або самопливом через вхідний патрубок 7 в порожнину ротора 1, проходить через канали ротора 2, канали статора 4, робочу камеру, утворену корпусом 5 і кришкою 6, і виходить з апарата через вихідний патрубок 8.

При обертанні ротора його канали періодично співпадають з каналами статора. Виходячи з каналів статора, рідина збирається в робочій камері й виходить через вихідний патрубок. У період часу, коли канали ротора перекриті стінкою статора, на поверхні ротора тиск збільшується, а при співпаданні каналу ротора з каналом статора тиск за короткий проміжок часу спадає, і в результаті цього в канал статора розповсюджується імпульс тиску. Швидкість потоку рідини в каналі статора – змінна величина. При розповсюдженні в каналі статора імпульсу надлишкового тиску, слідом за ним виникає короткочасний імпульс «від’ємного» тиску, так як поєднання каналів ротора і статора закінчилось, і подача рідини в канал статора відбувається тільки за рахунок «транзитної» течії з радіального зазору між ротором і статором. Рідина, яка входить в канал статора, прагне вийти з каналу, і інерційні сили створюють розтягуючі напруги в рідині, що спричиняє кавітацію. Кавітаційні бульбашки зростають при пониженні тиску до тиску насичених парів рідини, що обробляється, при даній температурі і захоплюються або пульсують при збільшенні тиску в каналі статора. Частина кавітаційних бульбашок виходить в робочу камеру.

Акустична кавітація являє собою ефективний засіб концентрації енергії звукової хвилі малої густини в високу густину енергії, пов’язану з пульсаціями і схлопуванням кавітаційних бульбашок. В фазі розрідження акустичної хвилі в

рідині виникає розрив у вигляді порожнини, яка заповнюється насиченим паром цієї рідини.

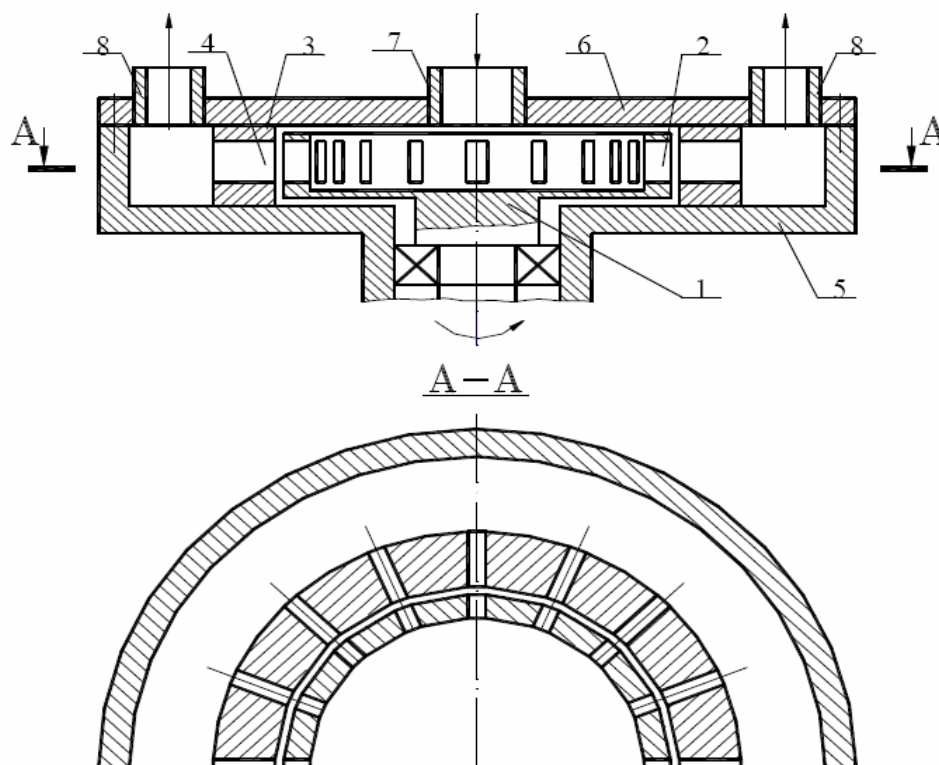


Рисунок 1.11 – Схема роторно-імпульсного апарата

В фазі стиску під дією підвищеного тиску і сил поверхневого натягу порожнина захоплюється, а пар конденсується на межі розділення фаз. Через стіни порожнини в неї дифундує розчинений в рідині газ, який потім піддається сильному адіабатичному стисканню. В момент схлопування тиск і температура газу досягають значної величини (за розрахунковими даними до 100 МПа і 1000 °С). Після схлопування порожнини в навколишній рідині розповсюджується сферична ударна хвиля, яка швидко затухає у просторі.

В зв'язку з тим, що швидкість потоку рідини в каналі статора велика і має флуктуації, потік має розвинену турбулентність. При обертанні ротора в зазорі між ротором і статором виникають великі зсувні напруження. Робочі поверхні ротора і статора впливають на рідке гетерогенне середовище за рахунок механічного контакту, що приводить до великих зусиль зрізу та зсуву.

1.3 Аналіз існуючих моделей робочого процесу

З усього різноманіття машин, конструктивно схожих із ГАГ, найбільш вивченими є роторні апарати, лопатеві мішалки та штирьові гідрогальма.

Модель робочого процесу в роторних апаратах

Роторні апарати [47] використовуються в хіміко-технологічних процесах в системах «рідина – рідина» або «рідина – тверде» при диспергуванні, розчиненні в фармацевтичній промисловості та харчовій галузі.

Конструктивно роторний апарат (рис. 1.12) являє собою два коаксіальних циліндри – нерухомий статор 3 та рухомий ротор 2 з радіальними каналами 4, 5 змінного поперечного перетину в бічних стінках. Робоче середовище подається через патрубок 1, надходить в порожнину агрегату, проходить через канали 4, 5 та виводиться через патрубок 6.

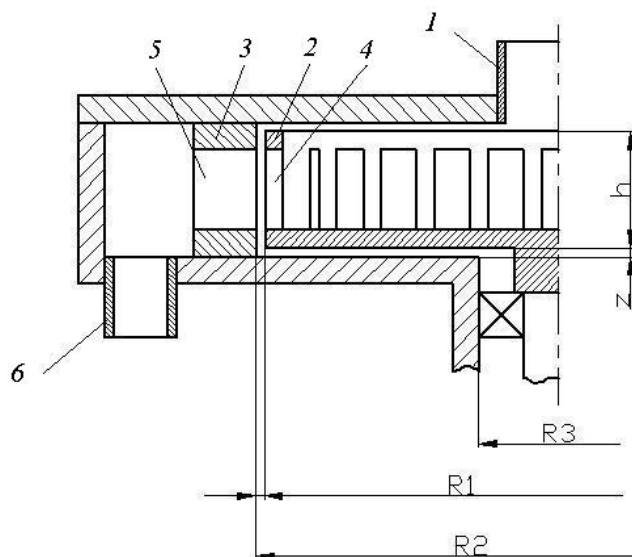


Рис1.12 – Роторний апарат

В [47] запропоноване наступне рівняння енергетичного балансу:

$$N = N_K + N_{T1} + N_{T2} + N_M, \quad (1.1)$$

де N_K - потужність, яка перетворюється в кінетичну енергію рідини, що знаходиться в роторі Вт;

N_{T1} - потужність, яка витрачається на тертя в радіальному зазорі Вт;

N_{T2} - потужність, яка витрачається на тертя в осьовому зазорі Вт;

N_M - потужність, яка витрачається на тертя у підшипниках, ущільненнях тощо Вт.

Для кожної складової запропоновані наступні підходи щодо їх визначення:

$$N_K = 0,5 \cdot \rho \cdot Q \cdot \omega^2 \cdot R_1^2, \quad (1.2)$$

де ρ - густина рідини, кг/м³;

Q - витрата робочого середовища через апарат м³/год;

ω - кутова швидкість ротора, с⁻¹;

R_1 - радіус ротора, м.

$$N_{T1} = \frac{2(\text{Re}+2)\pi h \mu \omega^2 R_1^2 R_2^{\text{Re}+2}}{R_2^{\text{Re}+2} - R_1^{\text{Re}+2}}, \quad (1.3)$$

де μ - динамічна в'язкість середовища, Па·с;

h - висота ротора, м;

R_2 - внутрішній діаметр статора, м.

$$N_{T2} = 0,308 \cdot \pi \cdot \omega^{3/2} \cdot \nu^{1/2} \cdot \rho \cdot (R_1^4 - R_3^4), \quad (1.4)$$

де ν - кінематична в'язкість, м²/с;

R_3 - конструктивний радіус, м.

$$N_M = (0,05 \div 0,07)(N_K + N_{T1} + N_{T2}). \quad (1.5)$$

Однією з визначальних складових потужності є частина, яка перетворюється в кінетичну енергію. Залежність (1.2) містить величину витрати, яка на етапі розробки та прогнозування характеристики є невідомою. Крім того, вона не враховує конструктивних особливостей роторної та статорної частин.

Враховуючи конструктивну відмінність ГАГ та роторного апарата,

використання запропонованого підходу для визначення енерговитрат в теплогенеруючих агрегатах не дає адекватних результатів.

Методики [48; 49] також не дозволяють з необхідною точністю прогнозувати енергетичну характеристику ТГА.

Модель робочого процесу лопатевої мішалки

Враховуючи значну кількість експериментального матеріалу, що стосується роботи лопатевих мішалок [50], при проектуванні нових пристроїв, як правило, використовують модельний перерахунок з існуючих аналогів. Перерахунок проводять по критеріям подібності:

а) Ейлера

$$Eu_M = \frac{N}{\rho n^3 d^5} = K_N, \quad (1.6)$$

який представляє відношення сил тиску до динамічного тиску та відображає рівень потужності N , що споживається, в залежності від густини робочого середовища ρ , частоти обертання n , та діаметра мішалки d .

б) Рейнольдса

$$Re_M = \frac{nd \cdot d\rho}{\mu} = \frac{nd^2 \rho}{\mu}, \quad (1.7)$$

який представляє відношення сил інерції до сил в'язкості та, крім частоти обертання, діаметра мішалки та частоти обертання, також враховує вплив в'язкості середовища μ .

Графіки залежності K_N від Re_M для основних типів нормалізованих пристроїв, що перемішують середовище, будуються на підставі значної кількості експериментальних даних і дозволяють виконувати перерахунок з моделі-аналогу.

Використання такого підходу для прогнозування робочих характеристик ГАГ ускладнено тим, що немає достатнього обсягу експериментальних характеристик машин, що досліджуються. Крім того, наведені критеріальні залежності не враховують деяких важливих особливостей, зокрема:

- впливу кількості, ширини та довжини ступеня робочого колеса та статора;

- залежності потужності від величини витрати рідини, яка прокачується робочим колесом;
- наявності та впливу твердих включень, що подрібнюються, на енергетичну характеристику ГАГ.

Модель робочого процесу штирьового гідрогальма

Для розрахунку штирьового гідрогальма [51], як і для лопатевого використовуючи теореми теорії розмірностей стає можливим записати співвідношення:

$$M = \lambda \rho D^5 n^2, \quad (1.8)$$

де M – момент опору гідрогальма;

λ – коефіцієнт пропорційності (моменту);

ρ – густина робочої рідини;

D – характерний розмір гідрогальма (звичайно максимальний розмір робочого колеса);

n – число обертів гідрогальма.

Однак обробка експериментальних матеріалів вказує на те, що для штирьового гідрогальма величина D^5 може бути замінена добутком $S \cdot r_{\text{цт}}$, де S – статичний момент проекції штиря на площину, що проходить через ось гідрогальма і штиря відносно осі гідрогальма.

Величина S може бути винайдена з наступного рівняння:

$$S = L \cdot b \cdot r_{\text{цт}}, \quad (1.9)$$

де L – довжина заглибленої частини штиря;

b – його ширина;

$r_{\text{цт}}$ – радіус, на якому знаходиться центр мас штиря;

Підставляючи це рівняння до формули (1.8), отримуємо

$$M = k \cdot L \cdot b \cdot r_{\text{цт}}^3 \cdot n^2, \quad (1.10)$$

де k – постійна величина, яка залежить від типу рідини.

З формули (1.10) виходить, що момент на валу гідрогальма залежить від довжини штиря L , його ширини b і середнього радіуса $r_{\text{цт}}$. Тому для створення необхідної величини тормозного моменту слід варіювати їх значеннями. Але практика вказує, що мають місце найбільш доцільні діапазони параметрів та їх співвідношення.

Так величина L не може бути занадто малою в порівнянні з $r_{\text{цт}}$, так як при малому значенні L виникають труднощі з регулюванням моменту – заповненням робочої порожнини. Та навпаки, при відносно довгому штирі стає більш вірогідним виникнення резонансних коливань штирів, так як їх власна частота коливань помітно зменшується з ростом L і може співпадати з частотою збурювання.

Тому практика встановила, що довжина стрижня обмежена як в сторону збільшення, так і в сторону зменшення, та оптимальний розмір складає

$$L = (0,1 \div 0,12) \cdot D_{\text{бар}}, \quad (1.11)$$

де $D_{\text{бар}}$ – діаметр барабана, який визначається співвідношенням $D_{\text{бар}} = 2r_{\text{цт}}$.

Ширина b штиря не повинна бути занадто малою, так як в цьому випадку знижується його міцність та жорсткість. З іншої сторони, вона не повинна бути занадто широкою тому що є межа, за якою збільшення ширини не призводить до збільшення тормозного моменту.

На рис.1.13 представлена гіпотетична схема руху потоку рідини в міжштирьовому просторі. Схема показує, що штирі ротора працюють як лопатка лопатевого насоса.

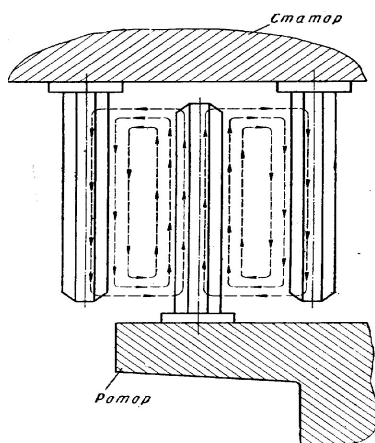


Рисунок 1.13 – Припустима схема потоку в просторі між штирями

В роботі [51] встановлено, що в розрахунку першого наближення потужність, яка припадає на один штирвовий вінець, може бути знайдена за формулою:

$$N_i = 0,87 \cdot 10^{-4} \cdot r_{um}^{4,9} \cdot n^{2,9}, \quad (1.12)$$

де $0,87 \cdot 10^{-4}$ - емпіричний коефіцієнт при $L = 0,2 \cdot r_{um}$ та $b = 0,05 \cdot r_{um}$, показники ступеня при r та n також скориговані на основі опитних експериментів.

При розрахунках другого наближення розрахункової потужності необхідно використовувати формулу

$$N = 17,4 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot i \cdot r_{um}^{3,9} \cdot n^{2,9} \cdot \frac{1}{k}, \quad (1.13)$$

де $k = 1 \div 0,75$ – коефіцієнт пропорційності між величиною шагу штирів t та їх довжиною L ; $t = k \cdot L$

1.4 Актуальність дослідження робочого процесу і розробки методики проектування багатофункціонального ГАГ

Проведений інформаційно-аналітичний огляд дає підстави зробити наступні висновки:

- виконаний огляд можливих областей застосування ГАГ дає підстави вважати за необхідне створення нового класу машин;
- з огляду можливих областей використання ГАГ доцільним є об'єднання декількох процесів, що протікають в агрегаті: подрібнення твердих включень у водному середовищі, перемішування, нагрівання, перекачування робочої рідини (фактор багатофункціональності);
- існуючі моделі робочого процесу машин, конструктивно схожих із ГАГ (роторні апарати, механічні мішалки, гідрогальма), не дають можливості в повній мірі оцінити вплив визначальних факторів на енергетичну характеристику технічного об'єкта дослідження та на рівень дисперсності вихідного продукту,

дослідити особливості роботи ГАГ та запропонувати достовірну методику розрахунку гомогенізатора.

Таким чином, створення ГАГ, дослідження його робочого процесу і розробка методики розрахунку є актуальними і важливими науковими задачами, які націлені на вирішення нагальних задач галузей народного господарства.

1.5 Постановка задачі дослідження

Істотна відмінність конструкції та функціональності роторно-динамічного агрегату-гомогенізатора, що досліджується, робить неможливим застосування методик розрахунку машин-аналогів через їх значні похибки. Тому при створенні ГАГ для різноманітних галузей промисловості потрібне ґрунтовне дослідження робочого процесу такого агрегату.

Початковим етапом цієї наукової роботи є аналіз існуючих методик розрахунку машин, що конструктивно схожі з ГАГ, які дозволяють прогнозувати енергетичну характеристику машини при роботі на тих чи інших робочих середовищах. Крім цього, не менш актуальним питанням є аналіз областей використання ГАГ з метою визначення найбільш важливих функціональних особливостей та умов роботи агрегату. Враховуючи те, що машини-аналоги мають деякі конструктивні відмінності або в них відсутні окремі процеси, що характерні для ГАГ, то неможливість використання існуючих методик для оцінки з необхідною точністю енергетичної характеристики машини, що досліджується, є зрозумілою.

Метою роботи є дослідження робочого процесу ГАГ на однофазному (рідина) або двофазному (рідина з твердими включеннями) робочих середовищах та створення методики розрахунку агрегату для забезпечення необхідних умов роботи.

Питання дослідження робочого процесу багатофункціонального ГАГ не може бути вирішене без розгляду та аналізу фізичної моделі течії робочої рідини в проточній частині агрегату.

Треба враховувати складність робочого процесу, яка пов'язана з великою кількістю ефектів, що одночасно відбуваються при роботі агрегату (механічна дія, пульсації тиску та швидкості, акустичні коливання та інші), а також можливість

виникнення нових ефектів при поєднанні вищеперерахованих.

Досягнення поставленої мети планується шляхом поетапного вирішення окремих задач:

- визначити особливості руху однофазного робочого середовища в елементах проточної частини ГАГ за допомогою числового моделювання;
- описати робочий процес з принципу суперпозиції, а саме з окремого розгляду та об'єднання таких процесів як дискове тертя, тертя в радіальних та осьових зазорах, лопатевої взаємодії ротора та статора;
- дослідити вплив окремих конструктивних та режимних факторів на енергетичну та напірну характеристики шляхом однофакторного експериментального дослідження;
- дослідити вплив взаємопов'язаних конструктивних параметрів шляхом проведення багатфакторного фізичного експерименту;
- вивчити особливості застосування законів теорії подібності для перерахування робочих характеристик ТГА;
- оцінити вплив окремих процесів (подрібнення, перемішування, перекачування) на загальний баланс енергії багатофункціонального ГАГ при роботі на середовищах в яких дисперсні включення мають твердість, меншу а ніж твердість робочих органів агрегату.

1.6 Вибір технічного об'єкту і методів проведення дослідження

При попередньому аналізі було виявлено значну складність робочого процесу, що значно звужує можливість математичного та числового моделювання робочого процесу. Таким чином було вирішено, що основним інструментом дослідження робочого процесу багатофункціонального ГАГ буде саме фізичне моделювання на дослідному стенді.

При виборі технічного об'єкта (рис. 1.14) увага була приділена конструкції, в рамках якої можливе варіювання конструктивними факторами (діаметр ступенів, їх кількість та ширина, кількість каналів та їх ширина).

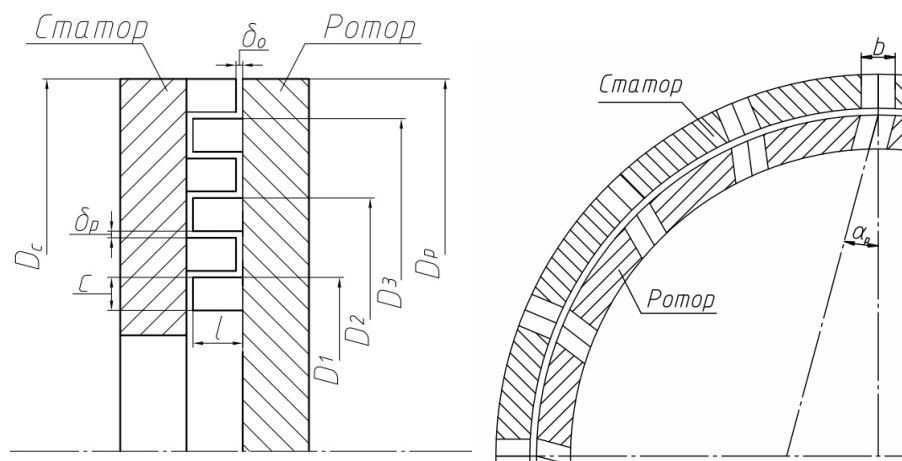


Рисунок 1.14 – Технічний об’єкт дослідження

Для дослідження технічного об’єкта була створена проточна частина таким чином, щоб на базі незмінних частин стенду (кронштейн, корпус з ущільненням, підвід) можливо було встановлювати робочі органи різної конфігурації з можливістю точного регулювання зазору між ними. Такий підхід дозволяє підвищити технологічність системи, зменшити капітальні затрати при випробуванні великої кількості робочих органів та скоротити час, необхідний для їх виготовлення та заміни.

На рис. 1.15 представлено креслення проточної частини стенду дослідження ГАГ, де 1 - уніфікований підвід, 5 - корпус агрегату з відводом та вузлом ущільнення, 6 - опорний кронштейн з ротором. Змінні робочі органи, статор 2 та ротор 3, являють собою технічний об’єкт дослідження. Змінюючи ширину втулки 4, можливо встановлювати необхідний зазор між ротором та статором.

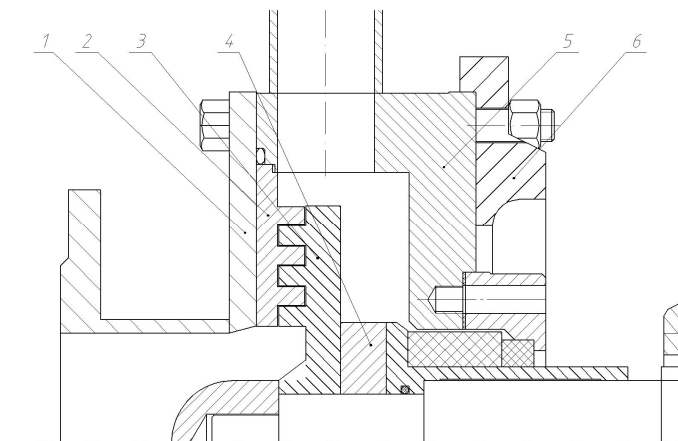


Рисунок 1.15 – Проточна частина багатofункціонального ГАГ

Робочі органи (роторний та статорний диски) представлені на рис. 1.16. При проведенні досліджень геометрія робочих органів була параметром варіювання, а саме досліджувався вплив діаметра розташування ступенів, їх кількості та ширини, кількості каналів та ширини каналів.

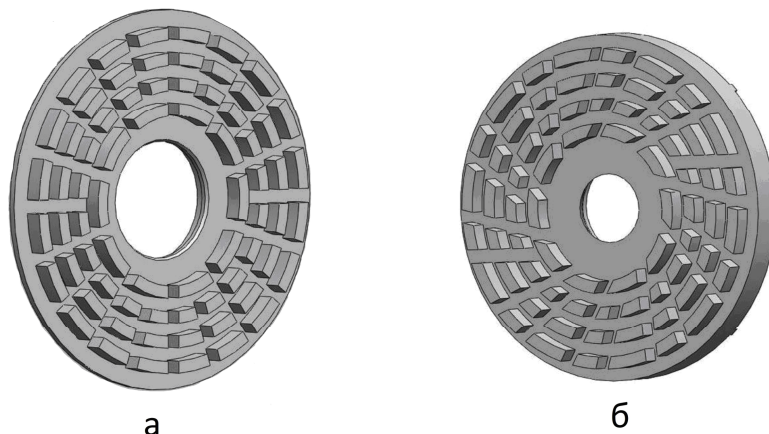


Рисунок 1.16 – Робочі органи багатофункціонального ГАГ
а – статорний диск, б – роторний диск (робоче колесо)

Основною особливістю робочих органів ГАГ є нахил каналу роторного диску відносно каналів статорного диску, що робить неможливим прямоток рідини з входу в агрегат до напірної камери при будь-якому кутовому положенні ротора, що в свою чергу унеможливорює потрапляння негомogenізованих часток до готового продукту.

У зв'язку зі складністю та різноманітністю аського комплексу багатofакторного впливу на середовище, що обробляється, в проточній частині має місце досить складна картина течії. Як вказується в роботі [52], в проточній частині роторно-статорного гомогенізатора має місце просторова імпульсна течія (рис. 1.17), де в кожній точці постійно змінюються швидкості та напрямки руху рідини, відбувається коливання швидкості та тиску.

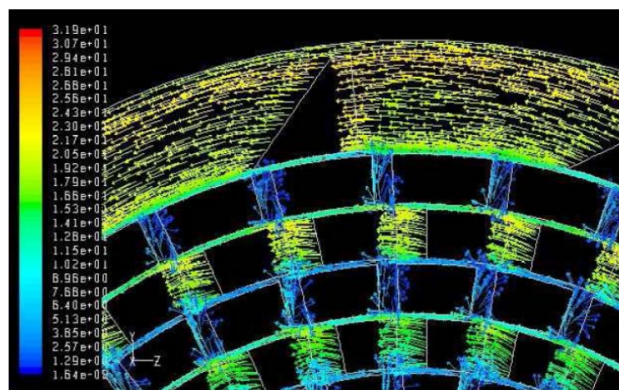


Рисунок 1.17 – Вектори швидкості в проточній частині гомогенізатора

Все це вказує на те, що аналітичне дослідження характеристик ГАГ навіть на однофазному середовищі є складною задачею, вирішення якої лише частково входить в план цієї дисертаційної роботи. Тому для вирішення поставлених задач було прийнято рішення проводити дослідження наступним чином:

1) Провести попередній експеримент, що дозволить визначити основні параметри проточної частини, які в найбільшій мірі впливають на робочий процес машини. Беручи до уваги отримані результати та класичні методи теорії турбомашин, провести планування експериментального дослідження.

2) Провести ґрунтовні експериментальні дослідження впливу обраних параметрів на енергетичні характеристики машини.

3) Враховуючи складність робочого процесу ГАГ, теоретичне дослідження шляхом розв'язання фундаментальних рівнянь гідромеханіки (рівнянь Нав'є-Стокса, Рейнольдса) без певних припущень виявляється неможливим. Тому з метою найбільш повного дослідження процесів, що відбуваються при роботі машини, було прийнято рішення проводити числове розв'язання основних рівнянь гідромеханіки за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Такий підхід дозволяє з незначними припущеннями для чітко визначеної конструкції агрегату отримати як поля швидкостей та тисків, так і інтегральні характеристики (момент опору на робочому колесі, витрату рідини, що прокачується через проточну частину машини). Все це дозволило отримати найбільш точну модель течії в проточній частині ГАГ та створити методику розрахунку агрегату на задані параметри.

4) Забезпечити перевірку адекватності чиселового дослідження робочого процесу ГАГ шляхом співставлення з інтегральними характеристиками експериментальних досліджень.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЬ ТЕЧІЙ РІДИНИ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ АГРЕГАТУ

2.1 Аналітична картина течії

Проаналізувавши принципи дії машин-аналогів, їх моделі [53–58] та картини течій [59–65], попередньо була розроблена принципова аналітична картина течії в багатофункціональному гідродинамічному агрегаті-гомогенізаторі. На рис. 1.15 та рис. 1.16 представлені дослідна проточна частина та робочі органи. На рис. 2.1 наведено переріз проточної частини в зборі. З рисунка бачимо, що при нахиленні каналу ротора відносно каналу статора в будь-який момент обертання ротора відкриття прямогоку з входу до напірної камери неможливе.

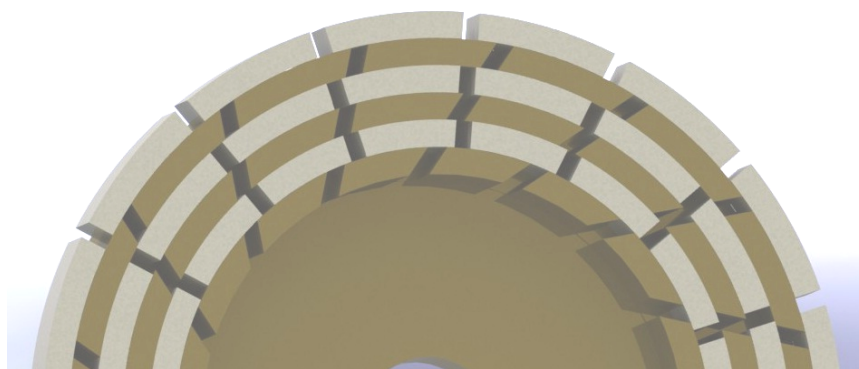


Рисунок 2.1 – Переріз проточної частини в зборі

На рис. 2.2 наведена розроблена аналітична картина течії на прикладі одного ступеня агрегату (пари ротор-статор). Ми бачимо, що в радіальному (робочому) зазорі між ротором та статором має місце високий градієнт швидкості, який в свою чергу створює значні зусилля зсуву між шарами рідини в об'ємі зазору. Наявність таких зусиль є одним з ключових факторів обробки гідросуміши (перемішування, гомогенізації, подрібнення) при проходженні через агрегат. Але з іншого боку наявність високоградієнтних течій в малому зазорі представляє собою складну задачу для розрахунку.

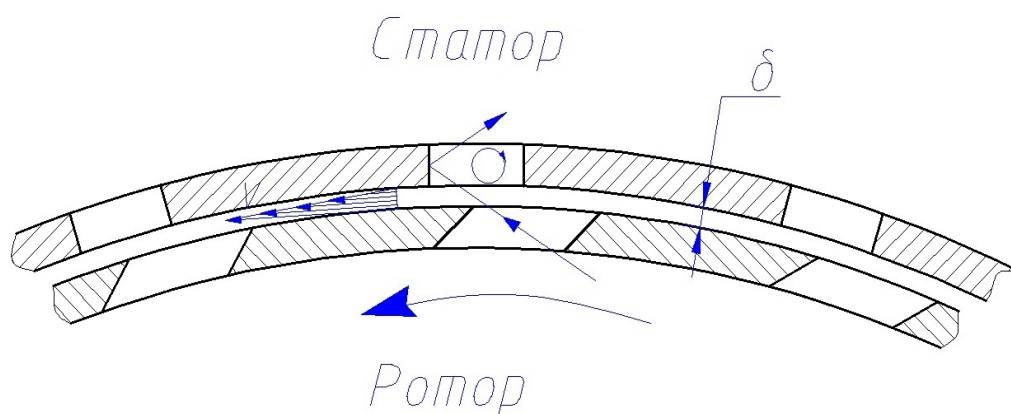


Рисунок 2.2 – Аналітична картина течії в парі ротор-статор

Другою складовою течії є рух по каналах, що періодично відкриваються. При закритому каналі ротора рідина обертається з кутовою швидкістю ротора. В момент відкриття каналу з'являється радіальна течія, яка за час проходження каналів ротора відносно статора змінює як напрям руху, так і величину. Епюри швидкості в каналах постійно змінюються в залежності від кутового положення ротора.

Взаємодія об'єму рідини в каналах ротора та статора супроводжується утворенням в каналах локальних вихрових структур. Наявність таких структур є ключовим фактором, який сприяє перемішуванню гідросуміші в агрегаті.

На рис. 2.3 відображена аналітична схема руху рідини в осьовому та радіальному зазорах. Такий рух рідини сформований дією відцентрових сил.

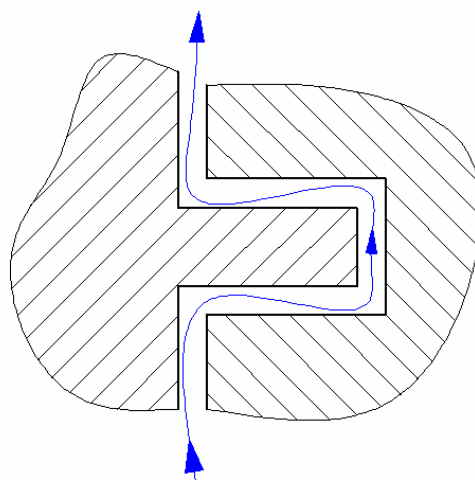


Рисунок 2.3 – Зигзагоподібна течія в радіальному та осьовому зазорах між ротором та статором

2.2 Числове моделювання робочого процесу ГАГ

Для підтвердження аналітичної картини течії в проточній частині ГАГ було прийнято рішення провести числове моделювання картин течії на конструктивно спрощеній моделі проточної частини ГАГ. Модель представляла собою статорний ступінь з обох сторін якого були розташовані роторні ступені.

У якості інструменту було обрано розрахунковий комплекс ANSYS CFX, в основу якого закладено метод вирішення фундаментальних законів гідродинаміки. Розрахунок проводиться шляхом числового розв'язання системи рівнянь Навь'є-Стокса та рівняння нерозривності потоку.

Розрахунок течії проводився в стаціонарній постановці. У якості робочого середовища була обрана вода при нормальних умовах, яка вважалась нестисливою, режим течії – турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалася k-ε модель турбулентності, адекватність використання якої для аналогічних агрегатів підтверджена в роботах [66; 67].

При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнювалася двома диференціальними рівняннями, що описують перенос відповідно кінетичної енергії турбулентності k та швидкості дисипації ε.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j \varepsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon),$$

де $P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$ - член, що виражає генерацію енергії k.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметри ε та μ_t визначаються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2}, \quad \mu_t = \rho \cdot C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Для проведення числового дослідження за допомогою ПП SolidWorks2007 були створені тривимірні твердотільні моделі рідини в проточній частині ГАГ (рис. 2.4)

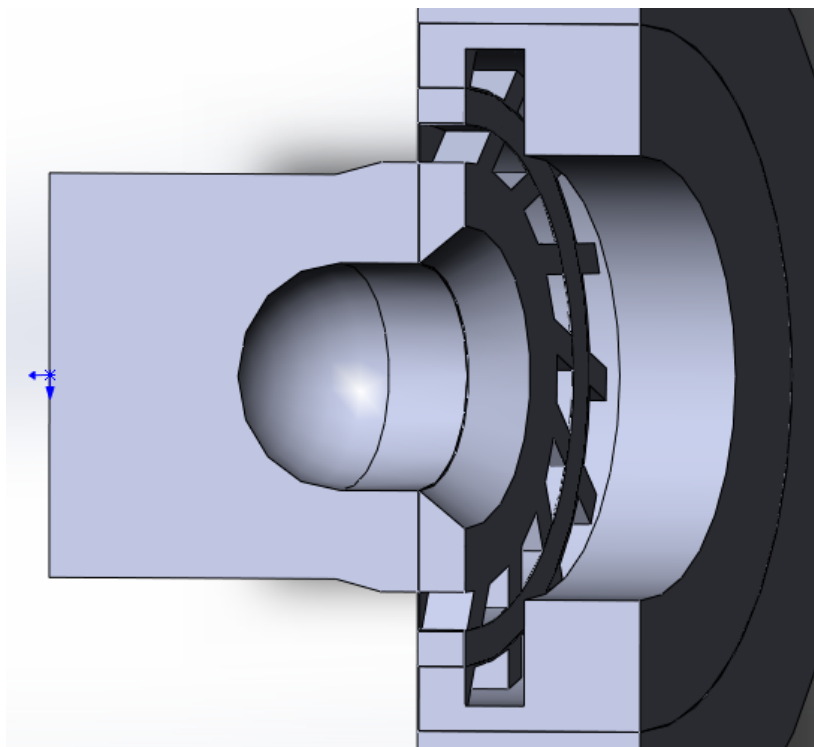


Рисунок 2.4 – Тривимірна модель розрахункового елемента

Наступним етапом було створення розрахункової сітки. На рис. 2.5 представлено загальну розрахункову сітку та збільшений сегмент в зоні робочого зазору. При створенні сітки були використані рекомендації по моделюванню роторно-статорних гомогенізаторів, описаних в роботі [63] та рекомендації до програмного продукту [68]. Особлива увага була приділена структуруванню сітки, а саме збільшенню кількості елементів в пристінковій області та зоні робочого зазору. Враховуючи великі значення чисел Рейнольдса в проточній частині агрегату, кількість розрахункових елементів сітки значно впливає на адекватність отриманих результатів.

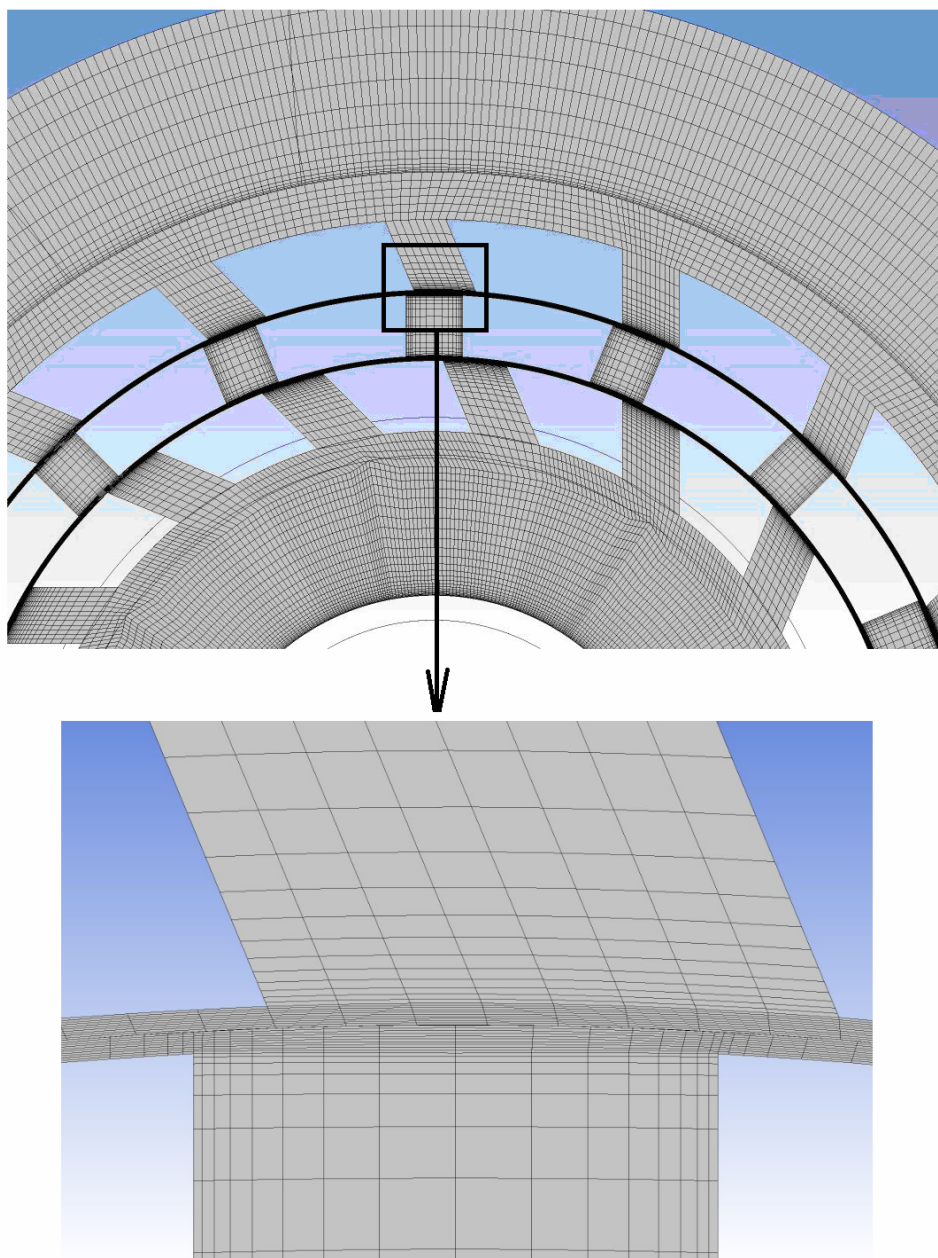


Рисунок 2.5 – Розрахункова сітка

Наступним етапом було отримання картин течії в проточній частині. Найбільший інтерес має розподіл полів швидкості та лінії току, полів тиску та полів дисипації кінетичної енергії.

Враховуючи, що вирішення задачі проводилося в стаціонарній постановці, розрахунок проводився в п'яти кутових положеннях каналів ротора відносно каналів статора. За базове положення було прийнято положення, відображене на рис. 2.5. Зміщення кутового положення ротора проводилось на 3 ,8 та 15 градусів проти годинникової стрілки та на 3 градуси за годинниковою стрілкою.

На рис. 2.6 та у додатку В представлені усереднені поля швидкості, поверх яких накладені лінії току. Ми бачимо, що усереднена швидкість зростає в радіальному напрямку. Особливий інтерес представляють лінії току, де ми бачимо формування вихрових структур. Їх інтенсивність зростає по ходу закриття каналу. Також виразно видно наявність течії в міжступеновому зазорі.

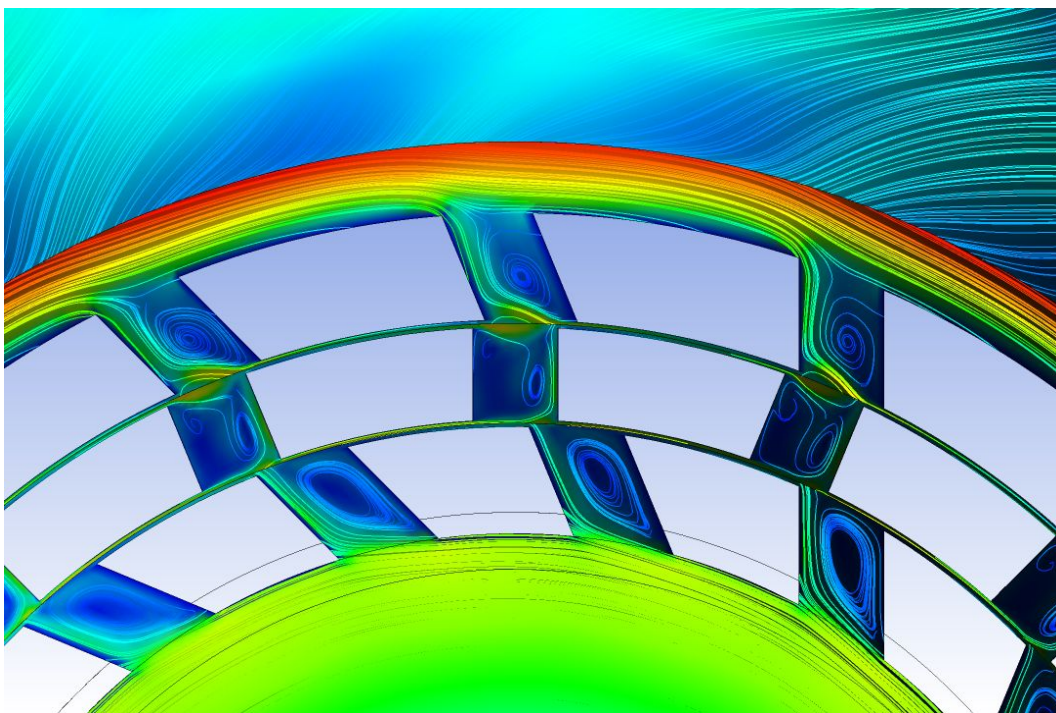


Рисунок 2.6 – Поля швидкості та лінії току при нульовому положенні ротора

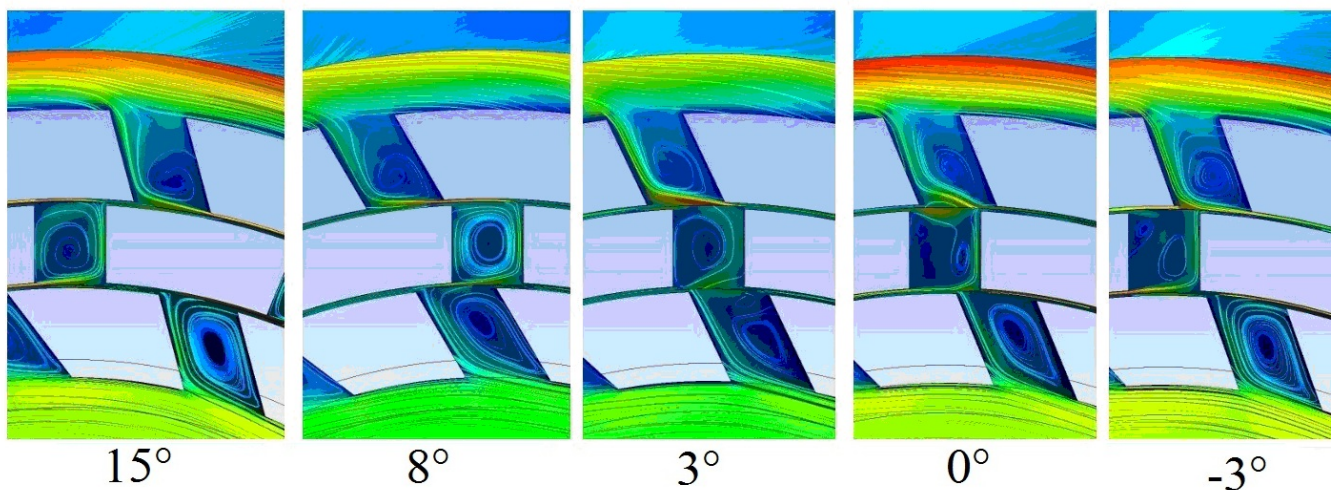


Рисунок 2.7 – Поля швидкості та лінії току

Аналізуючи рис. 2.7, можна зробити ряд важливих висновків, а саме:

- вихрові структури утворюються як в каналах ротора, так і в каналах статора;

- інтенсивність циркуляції вихору збільшується по мірі закриття каналу;
- перетоки рідини по циліндричному робочому зазору сприяють закрутці потоку в каналах статора в той час, як вони не мають сполучення з каналами ротора.

На протязі часу, коли канал ротору закритий, швидкість потоку в ньому збільшується, а в момент відкриття рідина прямує до порожнини статора та формує локальний гідроудар о протилежну стінку статора.

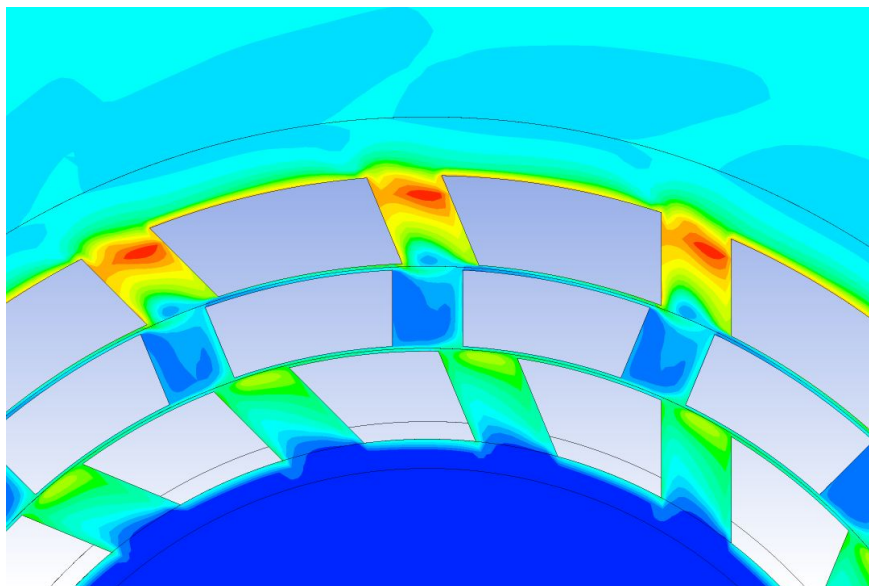


Рисунок 2.8 – Поля повного тиску при нульовому положенні ротора

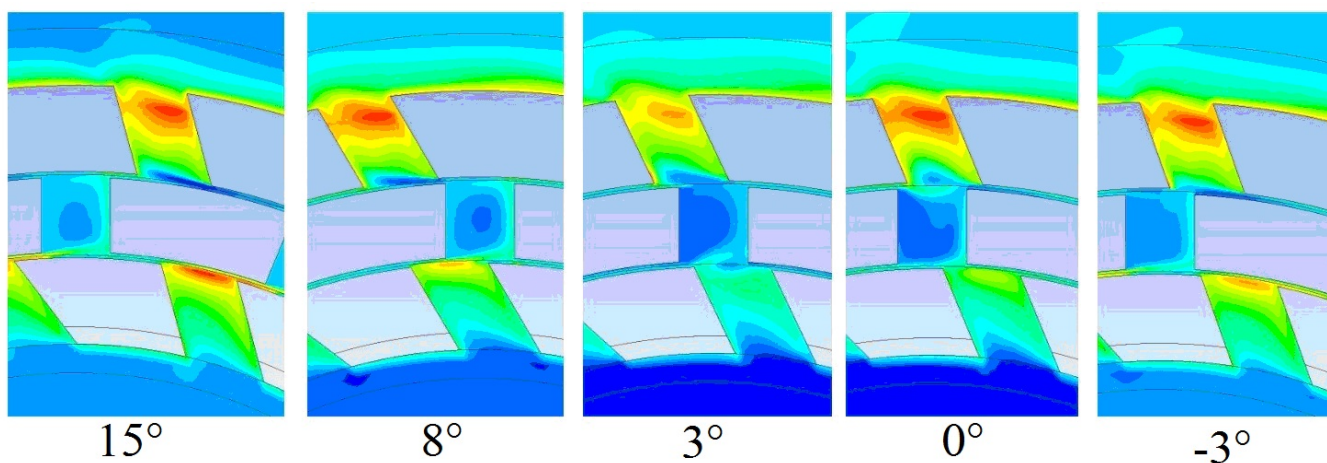


Рисунок 2.9 – Поля тиску

На рис. 2.8, рис. 2.9 та у додатку В наведено поля розподілу тиску при різних положеннях каналу ротора відносно каналу статора. З рисунку видно, що тиск

збільшується у відцентровому напрямку. Аналізуючи поля розподілу тиску в каналах ротора першого ступеня, ми бачимо, що починаючи з положення 3° спостерігається зростання тиску в каналі, в положеннях 0° , -3° , та 15° виразно видно зону зростання тиску. При відкритті каналу (положення 3°) ми бачимо спадання тиску.

Порівнюючи відповідні картини тиску та швидкостей, ми бачимо, що в центрі вихору відбувається зниження тиску.

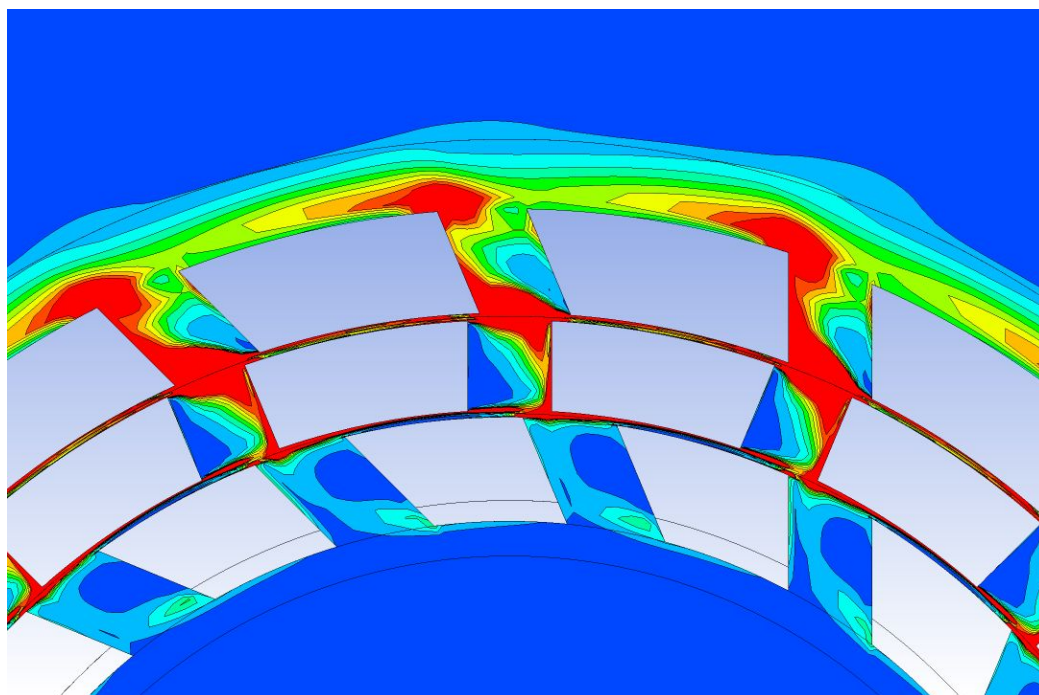


Рисунок 2.10 – Контури дисипації кінетичної енергії при нульовому положенні ротора

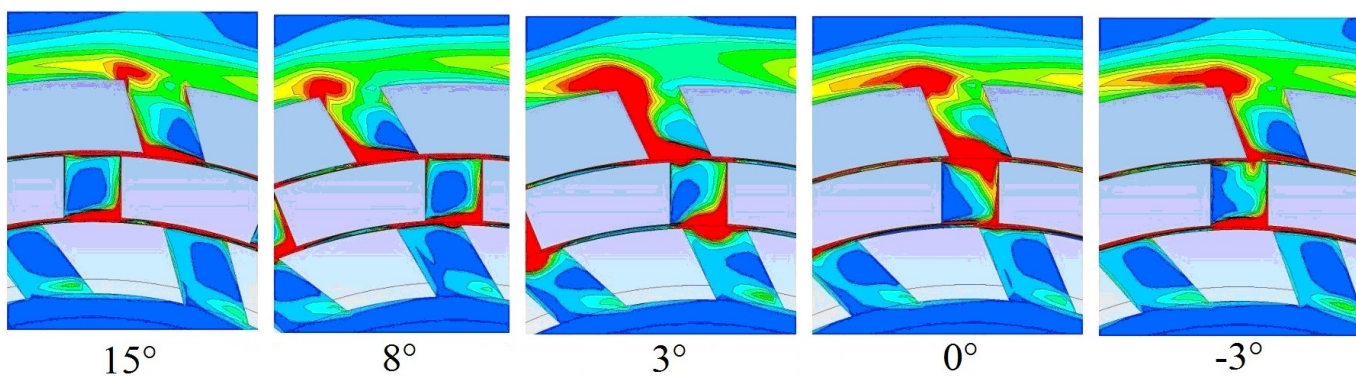


Рисунок 2.11 - Контури дисипації кінетичної енергії

Однією з важливих особливостей k - ϵ моделі турбулентності є можливість дослідження полів дисипації кінетичної енергії. Аналіз дисипації енергії в проточній частині агрегатів, що використовуються для перемішування та гомогенізації, має дуже велике значення, тому що для цього класу машин рівень дисипації напряму пов'язаний з ефективністю агрегату.

На рис. 2.10 та у додатку В наведено поля та контури дисипації кінетичної енергії при нульовому положенні ротора відносно статора, а на рис 2.11 наведено в порівнянні зміни для різних кутових зміщень.

Аналізуючи отримані картини, можна зробити ряд важливих висновків:

- незалежно від кутового положення ротора в циліндричному робочому зазорі відбувається значна дисипація енергії;
- в проміжних статорних ступенях, основні дисипативні втрати сконцентровані біля стінки каналу по напрямку обертання ротора; при накладанні на поля дисипації поля швидкості ми бачимо, що в цій області потік з максимальною швидкістю взаємодіє з нерухомою пластиною;
- наявність значної зони дисипації енергії на кромці вихідного роторного ступеня обумовлена взаємодією ротора з рідиною в кільцевій камері, яка має значно меншу кутову швидкість; замикання проточної частини статорним елементом може значно знизити втрати енергії.

Проведення числового моделювання дозволило повністю підвередити аналітичну картину течії, зробити важливі висновки щодо робочого процесу ГАГ.

Наявність течії в робочому зазорі підтверджує значну відмінність робочого процесу ГАГ від робочого процесу РПА та подібних машин, в яких така течія відсутня.

2.3 Розрахункова схема

Враховуючі складність картини течії в проточній частині гідродинамічного агрегату-гомогенізатора, було прийнято рішення за допомогою принципу суперпозиції розбити загальну взаємодію системи «ротор-рідина-статор» на ряд відносно простих та вже частково досліджених явищ, а саме (рис. 2.12):

- 1) тертя на тильній стороні диска ротора;
- 2) тертя в осьовому зазорі між ротором та статором;
- 3) тертя в циліндричному радіальному зазорі між ротором та статором;
- 4) взаємодію лопатевих решіток ротора та статора (рис. 2.13).

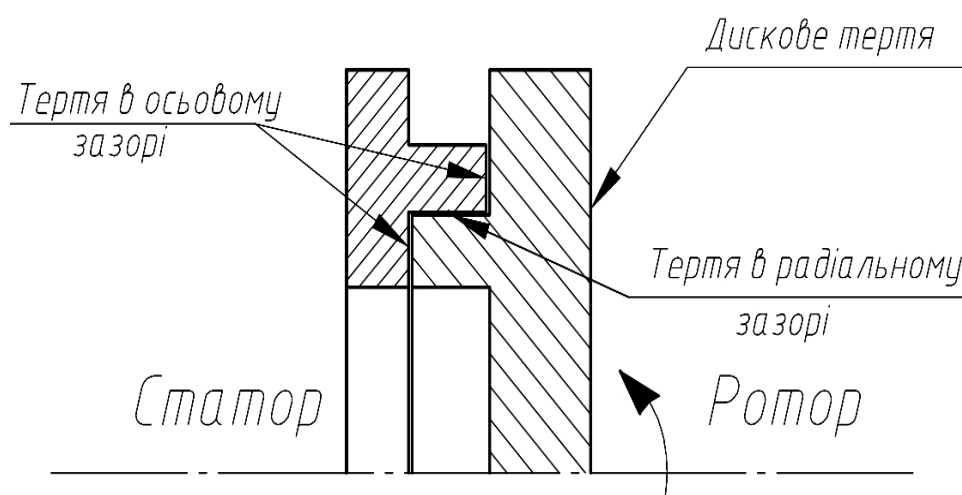


Рисунок 2.12 – Схема взаємодії роторного та статорного дисків з рідиною

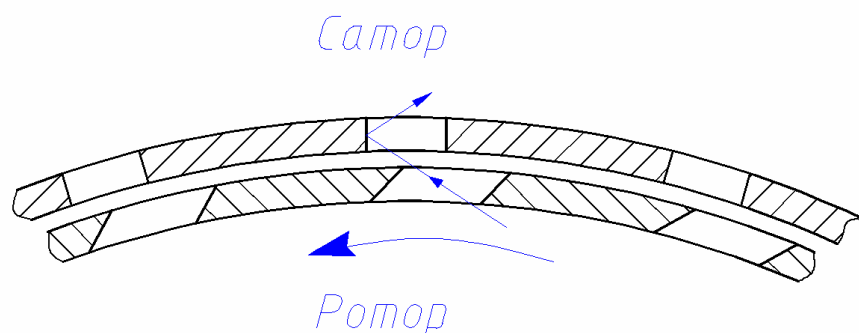


Рисунок 2.13 – Схема взаємодії лопатевих решіток ротора та статора

Таким чином, загальна споживана потужність буде складатись з суми окремих

складових, а саме:

$$N = N_{\partial.m.} + N_{ц.щ.} + N_{р.щ.} + N_{л}, \quad (2.1)$$

де $N_{\partial.m.}$ – потужність, що витрачається на дискове тертя тильної сторони робочого колеса;

$N_{ц.щ.}$ – потужність, що витрачається на тертя в циліндричній щілині (радіальному зазорі) з малим поперечним перерізом;

$N_{р.щ.}$ – потужність, що витрачається на тертя в радіальній щілині (осьовому зазорі);

$N_{л}$ – потужність лопатевої взаємодії ротора та статора.

Для знаходження першої складової, а саме тертя на тильній стороні робочого колеса, скористаємося відомими залежностями:

Елементарний момент тертя на кільцеву площадку диска запишемо у вигляді [69]:

$$dM = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \tau_{\varphi\partial} \cdot dr. \quad (2.2)$$

Визначив напруження тертя на поверхні диска, можна знайти втрати потужності на тертя [70]:

$$N_{\partial m} = C_{f.\partial} \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot R_n^5, \quad (2.3)$$

де $C_{f.\partial}$ – коефіцієнт дискового тертя;

R_n – зовнішній радіус диска.

Для опису взаємодії ротора та статора в циліндричній щілині був обраний ефект гідравлічного опору кільцевих дроселів, де одна з стінок жорстко зв'язана з ротором, а інша – зі статором.

Таким чином момент сил тертя в циліндричній щілині з малим поперечним

перерізом [71] можна записати у вигляді:

$$M = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot r^2 \cdot \tau_0. \quad (2.4)$$

Розрахункова схема представлена на рис. 2.14.

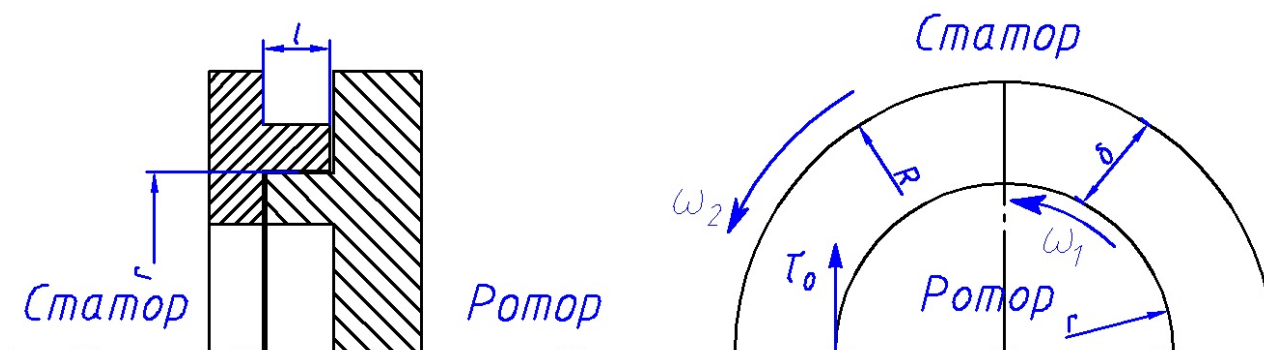


Рисунок 2.14 – Розрахункова схема для визначення втрат енергій в циліндричній щілині

Дотичне напруження в окружному напрямку поверхні внутрішнього циліндра можна представити у вигляді [72]:

$$\tau_0 = \frac{1}{8} \rho \cdot \lambda_0 \cdot u_c^2, \quad (2.5)$$

де λ_0 – коефіцієнт опору тертя окружної течії в кільцевому зазорі, який можна знайти за допомогою залежності

$$\lambda_0 = \bar{C} \cdot \text{Re}_0^{-\bar{n}}. \quad (2.6)$$

Згідно з [71] для ламінарної течії $\bar{C} = 16$, $\bar{n} = 1$; для турбулентної течії $\bar{C} = 0,0076$, $\bar{n} = 0,24$; для автомодельної області турбулентної течії $\bar{C} = 0,008$, $\bar{n} = 0$.

$$\text{Re}_0 = \frac{2 \cdot \rho \cdot \delta \cdot u_c}{\mu}, \quad (2.7)$$

де u_c – відносна швидкість поверхонь циліндрів; $u_c = r \cdot (\omega_1 - \omega_2)$, у нашому випадку зовнішній циліндр є нерухомим, тому залежність приймає вигляд $u_c = r \cdot \omega$

Таким чином момент можна записати у вигляді:

$$M = C_{f.u.} \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot r^4 \omega^2, \quad (2.8)$$

де C_f – коефіцієнт моменту тертя, знайти який можна за формулою $C_{f.u.} = 0,25 \cdot \lambda_c$,

$$\text{де } \lambda_c = \frac{\bar{C}}{\text{Re}^n}.$$

Помноживши рівняння (2.8) на кутову швидкість ротора, отримаємо залежність потужності, що витрачається на тертя в циліндричній щілині:

$$N_{u.y.} = C_{f.u.} \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot r^4 \omega^3. \quad (2.9)$$

Третьою складовою потужності агрегату є потужність, що витрачається на тертя в радіальній щілині між роторним та статорним дисками.

Розглянемо елементарний момент тертя кільцевої площадки шириною dl , що обертається з кутовою швидкістю ω (рис. 2.15). Згідно [69] елементарний момент:

$$dM = \tau_\varphi \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dl = \frac{\tau_\varphi \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{r_2 - r_1} r^2 dr, \quad (2.10)$$

де r_1 та r_2 – радіуси входу та виходу щілини. Окружну складову напруження тертя τ_φ , враховуючи, що середня окружна швидкість в зазорі дорівнює половині швидкості поверхні ротора, можна знайти за формулою:

$$\tau_{\varphi} = \frac{\rho \cdot \lambda_{\varphi} \cdot \omega^2 \cdot r^2}{32}, \quad (2.11)$$

де λ_{φ} – коефіцієнт, прийнятий постійним по довжині щілини, який дорівнює значенню в середньому перерізі $r = (r_1 + r_2)/2$.

З рівнянь (2.10) та (2.11) можна отримати формулу для визначення втрат потужності на тертя:

$$N = \int_{R_1}^{R_2} \omega dM = \frac{C_{f.p.}}{5} \rho \cdot \omega^3 l \frac{r_2^5 - r_1^5}{r_2 - r_1}, \quad (2.12)$$

де $C_{f.p.} = \frac{\pi}{16} \lambda_{\varphi}$.

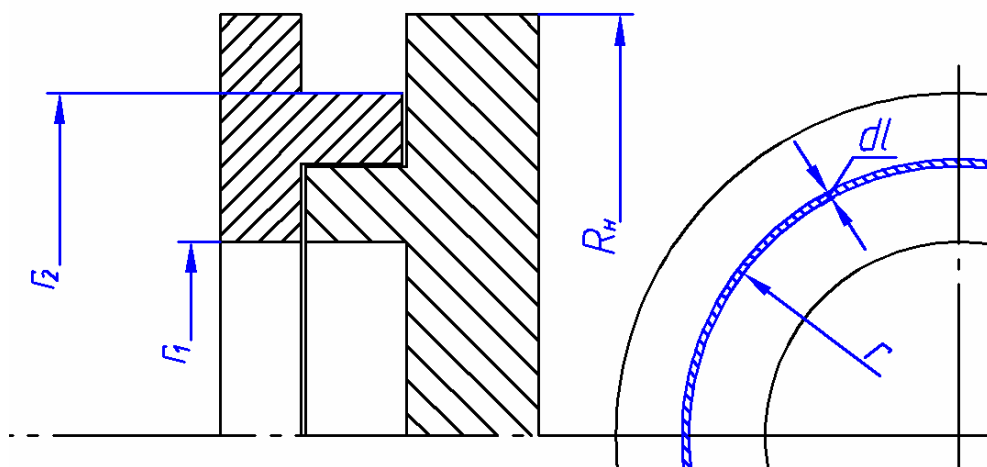


Рисунок 2.15 – Розрахункова схема тертя в радіальній щілині та дискового тертя на тильній стороні робочого колеса

Таким чином, для радіальної щілини формулу (2.12) можна представити у вигляді

$$N_{p.щ.} = \frac{C_{f.p.}}{5} \rho \cdot \omega^3 (r_2^5 - r_1^5). \quad (2.13)$$

Для знаходження останньої складової потужності, яка обумовлена лопатевою

взаємодією, розглянемо схему (рис. 2.16), яка базується на обертанні з постійною частотою плоскої лопаті в нерухомому середовищі.

Розглянемо пряму лопать шириною l , обмежену зовнішнім радіусом R_2 та внутрішнім радіусом R_1 , яка жорстко закріплена на диску робочого колеса, що обертається в рідині з постійною кутовою швидкістю ω навколо осі.

Гідродинамічну силу, яка діє на елементарну ділянку $dS = l \cdot dr$, визначимо як:

$$dF = 0.5 \cdot \rho \cdot \omega^2 r^2 \cdot l \cdot dr, \quad (2.14)$$

де ρ - густина рідини, кг/м^3 .

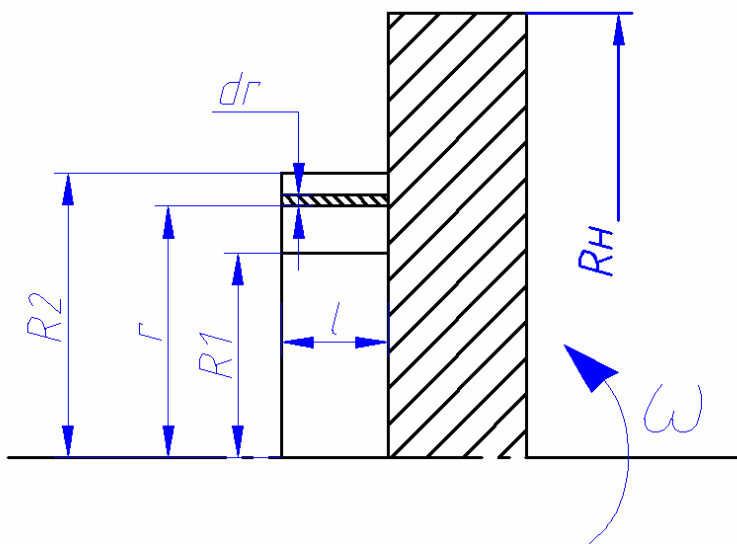


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема

Момент, який створюють гідродинамічні сили при обертанні плоскої лопаті:

$$M = 0.5 \rho \omega^2 l \int_{R_1}^{R_2} r^3 dr. \quad (2.15)$$

Потужність, яка необхідна для обертання плоскої лопаті в рідині з кутовою швидкістю ω :

$$N = M\omega \quad (2.16)$$

або

$$N = 0,5\rho\omega^3 l \int_{R_1}^{R_2} r^3 dr \quad (2.17)$$

та після інтегрування

$$N = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot l \cdot \frac{R_2^4 - R_1^4}{4}. \quad (2.18)$$

Потужність лопатевої взаємодії з урахуванням кількості лопатей z :

$$N_l = \frac{1}{8} \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot l \cdot (R_2^4 - R_1^4) \cdot z \quad (2.19)$$

Слід відзначити, що в дійсності величина N_l менше розрахункової. Це пов'язано з прийнятим припущенням – обертання лопаті в нерухомому середовищі. Аналізуючи розрахункову схему (рис. 2.17), можна зробити висновок, що в момент закриття каналу ротора стінкою ступеня статора рідина залишається в замкнутому об'ємі та рухається з кутовою швидкістю ротора, тобто в цей час N_l дорівнює нулю.

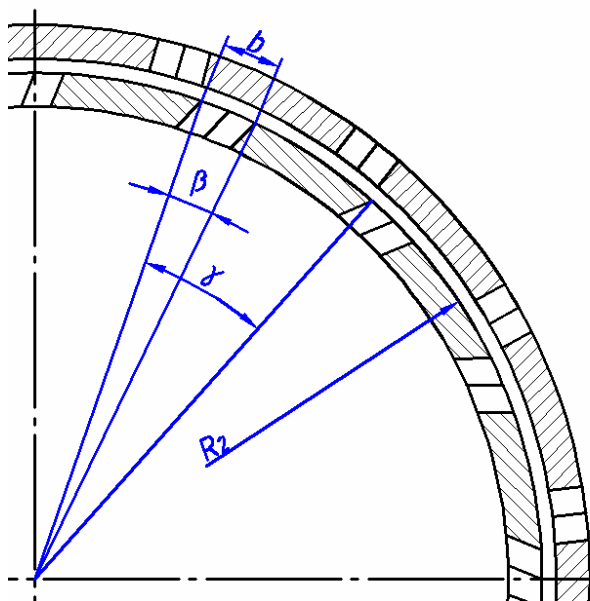


Рисунок 2.17 – Розрахункова схема взаємодії потоків ротора та статора.

На рис. 2.18 представлена еюра, яка відображає залежність величини N_L від кутового положення ротора відносно статора. Повний період обертання складає 360 градусів; кількість періодів взаємодії каналів ротора та статора, за умови рівності кількості каналів, дорівнює кількості каналів z . Період між взаємодіями можна знайти за формулою $\gamma = \frac{360^\circ}{z}$. Величина N_L набуває розрахункового значення, що отримане за формулою (2.19) в період $2\beta = \frac{2 \cdot b \cdot 360^\circ}{\pi \cdot r}$.

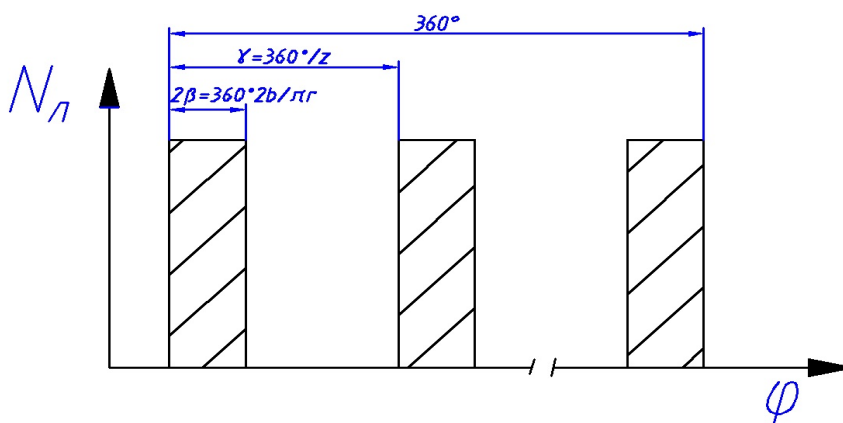


Рисунок 2.18 – Еюра взаємодії каналів

Таким чином, для уточнення величини N_L в загальному рівнянні (2.1) її необхідно доповнити коефіцієнтом нерівномірності взаємодії (2.20), який зменшує розрахункове значення та дозволяє зв'язати кількість каналів, їх ширину та радіус розташування:

$$k = \frac{4 \cdot b \cdot z}{\pi \cdot R_2} \quad (2.20)$$

Важливим є те, що в дійсності еюра взаємодії має більш складний характер, в ній є стадія пологого росту та спадання значення N_L , тому для задач аналітичного дослідження робочого процесу це питання потребує більш глибоких досліджень.

Таким чином, враховуючи всі складові, рівняння (2.1) приймає вигляд:

$$N = \rho \cdot \omega^3 \left(\cdot \frac{1}{8} l \cdot (R_2^4 - R_1^4) \cdot z \cdot k + C_{f.d.} \cdot R_H^5 + C_{f.u.} \cdot \pi \cdot l \cdot r^4 + \frac{C_{f.p.}}{5} \cdot (r_2^5 - r_1^5) \right) \quad (2.21)$$

2.4 Висновки

Цей розділ присвячено попередньому числовому та математичному моделюванню робочого процесу в простій частині багатофункціонального ГАГ. В результаті проведеної роботи можна зробити наступні висновки:

1. В результаті проведення числового моделювання робочого процесу були отримані поля швидкостей та лінії току, поля розподілу тиску та поля дисипації кінетичної енергії, що дозволяє підтвердити аналітично прийняту картину течії та дозволило сформулювати уяву про картину течії.
2. Аналіз картин течії дозволив зробити наступні висновки:
 - при обертанні ротора в каналах ротора та статора формуються вихрові структури, інтенсивність яких залежить від кутового положення ротора;
 - в центрі вихрової зони спостерігається значне зниження тиску;
 - незалежно від кутового положення ротора в робочому зазорі відбувається значна дисипація енергії;
 - значна частка дисипативних втрат припадає на канали статора;
 - гідродинамічна взаємодія вихідного роторного ступеня з потоком у відводі визиває значні гідравлічні втрати.
3. Використання спрощеної математичної моделі, яка базується на принципі суперпозиції для попереднього аналізу робочого процесу та визначення споживаної агрегатом потужності як суми складових гідродинамічного тертя та лопатевої взаємодії ротора та статора, дозволило сформулювати чітке уявлення про фактори найбільшого впливу на робочий процес ГАГ.
4. У зв'язку зі значною складністю робочого процесу для більш глибокого аналізу робочого процесу ГАГ попередня математична модель потребує уточнення характеру та ступеня впливу конструктивних та режимних параметрів, для чого найбільш доцільним методом є фізичне моделювання.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГАГ МЕТОДОМ ФІЗИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

3.1 Експериментальна установка, методика випробувань, вимірювань та обробки експериментальних даних

3.1.1 Розробка багатоцільового стенда та методики проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження обраного технічного об'єкта передбачають оцінку впливу геометричних параметрів проточної частини ГАГ (діаметра робочого колеса, кількості ступенів, ширини робочої частини ступеня, кількості радіальних каналів та їх кута нахилу) та режимів роботи (частоти обертання ротора, властивостей робочої рідини, витрати через проточну частину агрегату) на енергетичну характеристику машини в цілому. Для вирішення поставленої задачі на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ було створено експериментальний стенд, принципова схема якого наведена на рис. 3.4.

Стенд (рис. 3.1) з заповненням від технічного водопроводу працює по замкнутій схемі циркуляції рідини. Він включає в себе експериментальну проточну частину, встановлену на уніфікований кронштейн, двигун постійного струму, вимірюючі прилади, систему трубопроводів з запірно-регулюючою апаратурою та витратомірним приладом. Бак має ємність 20 м^3 .

Система трубопроводів в своєму складі має ділянку з витратомірним пристроєм, який в своєму складі має мірну діафрагму, розраховану в відповідності з вимогами [73]. Діафрагма пройшла у встановленому порядку атестацію в ДП «Сумистандартметрологія». Запірно-регулююча апаратура оснащена електроприводами та має дистанційне керування.

Установка має привід від балансірної машини постійного струму MS 1713-4 потужністю 20 кВт з регульованою частотою обертання ротора 0-6000 об/хв. В якості регульованого джерела постійного струму використовувався тиристорний перетворювач АТРВ 320/460-20.

Конструкція проточної (рис. 3.2) частини дозволяє випробовувати роторні диски 2 різної конфігурації з максимальним зовнішнім діаметром 190 мм з можливістю встановлення статорних дисків 1 різної конфігурації. Значення осьового зазору між робочим колесом та статорним диском, регулювалось за рахунок встановлення проміжної розмірної втулки 3.

Рівномірність та значення встановлення осьового зазору між роторним та статорним диском контролювались мікрометричним глибиноміром у трьох точках з кутом між ними 120° . Це дозволило звести до мінімуму похибку встановлення робочих органів, що в свою чергу знизило й похибку визначення споживаної потужності.

Забезпечення постійної потужності холостого ходу було досягнуто за рахунок встановлення торцевого ущільнення 4 з карбід-кремнієвою парою тертя. Встановлення такого типу ущільнення повністю виключило можливість втрат рідини з системи. Осьове зусилля ступені сприймається парою радіально-упорних підшипників кронштейну.



Рисунок 3.1 – Фото експериментального стенду

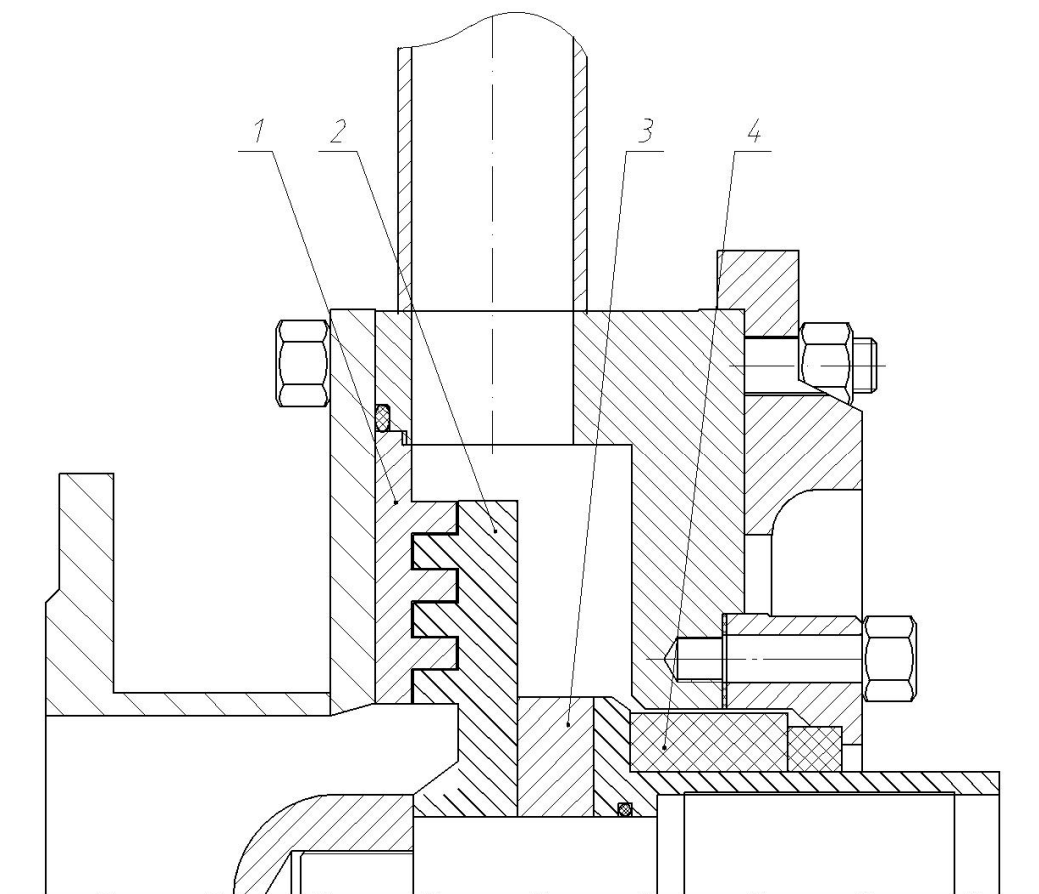


Рисунок 3.2 - Проточна частина ГАГ

Вимірювальна апаратура забезпечила можливість проводити енергетичні випробування агрегату в відповідності до [74]. До складу комплекту вимірювальних приборів входили:

- датчик різності тиску «Сафір М» -5415-03-УХЛЗ.1*(+5;+50)-0,1-4кРа-4-42-Н37-И з максимальною похибкою вимірювання 0,1 % для вимірювання перепаду тиску на звужуючому пристрої.
- датчик надлишкового тиску «Сафір М» -5150-03-УХЛЗ.1*(+5;+50)-0,1-400кРа-42-Н38-И з максимальною похибкою вимірювання 0,1 % для вимірювання тиску на вході в насос.
- датчик надлишкового тиску «Сафір М» -5150-03-УХЛЗ.1*(+5;+50)-0,1-630кРа-42-Н38-И з максимальною похибкою вимірювання 0,1 % для вимірювання тиску на виході з насоса.
- тензOMETричний датчик ZEMIC L6D-C3-5kg з похибкою 0,02 % від верхньої межі вимірювання для вимірювання зусилля на плечі балансірної машини.

- індуктивний тахометр;
- цифрово-аналоговий перетворювач L-Card E14-140MD для перетворення аналогових сигналів датчиків в цифровий сигнал для ПК;
- ПК Lenovo V570 для збору та аналізу сигналів;
- гирі загального призначення 4-го класу Г-4-1111.10 для калібрування тензодатчика;
- цифровий лазерний тахометр DT2234A, діапазон вимірювання від 2,5 до 99999 об/хв для калібрування перетворювача сигналу тахометра.

Для вимірювання геометричних розмірів проточної частини та встановлення необхідних зазорів використовувались наступні вимірювальні прилади:

- лінійка -1000, діапазон вимірювання 0-1000мм (ціна ділення – 1 мм)
- штангенциркуль ШЦ-11-250-0,05 з діапазоном вимірювання 0-250 мм (ціна ділення 0,05 мм);
- глибиномір ноніусний TESTA 0-250, з діапазоном вимірювання 0-250 мм, (ціна ділення 0,01 мм).



Рисунок 3.3 – Механізм контролю реактивного моменту на базі тензометричного датчика ZEMIC L6D-C3-5kg

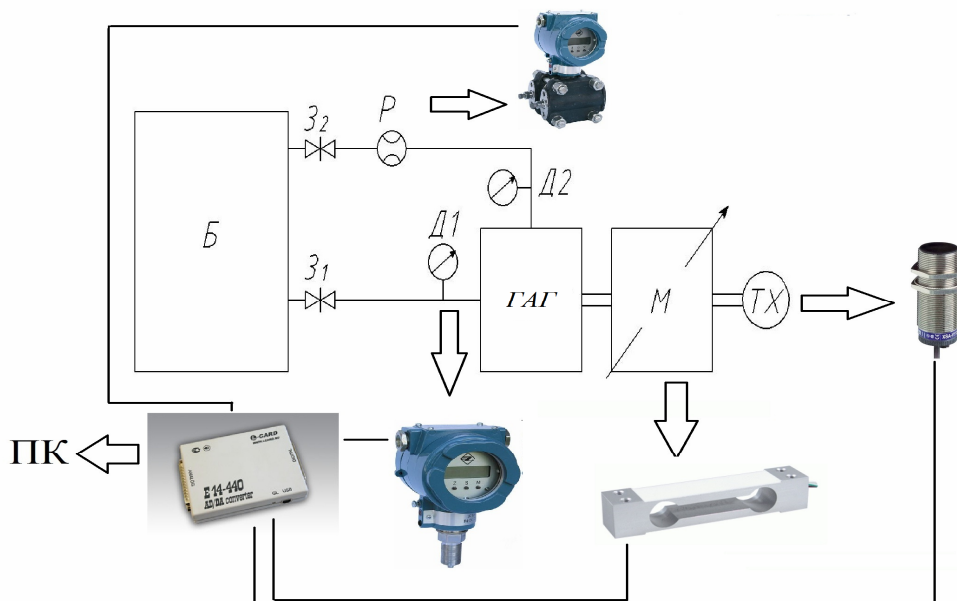


Рисунок 3.4 - Принципова схема експериментального станда

Таблиця 3.1 – Умовні позначення принципової схеми станда

Умовне позначення	Назва	Кількість	Примітка
М	Динамометричний двигун	1	Двигун постійного струму
ТХ	Тахометр	1	Індуктивний тахометр
ГАГ	Гідродинамічний агрегат-гомогенізатор	1	
Б	Бак	1	Об'єм 20 м^3
З1	Засувка відсічна	1	Ду80
З2	Напірна засувка (Засувка регулювання витрат рідини)	1	Ду40
ДТ1	Датчик тиску на вході в насос	1	«Сафір М» -5150
ДТ2	Датчик тиску на виході з насосу	1	«Сафір М» -5150
Р	Витратомір	1	«Сафір М» -5415

Визначення енергетичної характеристики багатофункціонального ГАГ виконувалось шляхом віднімання енергетичної характеристики холостого ходу $N_x(n)$ від енергетичної характеристики ГАГ з робочим колесом. Характеристика холостого ходу враховує втрати в підшипниках ковзання балансірної машини, втрати при передачі енергії пружною муфтою та втрати в парі тертя торцевого ущільнення.

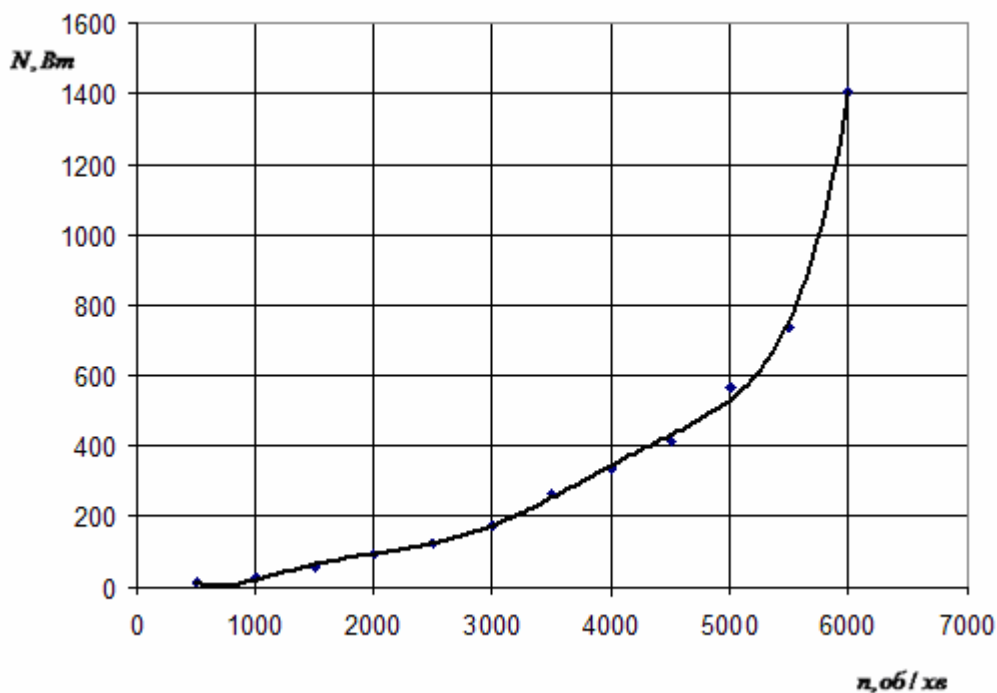


Рисунок 3.5 Характеристика холостого ходу

3.1.2 Методика проведення експериментальних досліджень

В цілому методика проведення випробувань та знаходження залежностей $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ ґрунтувались на відпрацьованих рекомендаціях щодо випробування гідравлічних машин [75]. Далі наведені загальні залежності, за якими визначались необхідні характеристики.

Подача насоса визначалась за формулою:

$$Q = K \cdot \sqrt{\Delta P} \cdot \left(\frac{3000}{n} \right), \quad (3.1)$$

де $K = 1,436$ - коефіцієнт витрати діафрагми;

ΔP - перепад тиску на діафрагмі, що вимірюється датчиком різності тиску.

Коефіцієнт K визначався розрахунковим шляхом по програмі «РАСХОД-СТ-М» (версія 2) ДП «Сумистандартметрологія».

Напір H , як різниця питомих енергій потоку на виході та на вході в насос, визначався за формулою:

$$H = \left[\left(\frac{P}{\gamma} \right)_2 - \left(\frac{P}{\gamma} \right)_1 + H_{дин} \right] \cdot \left(\frac{3000}{n} \right)^2, \quad (3.2)$$

де H – напір приведений до синхронної частоти обертання, м;

$\left(\frac{P}{\gamma} \right)_2$ – статичний тиск на виході з ГАГ, м;

$\left(\frac{P}{\gamma} \right)_1$ – статичний тиск на вході в ГАГ, м;

$H_{дин}$ – динамічний напір, який дорівнює різниці тисків на виході та на вході в насос, м;

Тиск $\left(\frac{P}{\gamma} \right)_2$ визначався за показниками датчику тиска, встановленого на відстані 2,5 Ду від напірного фланця.

Тиск $\left(\frac{P}{\gamma} \right)_1$ визначався за показниками датчика тиску, встановленого за 2 Ду до всмоктувального патрубку.

Напір $H_{дин}$ визначався через визначену витрату та площу перерізів, в яких проводився замір статичного тиску, по формулі:

$$H_{дин} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} = \frac{1}{2g \cdot 3600^2} \left(\frac{F_1^2 - F_2^2}{F_1^2 \cdot F_2^2} \right) \cdot Q^2 = K_{дин} \cdot Q^2, \quad (3.3)$$

де F_1, F_2 - площі перерізів на вході в ГАГ та на виході з ГАГ, m^2 ;

Споживана потужність визначалась за допомогою балансирної машини. Зусилля на важелі визначалось за допомогою тензометричного датчика з межею зважування 5 кг. Розрахунок споживаної потужності, приведеної до синхронної частоти обертання ротора, здійснювався за формулою:

$$N = \frac{(m - m_0) \cdot g \cdot l_p \cdot n \cdot \pi}{30} \cdot \left(\frac{3000}{n} \right)^3, \quad (3.4)$$

де N – потужність на валу ГАГ, Вт;

m_0 – початкова маса на важелі балансирної машини, кг;

m – робоча маса на важелі балансирної машини, кг;

l_p – довжина важеля балансирної машини, м;

n – частота обертання ротора.

Довжина важеля визначалась за методикою, розробленою (ВНДІАЕН м. Суми) і становила $l_p = 0,815$ м.

3.1.3 Оцінка похибки результатів вимірювання

При розрахунку похибок визначення основних параметрів ГАГ використовувалися аналітичні залежності, наведені в [76; 77].

Відносна гранична похибка δn вимірювання частоти обертання ротора ГАГ визначалась за формулою:

$$\delta n = \frac{100 \cdot \Delta n}{n}, \quad \%, \quad (3.5)$$

де Δn – абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання ротору, об/хв;

n – експериментально визначена величина частоти обертання, об/хв.

Абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання визначалась як сума похибки тахометра та похибки вимірювання.

Відносна гранична похибка вимірювання потужності на валу експериментального ТГА визначалася за формулою:

$$\Delta N_m = \sqrt{\left(\frac{100 \cdot F_\psi}{F_p}\right)^2 + \delta F_p^2 + \delta l^2 + 4\delta n^2}, \% \quad (3.6)$$

де F_ψ - поріг чутливості балансирного двигуна, Н;

$\delta F_p, \delta l$ - відносні похибки вимірювання, відповідно зусилля та довжини плеча важеля балансирного двигуна, %.

Відносна гранична похибка вимірювання лінійних розмірів елементів проточної частини ГАГ δL визначалася за формулою:

$$\delta L = \frac{100 \cdot \Delta L}{L}, \% \quad (3.7)$$

де ΔL - абсолютна гранична похибка вимірювання геометричного розміру, м;

L - величина параметру, що визначається, м.

Відносна гранична похибка вимірювання приведеної електричної потужності, що споживається ГАГ, ΔN_{me} визначалася за формулою

$$\Delta N_{me} = \sqrt{\delta P_e^2 + \delta \eta_e^2 + 9\delta n^2}, \% \quad (3.8)$$

де δP_e - відносна гранична похибка вимірювання електричної потужності по кожній з фаз, %;

$\delta \eta_e$ - відносна гранична похибка визначення ККД електродвигуна, %.

Відносна гранична похибка визначення приведеної витрати рідини через проточну частину ГАГ ΔQ_m визначалася за формулою:

$$\Delta Q_M = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \quad (3.9)$$

де δQ - відносна гранична похибка вимірювання витрати рідини, %;

що визначалася як

$$\delta Q = \frac{100 \cdot \Delta Q}{Q}, \%, \quad (3.10)$$

де ΔQ - абсолютна гранична похибка вимірювання витрати рідини, м³/с;

Q - експериментально визначена величина витрати, м³/с.

Враховуючи маленьку різницю висот всмоктувального та напірного патрубків ГАГ, а також однаковий рівень положень манометрів, відносну граничну похибку вимірювання напору можна виразити через межі вимірів манометрів та їх класи точності.

Для умов експерименту по дослідженню насосного ефекту формула для визначення відносної похибки обчислення напору має наступний вигляд:

$$\Delta H = \frac{1}{H_{оп}} \sqrt{\frac{P_n^2 \cdot \delta P_n^2 + P_g^2 \cdot \delta P_g^2}{\rho^2} + H_{оп}^2 \cdot (\delta \rho^2 + 4\delta n^2)}, \quad (3.11)$$

де $\delta P_g, \delta P_n, \delta \rho$ - відносні граничні похибки вимірювання відповідно тиску на вході та виході з ГАГ та густини робочої рідини, %;

$H_{оп}$ - експериментальне значення напору, м.

Середньоквадратичні відносні похибки непрямих вимірювань визначалися за формулою [77]:

$$\sigma_\varepsilon = \frac{\Delta}{2}, \%, \quad (3.12)$$

де Δ - відносна гранична похибка параметру, що визначається, %.

Результати визначення значень похибок прямих та непрямих вимірювань

наведені в табл. 3.2 та табл. 3.3 Розрахунки похибок результатів випробувань свідчать про те, що вони знаходяться в допустимих межах.

Таблиця 3.2 – Похибки прямих вимірювань

Параметр, що вимірюється, одиниця виміру	Середній рівень параметру	Абсолютна гранична похибка	Відносна гранична похибка, %	Середньоквадратична відносна похибка, %
Діаметр робочого колеса D , мм	175	1	0,6	0,3
Діаметр статора $D_{ст}$, мм	206	1	0,5	0,25
Глибина ступеня l , мм	25	0,05	0,2	0,1
Частота обертання n , об/хв	6000	5	0,1	0,05
Ширина каналу b , мм	8	0,1	0,13	0,65
Довжина важеля l , м	0,815	0,001	0,13	0,65

Таблиця 3.3 – Похибки непрямих вимірювань

Параметр, що визначається, одиниця виміру	Середній рівень параметру	Відносна похибка, %	Середньоквадратична відносна похибка, %
Механічна потужність на валу, N_{me} , Вт	10000	5	2,5
Витрата через проточну частину Q , м ³ /год	12	0,23	0,115
Максимальний напір H , м	70	4,5	2,25

3.2 Постановка задач експериментального дослідження

При дослідженні багатофункціональних гідравлічних роторних агрегатів, в яких перекачування рідини лише вторинна функція, а основне призначення перемішування та подрібнення багатокомпонентних середовищ, визначаючі параметри відрізняються від насосних.

В роторно-динамічному гомогенізаторі ключовими параметрами є витрата через агрегат, споживана потужність та рівень дисперсності вихідного середовища. Напір, що створює агрегат, є вторинним параметром, а коефіцієнт корисної дії ніяк не відображає якість агрегату та його ефективність.

В розділі 1 були проаналізовані машини-аналоги та параметри, які найбільш впливають на гідродинамічні характеристики. З урахуванням конструктивних особливостей ГАГ, було попередньо обрано параметри для дослідження, які представлені в табл. 3.4.

Осьовий зазор було обрано 0,5 мм з умов технологічності та забезпечення якісної гомогенізації.

Кут нахилу каналу ротора було обрано 15 градусів до радіального каналу статора, що запобігає в будь який момент часу відкриттю прямогоку з всмоктуючого до напірної камери і являє собою головну конструктивну відміну ГАГ від РПА.

Діаметри роторного та статорного дисків, глибина ступеня та ширина каналу обирались конструктивно.

Таблиця 3.4 – Величини, що досліджуються, та конструктивні параметри проточної частини

№	Назва параметра	Позначення	Діапазон варіювання	Одиниці виміру
1	Потужність	N	досліджується	Вт
2	Витрата	Q	досліджується	м ³ /с
3	Напір	H	досліджується	м
4	Частота обертання	n	1000-6000	об/хв
5	Осьовий зазор	δ_o	$0,5 \cdot 10^{-3}$	м
6	Радіальний зазор	δ_p	$0,25 \cdot 10^{-3}$	м
7	Кількість каналів ротора та статора	z	0-24	од
8	Ширина каналу ротора та статора	b	$6 \div 10 \cdot 10^{-3}$	м
9	Кут нахилу каналу ротора	α_p	15	град
10	Кут нахилу каналу статора	α_c	const=0	град
11	Ширина ступеня	l	$10 \div 25 \cdot 10^{-3}$	м
12	Діаметр ротора	D _p	$100 \div 175 \cdot 10^{-3}$	м
13	Діаметр статора	D _c	$114 \div 205 \cdot 10^{-3}$	м
14	Висота ступеня	c	const= $7 \cdot 10^{-3}$	м
15	Кількість ступенів	w	1-3	од

3.3 Вплив частоти обертання

Одним із основних етапів дослідження роторних гідромашин є визначення впливу частоти обертання на основні гідродинамічні параметри машини, а саме, витрату, напір та споживану потужність. Основною задачею цього етапу дослідження було визначення характеру впливу частоти обертання ротора на основні характеристики агрегату. Експерименти проводились як на базовій проточній частині, конструктивні параметри якої приведені в табл. 3.5, так і на проточних частинах з іншими конструктивними параметрами.

Таблиця 3.5 – Параметри проточної частини, що досліджувались

D_p , мм	D_c , мм	l , мм	z , од	b , мм	δ_o , мм	δ_p , мм	α_p , град	α_c , град	n , об/хв
175	175	10	16	6	0,5	0,25	15	0	var

На рис. 3.6 наведена залежність максимальної витрати від частоти обертання ротора. При випробуваннях частота обертання змінювалась в межах від 1000 до 5300 об/хв. На базовій проточній частині при обертах 5300 об/хв була досягнута витрата в $7,1 \text{ м}^3/\text{год}$. Характеристика має лінійну зростаючу залежність. Зниження динаміки росту продуктивності, яке могло бути обумовлене запиранням прохідного перерізу, при збільшенні обертів не виявлено.

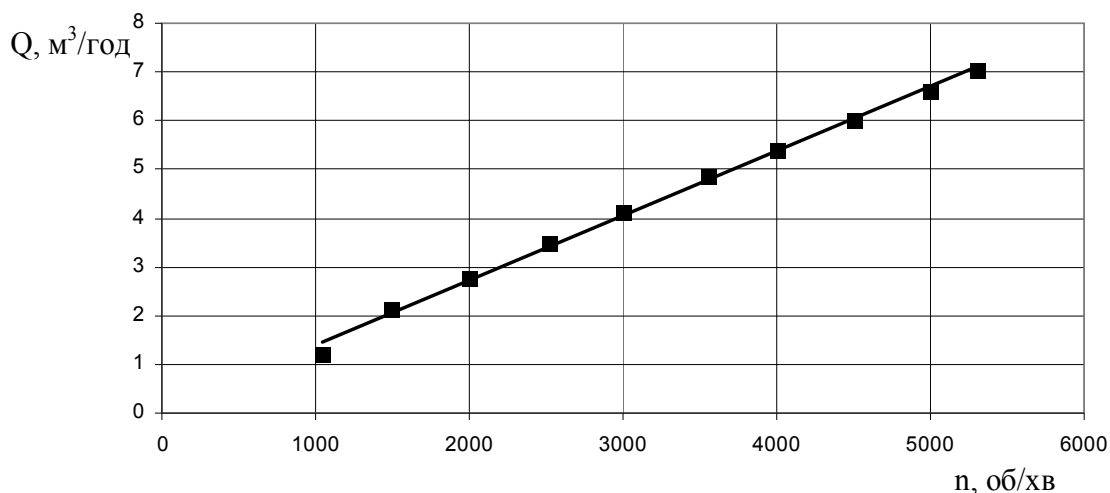


Рисунок 3.6 - Залежність фактичної витрати агрегату від частоти обертання ротора

На рис. 3.7 наведено залежність потужності, що споживається агрегатом, від частоти обертання ротора. Частота змінювалась від 1000 до 5300 об/хв. Випробування проводились на відкриту засувку, тобто відображають споживану потужність на максимальній витраті (відповідають витратній залежності рис. 3.6). Ми бачимо, що збільшення обертів значно впливає на зростання споживаної потужності, залежність має ступеневий характер з показником ступеня близьким до кубічного.

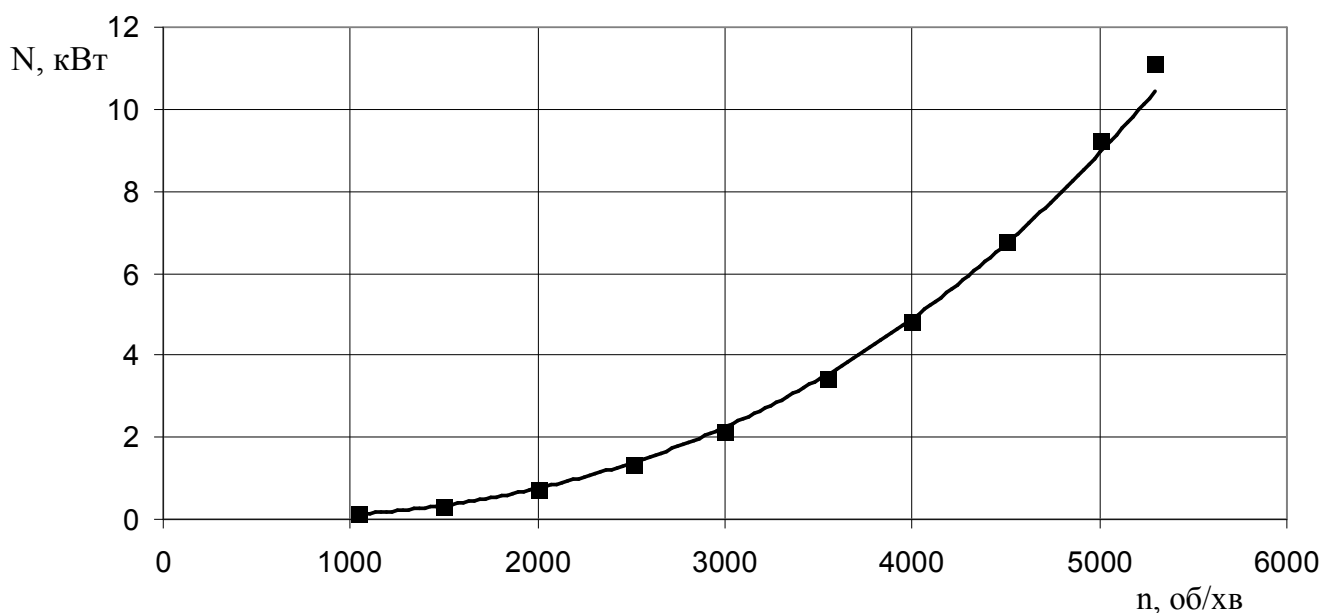


Рисунок 3.7 - Залежність споживаної механічної потужності при зміні частоти обертання (на максимальній витраті)

На рис. 3.8 наведено характеристику, що відображає зростання споживаної потужності агрегату при збільшенні частоти обертання. Значення потужності знімалися на режимі нульової витрати, тобто на закриту засувку. Частота обертання варіювалась з 2500 до 4500 об/хв, споживана потужність зростає з 868 до 4824 Вт відповідно. Як і в попередньому випробуванні ми бачимо зростання потужності; характеристика має ступеневу залежність з показником ступеня близьким до 3.

Кубічна залежність потужності від обертів ротора дає можливість віднести багатофункціональний гідродинамічний агрегат-гомогенізатор до динамічних

гідроагрегатів.

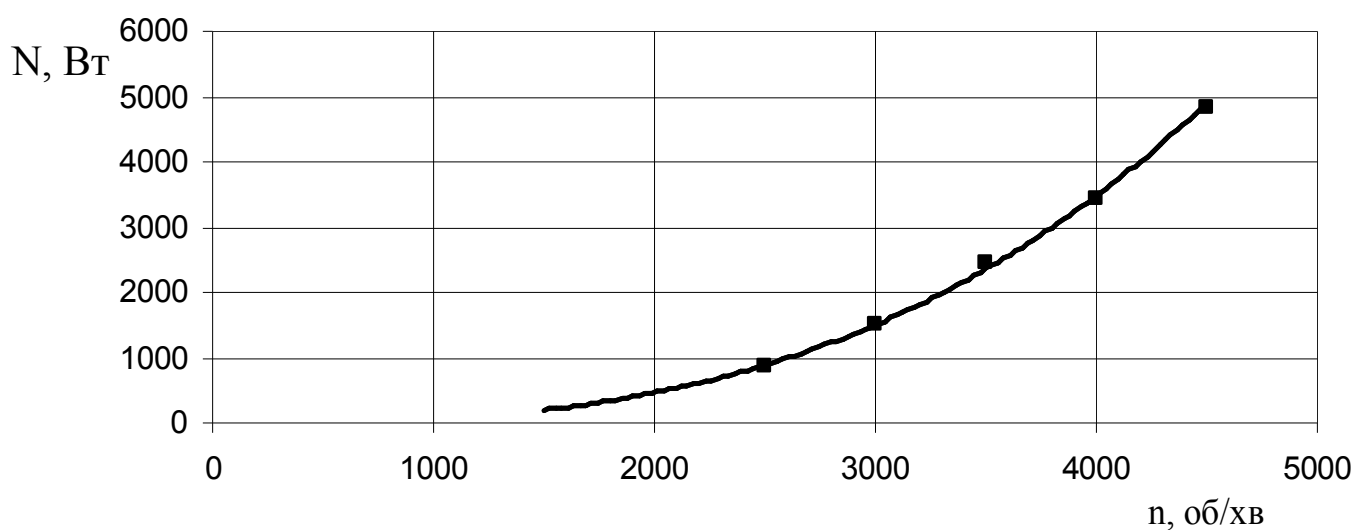


Рисунок 3.8 – Споживана потужність на нульовій витраті

На рис. 3.9 наведено залежність максимального напору, що розвиває агрегат при збільшенні частоти обертання ротора з 2500 до 4500 об/хв. Характеристика відображає максимальний напір на нульовій подачі, тобто на закрити засувку. Ми бачимо, що збільшення обертів веде к значному росту напору машини, характеристика має ступеневу залежність з показником ступеня близьким до 2.

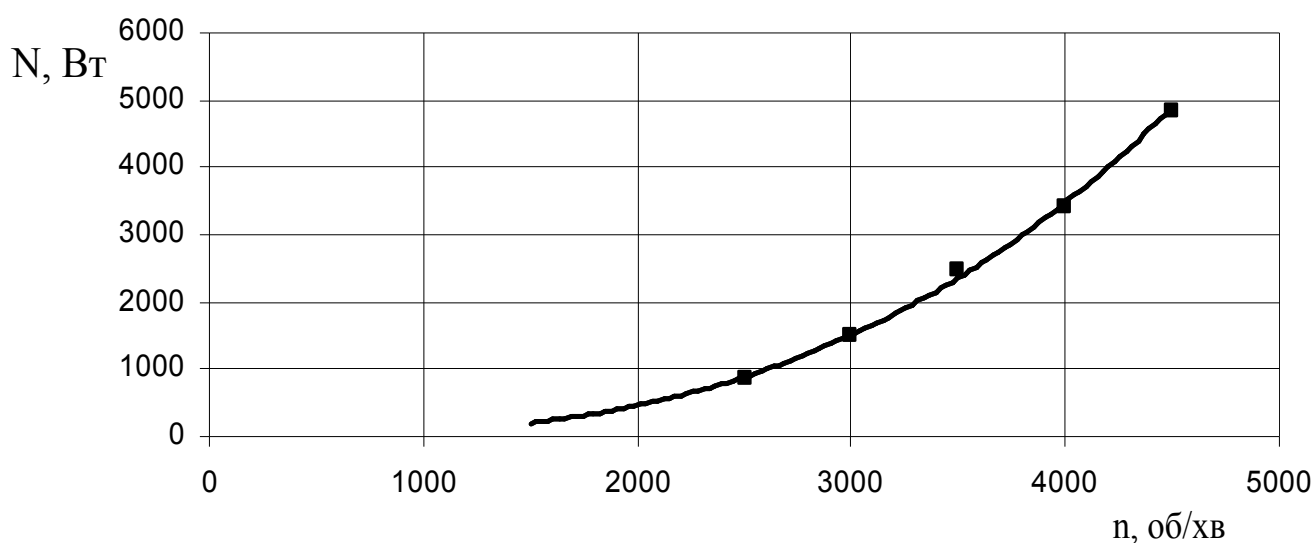


Рисунок 3.9 – Вплив частоти обертання на максимальний напір агрегату

Квадратична залежність напору агрегату від частоти обертання також характеризує багатофункціональний гідродинамічний агрегат-гомогенізатор як динамічну гідромашину.

На рис. 3.10 наведено співставлення напірних характеристик базової проточної частини на різних частотах обертання. Частоти обертання змінювались з 2500 до 4500 об/хв з кроком 500 об/хв.

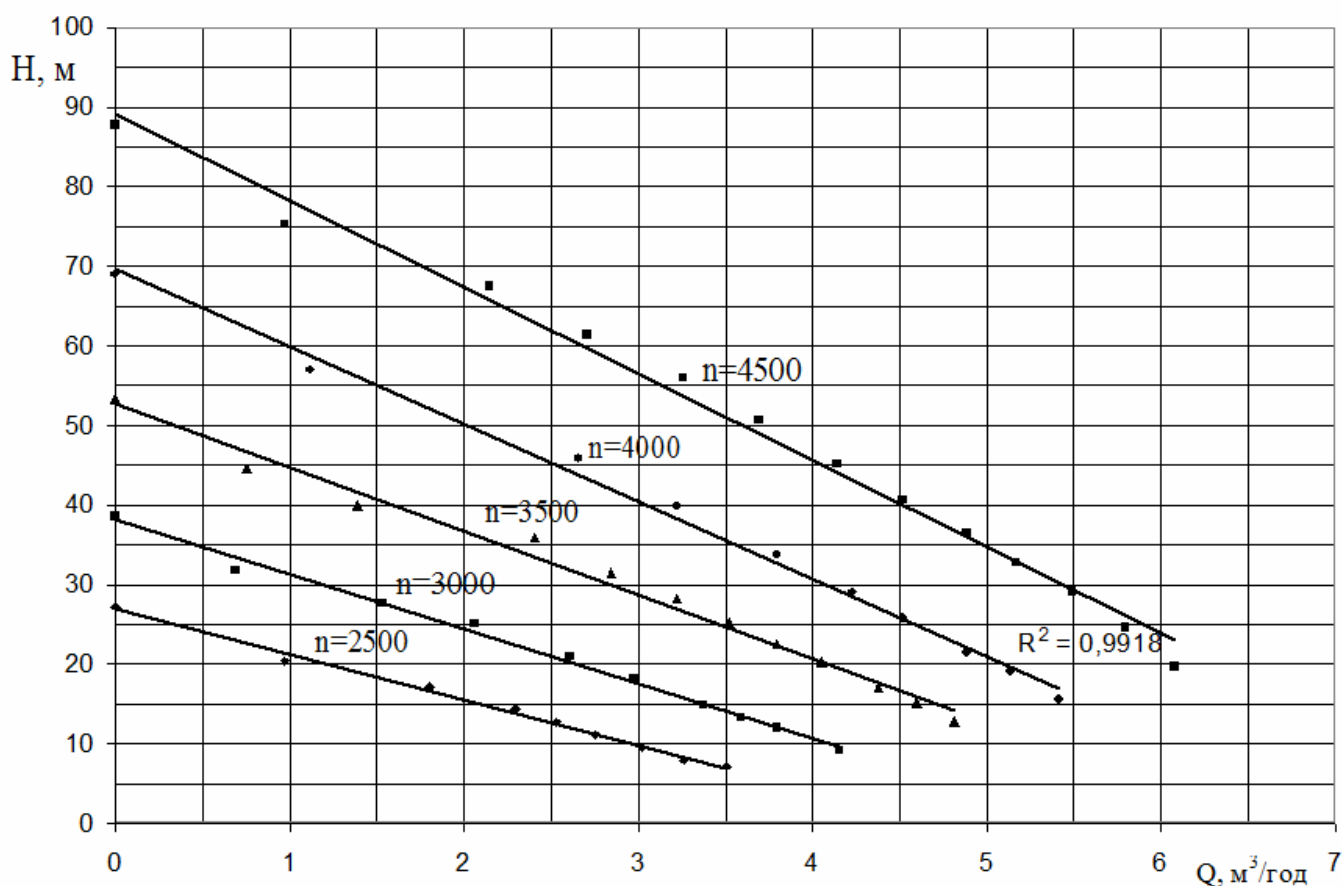


Рисунок 3.10 – Вплив частоти обертання на насосну характеристику ГАГ

Ми бачимо, що напірні залежності мають явно виражений лінійний характер, що нехарактерно для лопатевих гідромашин, але такі характеристики притаманні вихровим гідромашинам. Це і відображає сутність робочого процесу багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора.

На рис. 3.11 наведено залежність споживаної потужності агрегату на різних режимах роботи. Ми бачимо, що характеристики лінійні зростаючі; збільшення частоти обертання веде як до збільшення споживаної потужності, так і до зростання кута нахилу кривої. Характеристики потужності відповідають напірним характеристикам, що наведені на рис. 3.10.

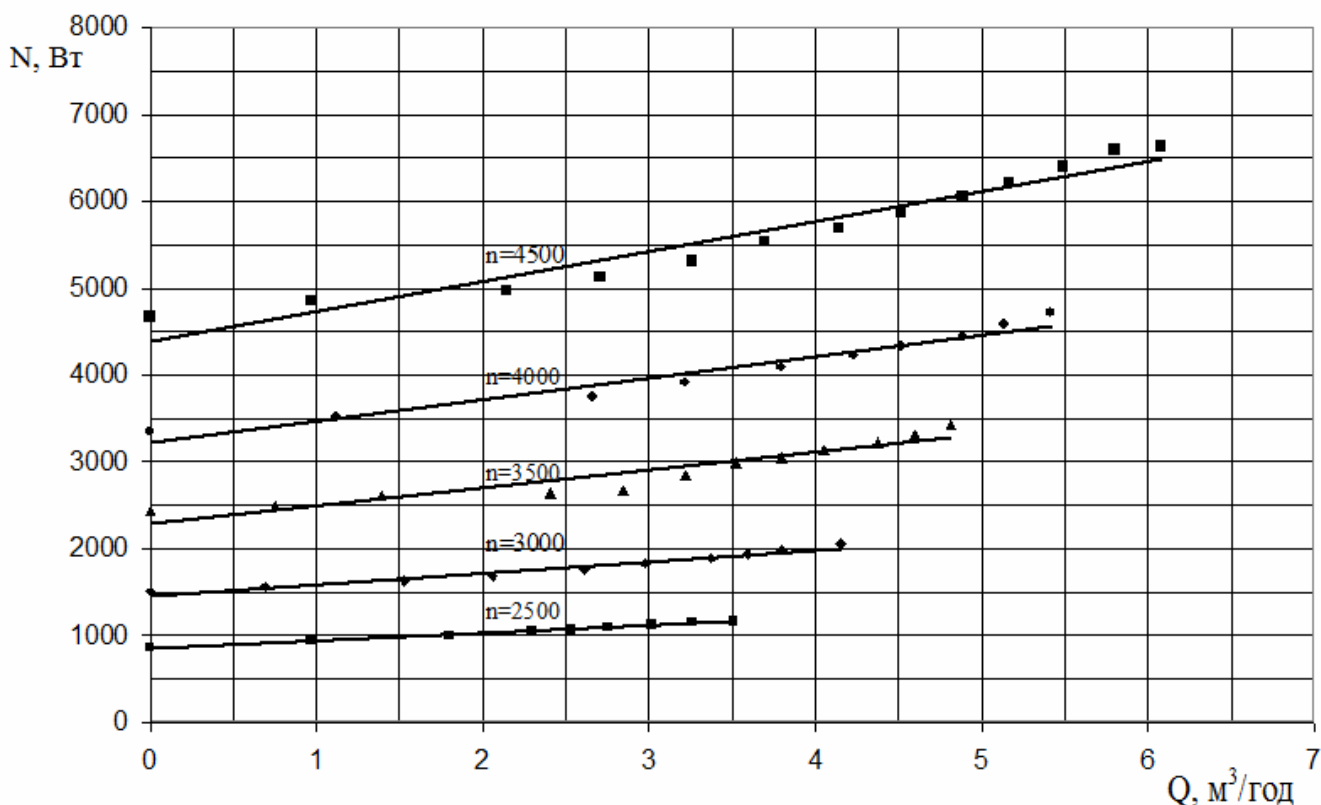


Рисунок 3.11 – Енергетичні характеристики ГАГ при на різних частотах обертання

В результаті проведення серії випробувань можна зробити такі висновки:

- напірні характеристики та характеристики потужності мають лінійний характер, що дозволяє класифікувати агрегат як вихрову гідромашину;
- залежність витрати від обертів – лінійна;
- напору від обертів – квадратична;
- потужності від обертів – кубічна.

Такі ступені дозволяють віднести багатофункціональний агрегат-гомогенізатор до динамічних гідромашин.

3.4 Вплив кількості каналів

Аналізуючи математичні моделі машин-аналогів [53–58] та отримані математичні залежності (2.21) було виявлено, що продуктивність агрегату є найбільш впливовим фактором на основні гідродинамічні характеристики агрегату. Продуктивність машини, що досліджується, представляє собою функцію від сумарного прохідного перерізу, який в свою чергу залежить від кількості каналів ротора та статора.

В проточній частині, що досліджується, під каналом ми розуміємо радіальну фрезеровку в статорному диску (рис. 3.13) та нахилену до радіального напрямку фрезеровку диска ротора (рис. 3.12). Кількість каналів позначається z . В усіх випробуваннях кількість каналів ротора та статора була однаковою.



Рисунок 3.12 – Канали ротора

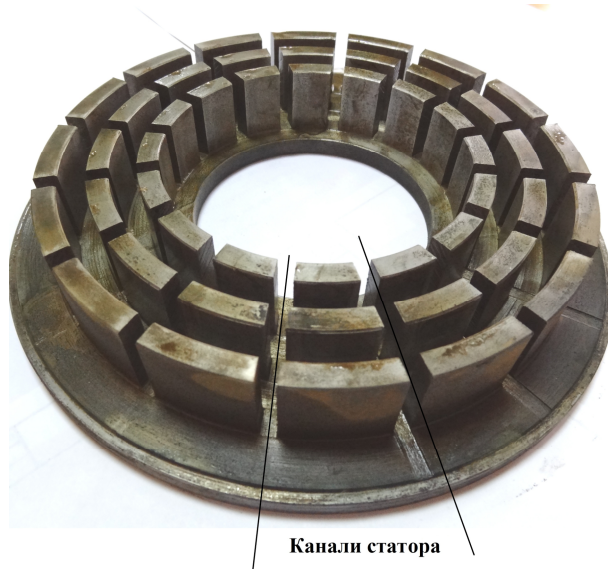


Рисунок 3.13 – Канали статора

Серія експериментів проводилась на проточній частині з базовими діаметрами ротора та статора 175 мм та базовій ширині каналу 10 мм. Конструктивні параметри проточної частини приведені в табл. 3.6. Усі експерименти проводились на базовій частоті обертання 3000 об/хв.

Таблиця 3.6 – Параметри проточної частини, що досліджувались

D_p , мм	D_c , мм	l , мм	z , од	b , мм	δ_o , мм	δ_p , мм	α_p , град	α_c , град	n , об/хв
175	175	10	var	6	0,5	0,25	15	0	3000

На рис. 3.14 наведено напірні характеристики дослідного гідродинамічного агрегату-гомогенізатора при змінних проточних частинах, які відрізняються кількістю каналів на роторному та статорному дисках z .

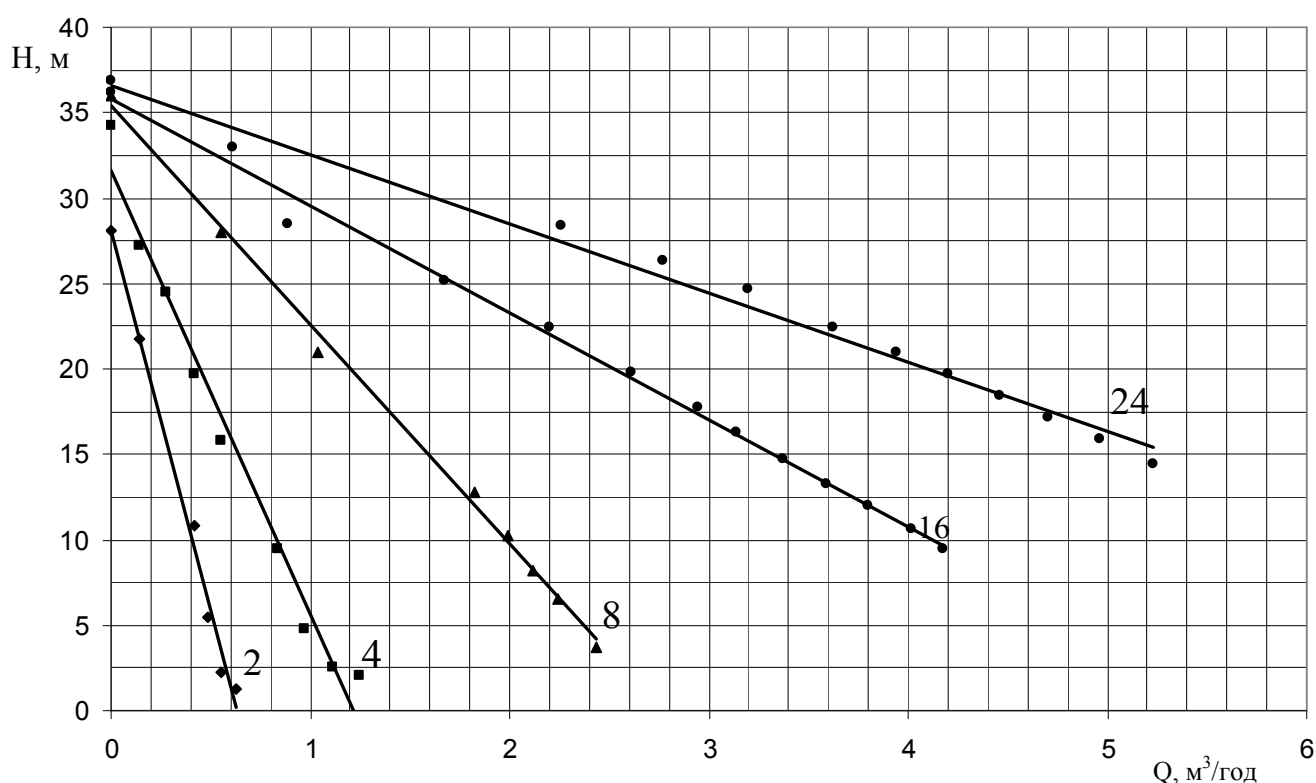


Рисунок 3.14 – Вплив кількості каналів на напірну характеристику

Кількість каналів змінювалась від 2 до 24 в геометричній прогресії зі знаменником прогресії, який дорівнює 2. З графіку видно, що збільшення кількості каналів веде до рівномірного збільшення витрати агрегату. Але збільшення продуктивності цим шляхом має конструктивне обмеження та обмеження з умов міцності стінки, яка розділяє канали.

На рис. 3.15 наочно видно, що збільшення кількості каналів більше ніж 24 без зменшення їх ширини майже неможливе, так як стінка на вхідній кромці дорівнює 3,5 мм.

Важливо відзначити і те, що для агрегатів, що працюють на гідросумішах з абразивною дисперсною складовою, кількість каналів необхідно зменшувати, так як значний абразивний знос міжканальних стінок та розмивання робочих зазорів буде збільшувати перетоки рідини та знижувати рівень дисперсності продукту за один прохід.



Рисунок 3.15 – Фото робочих органів з 24 каналами

Також слід зазначити, що проектуючи агрегати для технологічних процесів, які передбачають механічне руйнування твердих включень за рахунок зусиль зрізу, (що відбувається при потраплянні частинки в міжступеневий простір, де зазор менший ніж лінійний розмір твердої частинки) необхідною умовою є розрахунок міцності першого ступеня агрегату. Проблеми міцності першого ступеня агрегату можуть виникнути в технологічних процесах виготовлення водовугільного палива на стадії приготування водовугільної суспензії, де вхідний розмір твердих включень може сягати 1 мм при лінійному розмірі робочого зазору 0,25 – 0,5 мм. Це також стосується технологічних процесів хімічної та фармацевтичної промисловостей, де дисперсною фазою виступають тверді кристалічні мінеральні включення, первісне механічне руйнування яких визиває значні зусилля.

Графік, який наведено на рис. 3.16, отримано при сталій величині напору агрегату в 20 м. Аналізуючи залежність, можна зробити висновок, що збільшення кількості каналів веде до лінійного росту витрати агрегату, який відбувається внаслідок збільшення прохідного перерізу агрегату та до зменшення гідравлічного опору проточної частини.

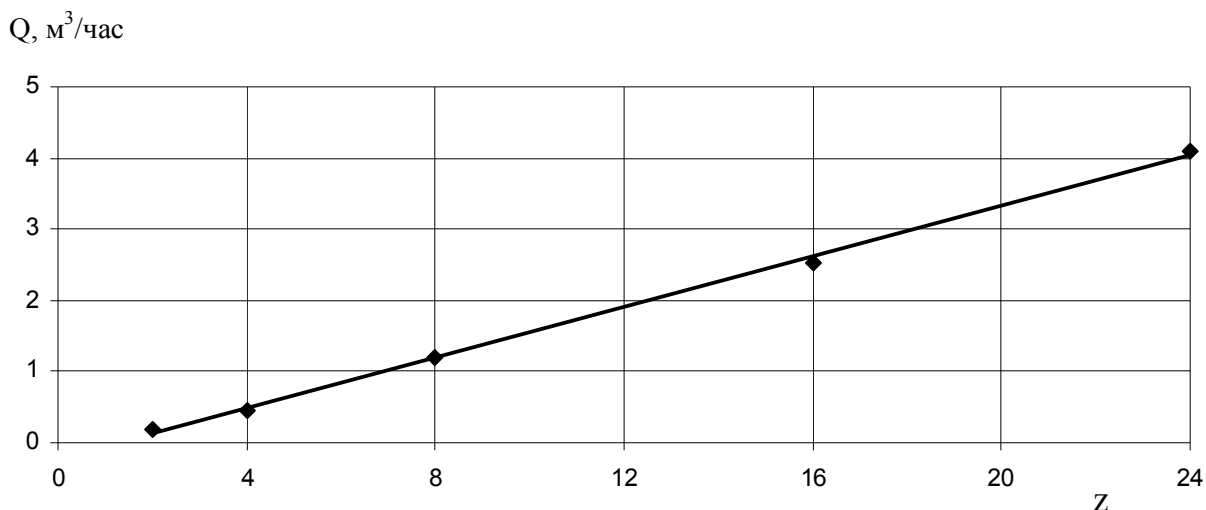


Рисунок 3.16 – Залежність витрати від кількості каналів

Оцінка впливу конструктивних параметрів проточної частини на рівень споживаної потужності є однією з ключових задач, поставлених в цій роботі. На рис. 3.17 наведено залежності споживаної потужності від витрати через проточну частину. Конструктивні та режимні параметри наведено в табл. 3.6. Приведені характеристики відповідають напірним характеристикам, що наведено на рис. 3.14.

Як і передбачувалось в аналітичній моделі, збільшення кількості каналів веде до збільшення складової потужності лопатевої взаємодії ротора та статора та, як наслідок, збільшення загальної споживаної потужності. Порівнюючи динаміку росту відповідних характеристик (рис. 3.14) та (рис. 3.17) при збільшенні кількості каналів, можна зробити важливий висновок, що кількість каналів більш впливає на продуктивність агрегату, ніж на споживану потужність, що вказує на раціональність проектування агрегатів циклічного принципу дії з максимально можливою кількістю каналів. Для агрегатів, які гомогенізують продукцію за один прохід, необхідно вирішувати оптимізаційну задачу за критерієм якості продукту.

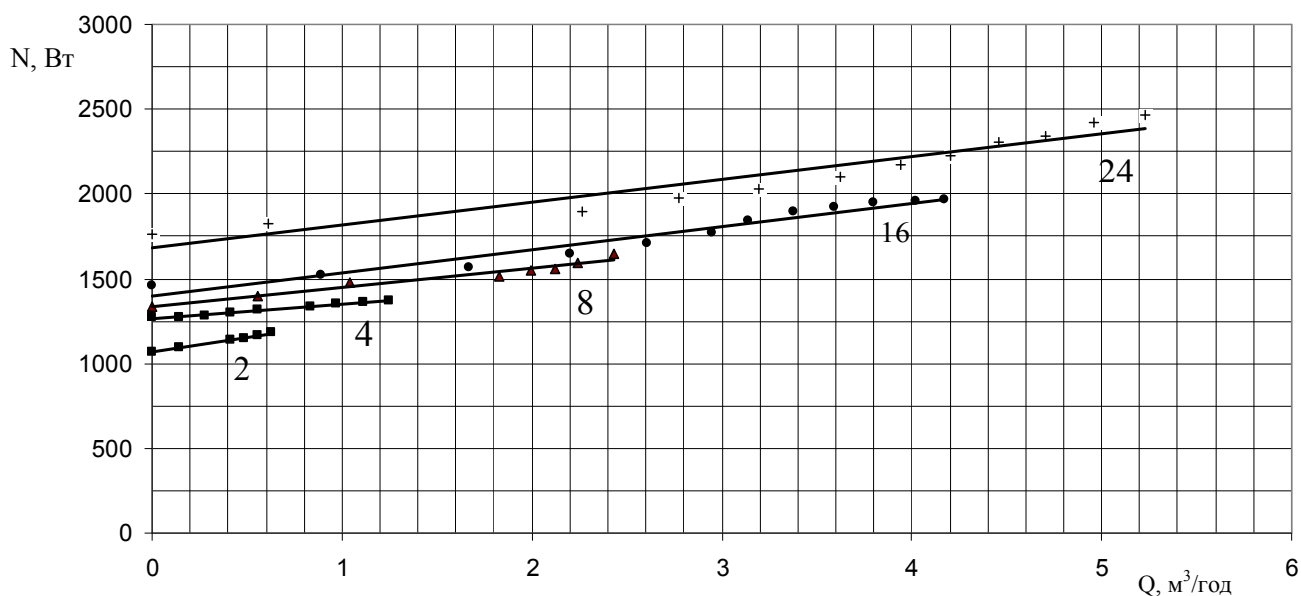


Рисунок 3.17 – Вплив кількості каналів на характеристики споживаної потужності

На рис. 3.18 бачимо зростання споживаної потужності при збільшенні кількості каналів від 2 до 24. Точки визначені на режимі нульової витрати. Ми бачимо, що характеристика має лінійний вигляд, збільшення кількості каналів в 12 разів веде к збільшенню споживаної потужності лише в 1,5 рази.

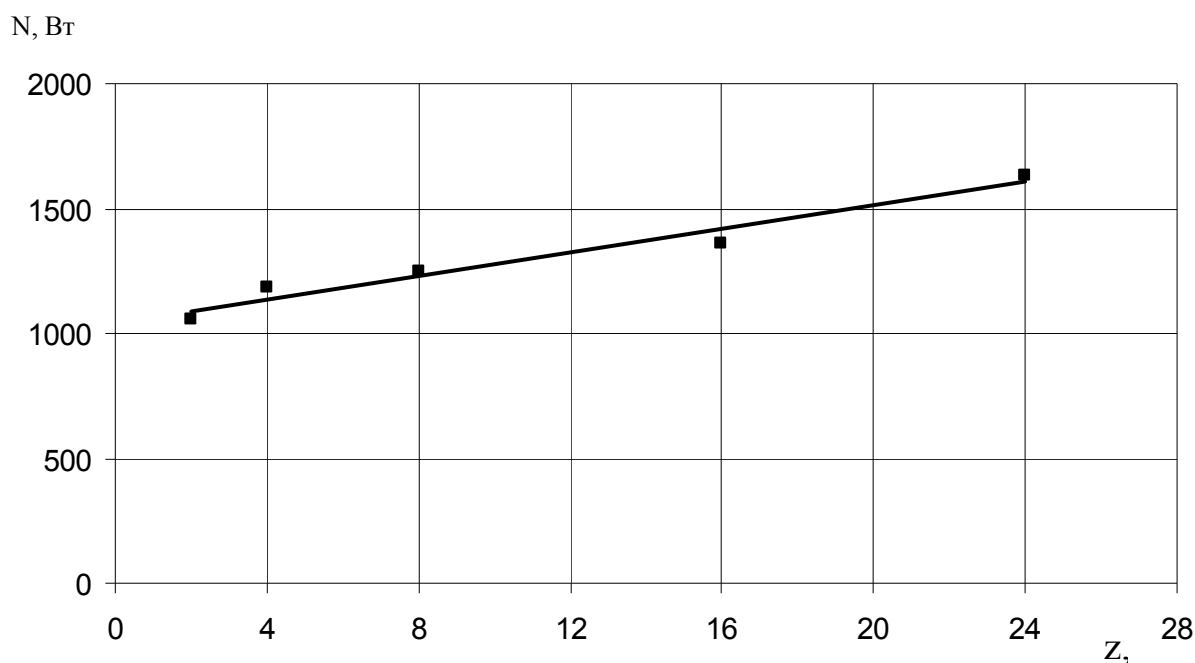


Рисунок 3.18 – Вплив кількості каналів на споживану потужність (при $Q=0$)

Залежність напору від кількості каналів (рис. 3.19) має більш складний характер через наявність стадії насичення. З графіку видно, що збільшення кількості каналів більше 8 майже не призводить до збільшення напору агрегату. Це слід враховувати при проектуванні багатофункціонального агрегату-гомогенізатора для технологічних ліній, де необхідне викачування готового продукту в жорстку мережу. В цьому випадку необхідно шукати інші конструктивні рішення для збільшення напору.

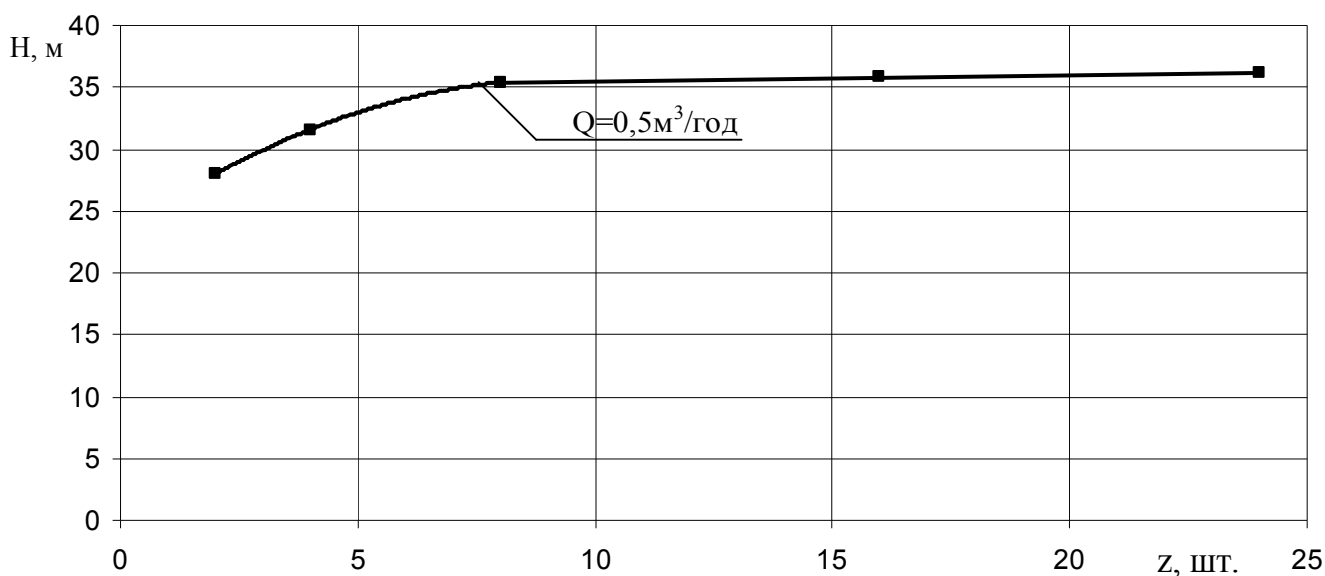


Рисунок 3.19 – Вплив кількості каналів на напір ГАГ

3.5 Вплив ширини каналу

Ширина каналу є однією з трьох взаємновпливаючих на прохідний переріз величин. Цей підрозділ присвячений однофакторному дослідженню впливу ширини каналу на енергетичні характеристики багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора. Як і в попередніх експериментах, ширина каналу ротора та статора змінювалась одночасно та в усіх експериментах ширина каналів ротора дорівнювала ширині каналів статора.

Конструктивні та режимні параметри досліджуваних проточних частин вказані в табл. 3.7. Ширина каналів змінювалась за рахунок послідовної разфрезеровки каналів з 6 до 8 та 10 мм (рис. 3.20).

Таблиця 3.7 – Параметри проточної частини, що досліджувались

D_p , мм	D_c , мм	l , мм	z , од	b , мм	δ_o , мм	δ_p , мм	α_p , град	α_c , град	n , об/хв
175	175	10	16	var	0,5	0,25	15	0	3000



Рисунок 3.20 – Фото робочих колес зі змінною шириною каналу

На рис. 3.21 наведено напірні характеристики багатofункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора при різній ширині каналу. Бачимо, що на нульовій витраті характеристики виходять майже з однієї точки, а з ростом витрати вплив ширини каналу на напір зростає.

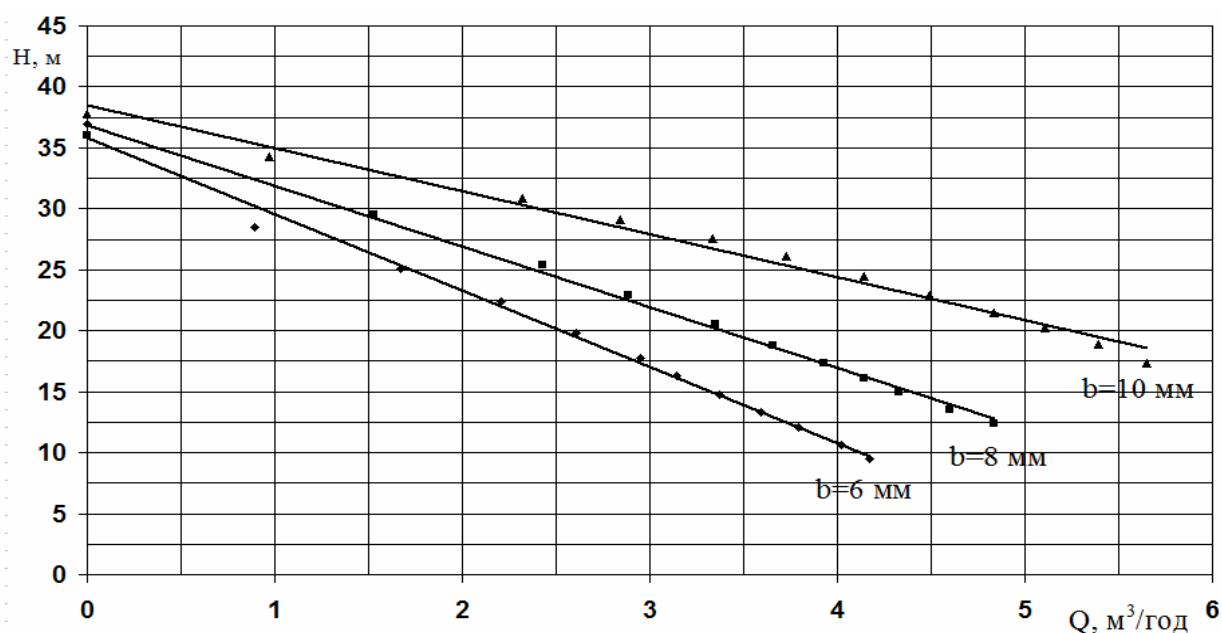


Рисунок 3.21 – Вплив ширини каналу на напірні характеристики

Слід акцентувати увагу, що ширина каналу та кількість каналів є конструктивно пов'язаними параметрами, тобто збільшення ширини каналу обмежує максимально можливу кількість каналів. Треба враховувати, що збільшення кількості каналів збільшує кількість пульсацій за один оберт ротора, що позитивно позначається на якості гомогенізації. Таким чином, для визначення оптимального співвідношення ширини каналу та їх кількості, в подальших роботах необхідно провести оптимізаційні дослідження за критерієм якості вихідного продукту.

Аналізуючи відповідні характеристики на рис. 3.21 та рис. 3.22, можна зробити висновок, що ширина каналу рівномірно впливає як на витрату через проточну частину, так і на споживану агрегатом потужність.

Отримані експериментальні залежності підтверджують аналітичні передумови, а саме збільшення складової потужності лопатевої взаємодії в рівнянні (2.1) за рахунок збільшення часу взаємодії каналів ротора та статора, що видно з епюри (рис. 2.18).

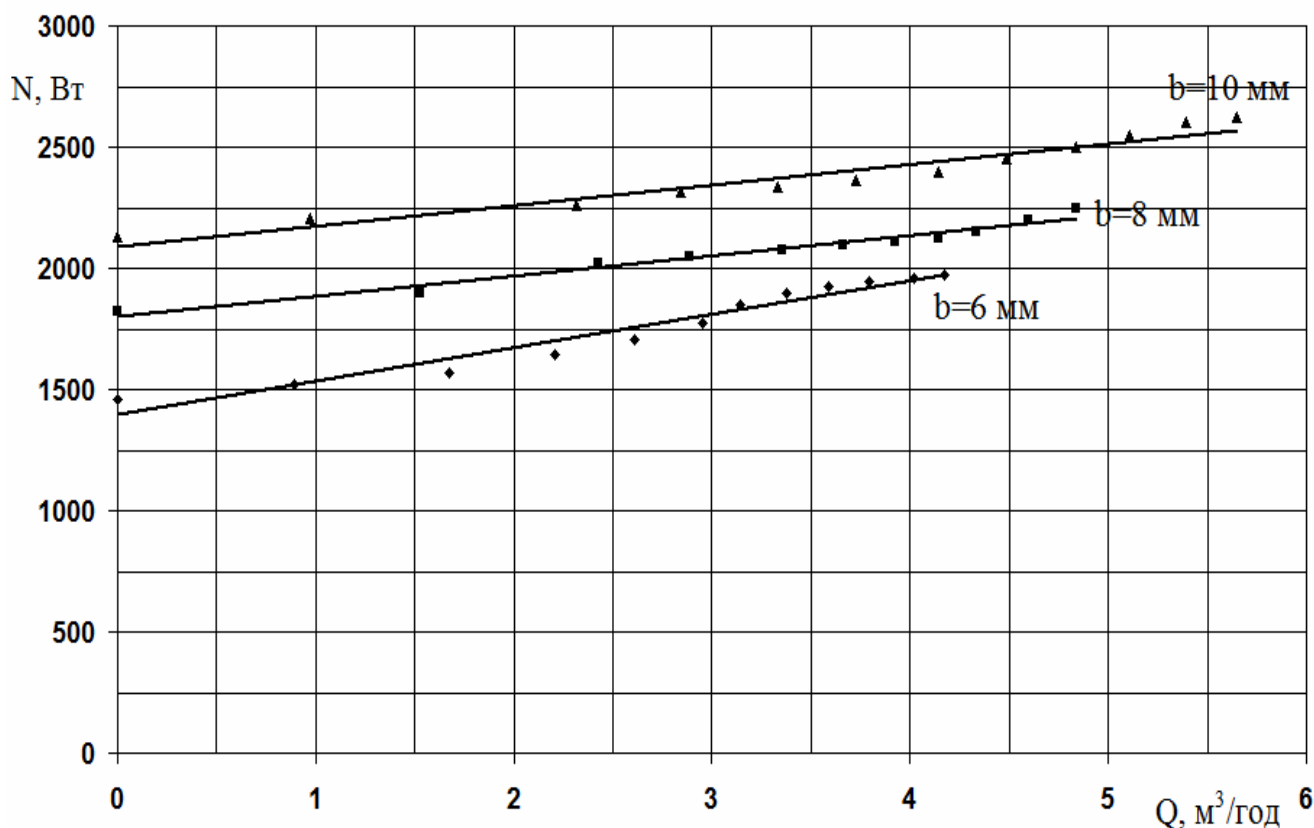


Рисунок 3.22 – Вплив ширини каналу на характеристики споживаної потужності

3.6 Вплив ширини ступеня

Ширина ступеня в багатофункціональному гідродинамічному агрегаті конструктивно є аналогом ширини робочого колеса в відцентрових насосах. В агрегаті, який досліджується, шириною ступеня ротора є відстань від вершини циліндру виступу до торця диску ротора. Важливим є те, що в усіх дослідних зразках ширина ступеня ротора та статора були рівні одна одній.

Таблиця 3.8 – Параметри проточної частини, що досліджувались

D_p , мм	D_c , мм	l , мм	z , од	b , мм	δ_o , мм	δ_p , мм	α_p , град	α_c , град	n , об/хв
175	175	var	16	6	0,5	0,25	15	0	3000

Для проведення цієї серії фізичних випробувань була виготовлена проточна частина зі збільшеною шириною до 25 мм (рис. 3.23). Для дослідження впливу ширини ступеня на енергетичні характеристики проводилась одночасна підрізка роторного та статорного дисків, та в усіх експериментах величина осьового зазору витримувалась однаковою за рахунок висування роторного диску.



Рисунок 3.23 – Фото проточної частини зі збільшеною шириною ступеня

На рис. 3.24 наведено напірні характеристики трьох експериментальних проточних частин шириною ступеня 25, 15 та 10 мм. Аналізуючи графік, можна

зробити висновок, що збільшення ширини ступеня веде до незначного зростання продуктивності. Така особливість робочого процесу обумовлена збільшенням гідравлічного опору руху потоку по зигзагоподібному зазору завдяки збільшенню довжини циліндричного дроселя.

Така особливість робочого процесу дає можливість зробити два важливих висновки:

- ширину ступеня багатофункціонального ГАГ неможливо розглядати як аналог ширини робочого колеса відцентрового насоса;
- робочий процес в багатофункціональному ГАГ має суттєву відмінність від робочого процесу класичного РПА, де збільшення ширини ступеня веде до значного зростання продуктивності агрегату, так як в РПА ширина ступеня разом з шириною каналу та їх кількістю складають основу прохідного перерізу агрегату.

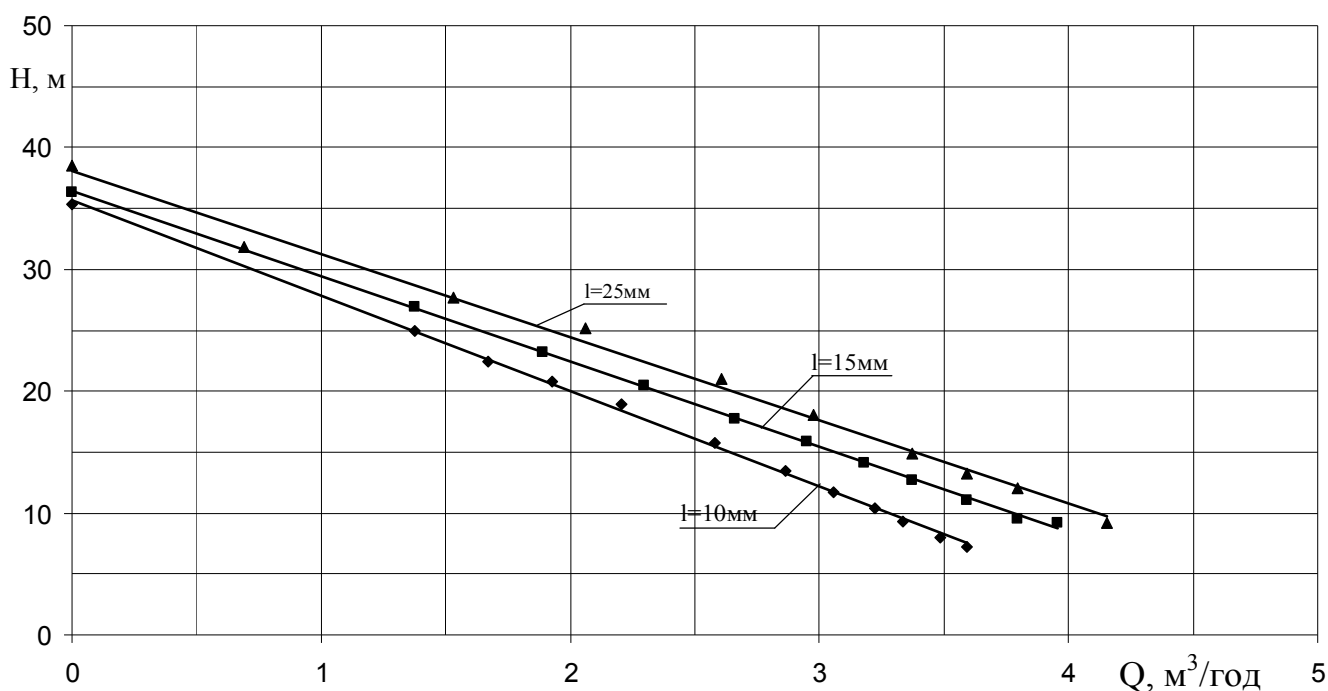


Рисунок 3.24 – Вплив ширини ступеня на напірні характеристики ГАГ

Однією з особливостей робочого процесу РПА є відсутність перетоків рідини по циліндричному зазору в момент перекриття каналу. Це пов'язано з малими радіальними зазорами, які в РПА становлять 0,02 – 0,04 мм [78].

З графіку (рис. 3.25) видно, що збільшення ширини ступеня доволі суттєво впливає на споживану потужність. Таке зростання обумовлене збільшенням сумарної циліндричної поверхні тертя, що підтверджує аналітичну залежність (2.9).

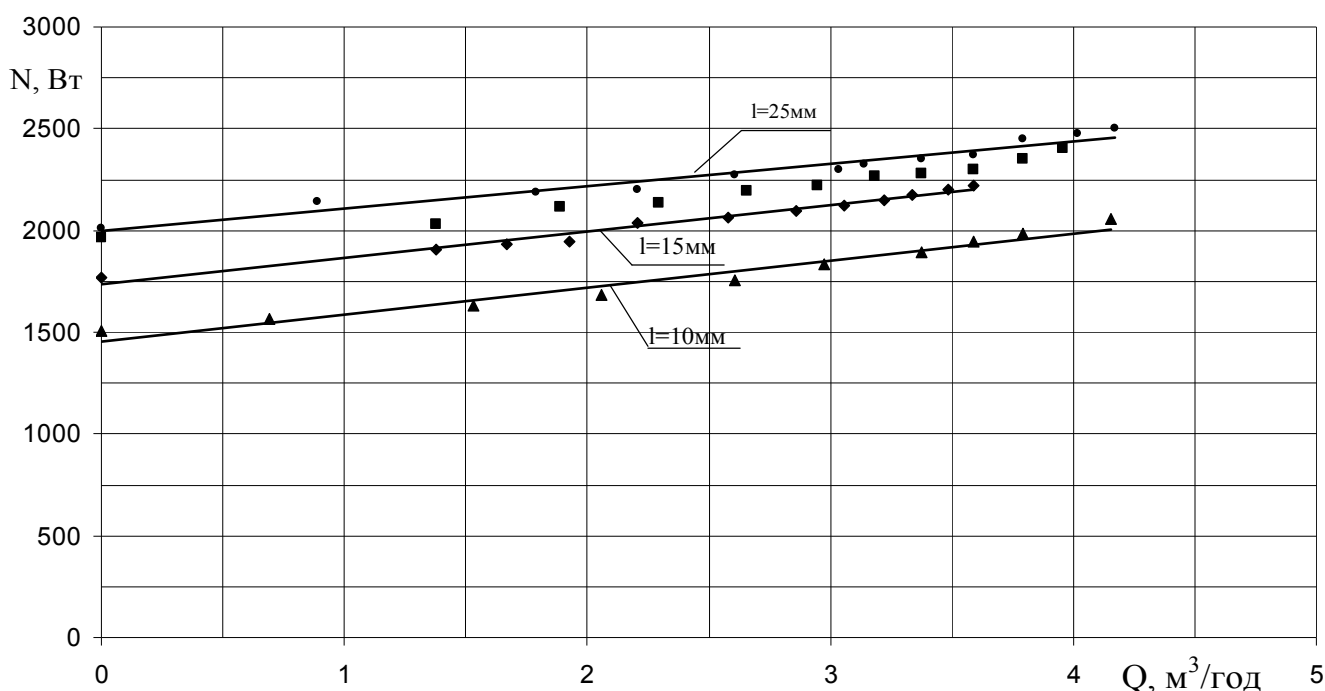


Рисунок 3.25 – Вплив ширини ступеня на характеристику споживаної потужності ГАГ

Разом з тим, збільшення гідравлічного опору руху потоку при збільшенні ширини ступеня збільшує час перебування окремо взятого елементарного об'єму в проточній частині, що позитивно відображається на якості гомогенізації за один прохід.

3.7 Вплив діаметра розташування ступенів роторного та статорного дисків

Встановлення впливу діаметрів роторного та статорного дисків в багатofункціональному гідродинамічному агрегаті-гомогенізаторі доволі складна задача. В першу чергу це пов'язано з особливістю робочого процесу, а саме з наявністю значних відмінностей картин течії в одній ступені та в

багатоступеневому агрегаті. В динамічних насосах ключовим розміром є зовнішній діаметр ротора, в результаті послідовної підрізки якого можливо побудувати залежність. В класичних РПА ключовим розміром є радіус розташування робочого (міжступеневого) зазору. Для знаходження залежності потужності агрегату від цього параметру проводиться серія експериментів з проточними частинами, які мають різний радіус розташування ступеня.

Враховуючи особливості робочого процесу та конструкції ГАГ, було прийнято рішення в якості ключового розміру варіювання обрати сумарний діаметр трьохступеневого агрегату, витримуючи в усіх експериментах постійною сумарну довжину ступенів.

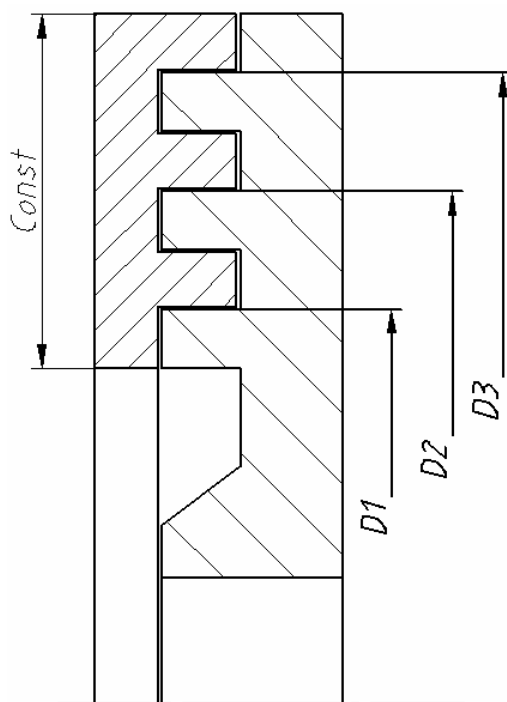


Рисунок 3.26 – Схема варіювання параметрами в експерименті дослідження впливу діаметра на енергетичну характеристику агрегату

Таблиця 3.9 – Параметри проточної частини, що досліджувались

D_1 , мм	D_2 , мм	D_3 , мм	l , мм	z , од	b , мм	δ_o , мм	δ_p , мм	α_p , град	α_c , град	n , об/хв
var	var	var	10	16	10	0,5	0,25	15	0	3000

На рис. 3.27 відображено рівень впливу діаметра розташування ступеня на споживану агрегатом потужність. Залежність інтерполюється ступеневою кубічною залежністю з достовірністю апроксимації $R^2=0,99$.

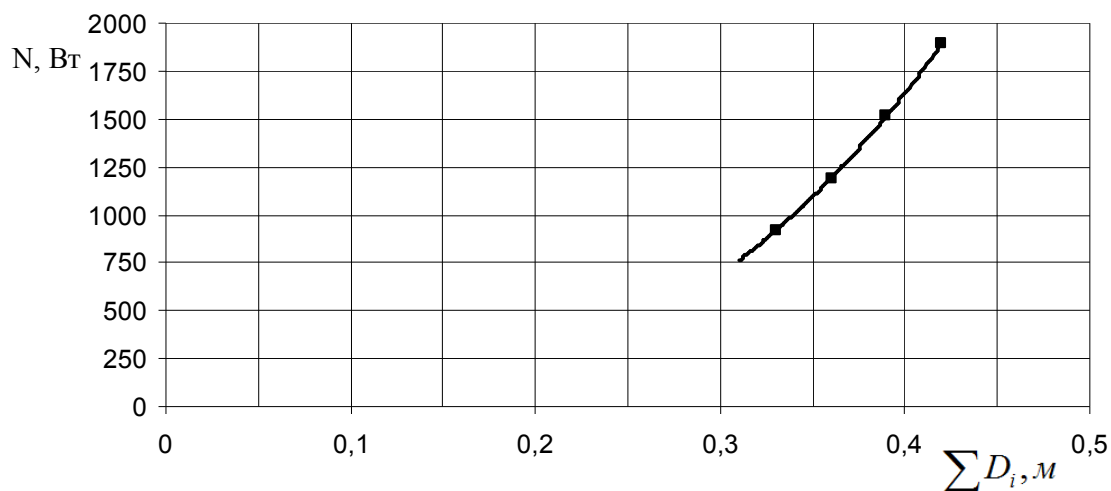


Рисунок 3.27 – Залежність споживаної потужності від діаметра розташування ступенів

На рис. 3.28 наведено вплив діаметра розташування ступенів ротора та статора на максимальний напір агрегату. З найбільшою достовірністю апроксимації дану криву описує ступенева квадратична залежність.

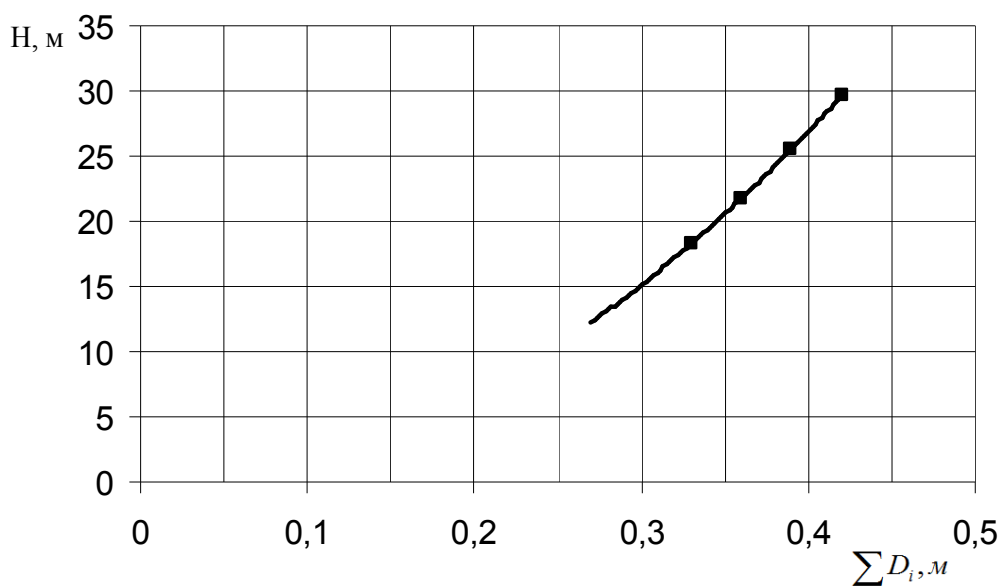


Рисунок 3.28 – Залежність напору агрегату від діаметра розташування ступенів

3.8 Вплив кількості ступенів

Проведення фізичного експерименту по дослідженню характеристик багатофункціонального ГАГ при зміні кількості ступенів є важливою задачею. В результаті попереднього аналізу було встановлено, що кількість ступенів менше трьох значно змінює картину течії в агрегаті, внаслідок появи прямотоків з входу в машину до напірної камери, що виникають при співпаданні каналів ротора та статора.

Конструктивно одноступеневий ГАГ дуже схожий з класичним РПА, але в дійсності їх робочі процеси значно відрізняються. Це пов'язано з величиною робочого зазору, який в РПА знаходиться в межах 0,02-0,04 мм. Малий зазор в РПА майже повністю виключає протікання рідини в момент перекриття каналів, в той час як в ГАГ така течія присутня постійно.



Рисунок 3.29 – Фото робочих колес ГАГ до та після підрізки ступенів

Цей експеримент проводився при використанні базової проточної частини за рахунок послідовної підрізки ступенів статора та ротора. На рис. 3.29 ми бачимо фото ротора з трьома, двома та одним ступенем.

Аналізуючи рис. 3.30 можна зробити два важливих висновки:

- підрізка ступенів значно зменшує максимальний напір агрегату (напір на закриту засувку); це пов'язано в першу чергу зі зменшенням діаметра робочого

колеса; який оказує на напір значний вплив.

- незалежно від кількості ступенів на максимальній витраті усі проточні частини мають однаковий напір.

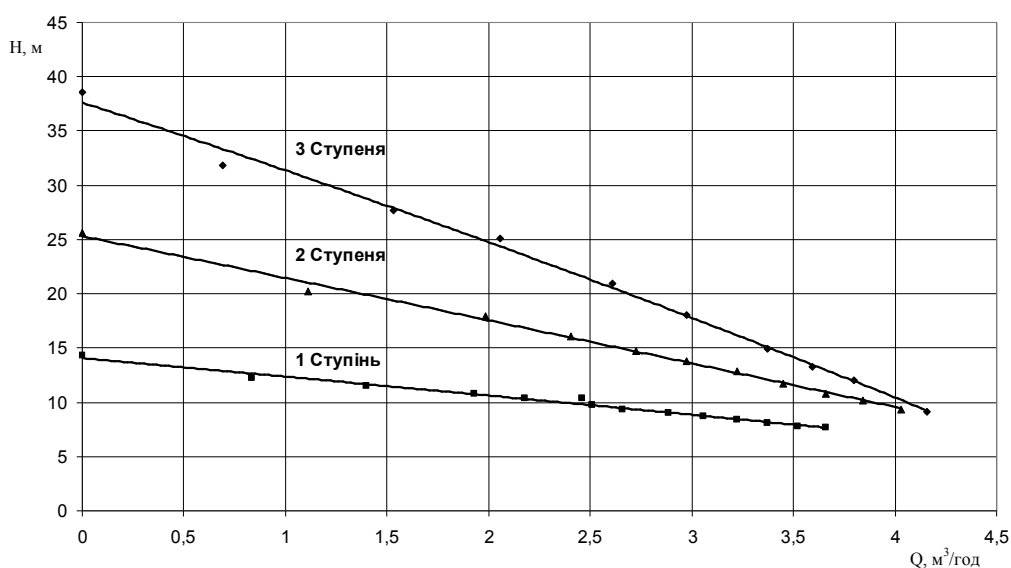


Рисунок 3.30 – Напірні характеристики ГАГ при зміні кількості ступенів

Аналізуючи рис. 3.31, можна зробити висновок, що кількість ступенів агрегату суттєво впливає на рівень споживаної потужності. Додатковий ступінь на більшому діаметрі здійснює більший вплив на рівень споживаної потужності, що пов'язано з діаметром розташування ступеня, а саме збільшенням градієнту швидкості на більшому радіусі, що веде до збільшення гідравлічного опору в зазорі.

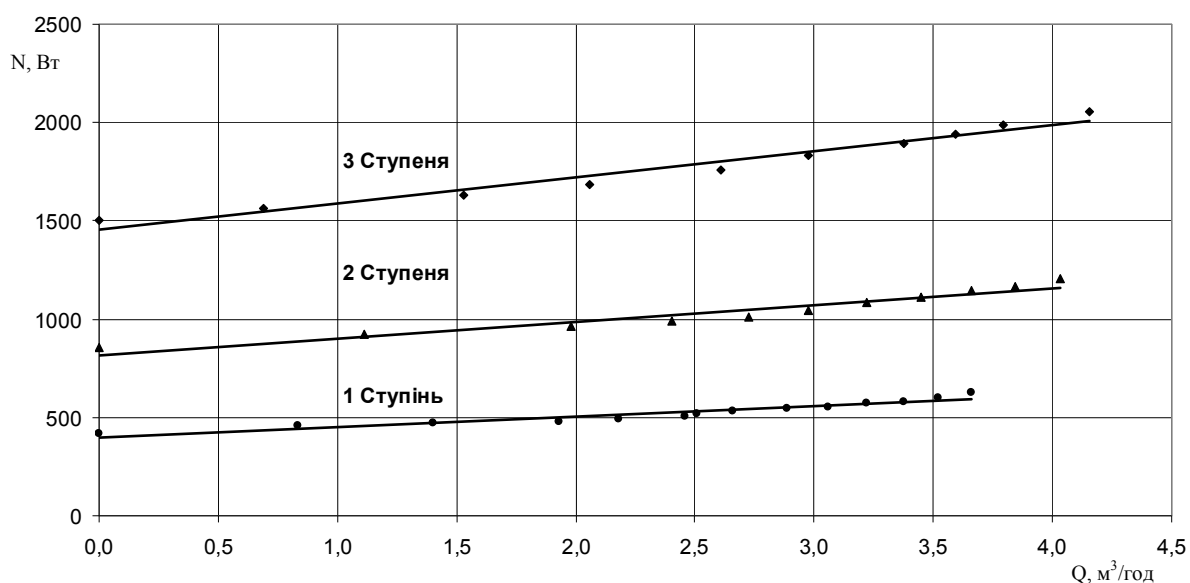


Рисунок 3.31 – Характеристики споживаної потужності агрегатів з різною кількістю ступенів

3.9 Вплив вихідного ступеня

В результаті проведення фізичних експериментів з підрізкою ступенів ротора та статора було виявлено нове явище, а саме зниження рівня споживаної потужності в агрегатах, вихідним ступенем якого є ступінь статора (рис. 3.32).

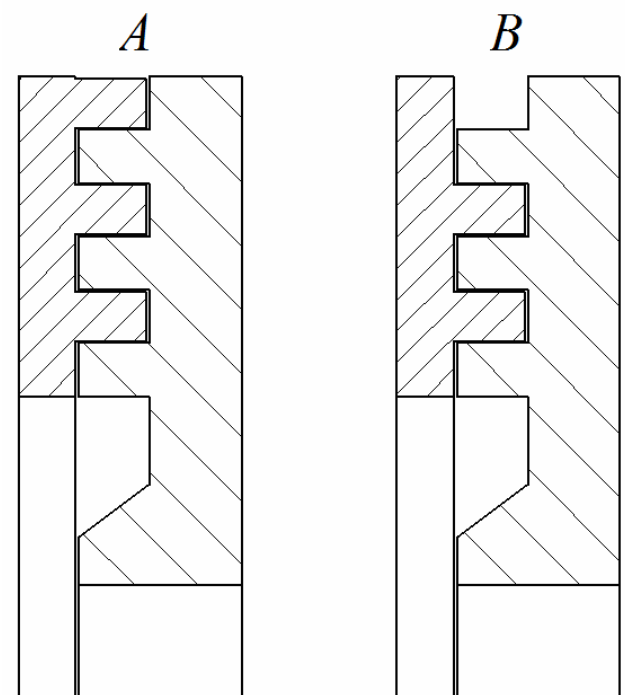


Рисунок 3.32 – Схема проточної частини. А – вихідний ступінь – ступінь статора;
В – вихідний ступінь – ступінь ротора

Експеримент проводився при підрізці базової проточної частини з зовнішнім діаметром ротора 175 мм, шириною ступеня 10 мм, 16 каналами ротора та статора та їх шириною 6 мм.

Аналіз попередньої математичної моделі вказує, що підрізка статорного апарата повинна викликати зниження споживаної потужності на величину $N_{ц.у.} = C_{f.ц.} \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot r^4 \omega^3$, тобто на величину гідродинамічного тертя в одній парі циліндричного ущільнення.

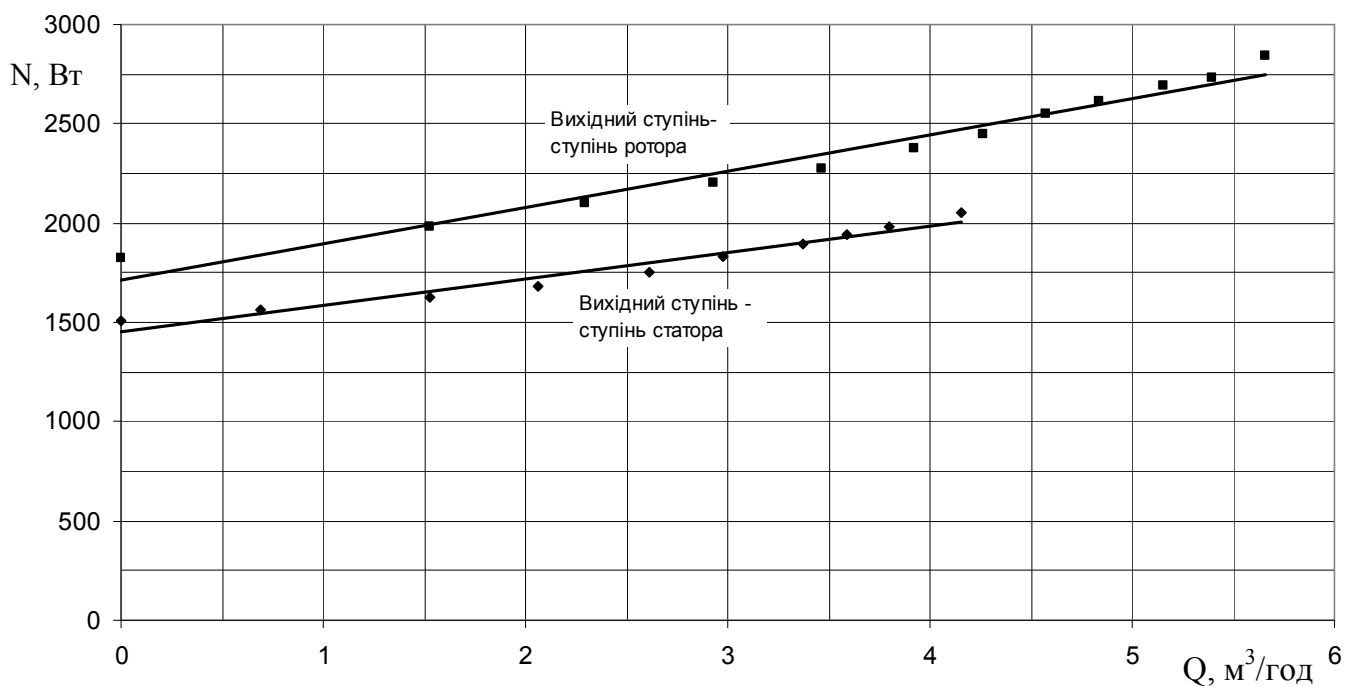


Рисунок 3.33 – Вплив вихідного ступеня на рівень споживаної потужності

Але аналіз характеристик на рис. 3.33 вказує, що проточна частина, вихідним ступенем якої є статор, споживає меншу потужність, ніж проточна частина після підрізки.

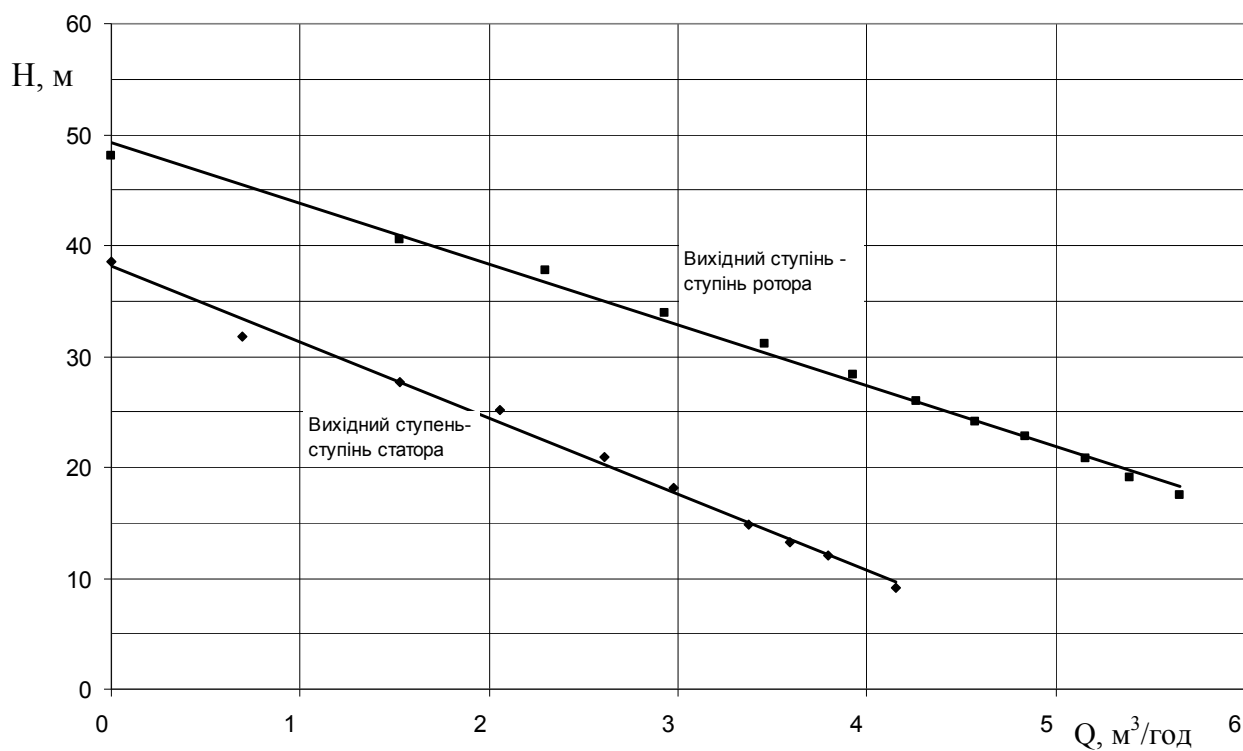


Рисунок 3.34 – Вплив вихідного ступеня на напірну характеристику.

На рис. 3.34 ми бачимо, що підрізка статора підвищує максимальний напір агрегату та підвищує витрату агрегату при однаковому напорі.

Аналізуючи в сукупності рис. 3.33 та рис. 3.34, можна зробити два важливих висновки:

- з точки зору енергетичної ефективності та якості вихідного продукту найбільш раціональним є виготовлення агрегатів зі статором в якості вихідного ступеня;
- підрізка статора дозволяє підвищити продуктивність та напірність агрегату, що може бути доцільно в ряді технологічних процесів з високими вимогами до рівня напору агрегату.

3.10 Уточнення математичної моделі багатофункціонального ГАГ

Проведення великої кількості однофакторних експериментів дозволило визначити рівні та ступені впливу ряду незалежних конструктивних та режимних факторів. Ряд конструктивних параметрів ($\delta_o, \delta_p, \alpha_p, \alpha_c$) в усіх експериментах був незмінним, що дозволило виключити їх з рівняння, обравши константами.

Таким чином, в загальному вигляді залежність споживаної потужності агрегату представляється у вигляді:

$$N = f(\sum D_i^k, \rho, Q, n, b, l, z, \delta_o, \delta_p, \alpha_p, \alpha_c), \quad (3.13)$$

де $\sum D_i^k = D_1^k + D_2^k + D_i^k$ – сума діаметрів ступенів;

Виключимо з рівняння константи, запишемо фактори окремого впливу з відповідними показниками, що отримані в результаті проведення однофакторних експериментів. Параметри сумісного впливу, такі як кількість каналів, їх ширину та ширину ступеня винесемо в коригувальний коефіцієнт потужності $K_N = f(z, \bar{b}, \bar{l})$ і для представлення його в безрозмірному вигляді запишемо $\bar{b} = b/D_p$ та $\bar{l} = l/D_p$,

де D_p – зовнішній діаметр ротора.

Запишемо рівняння для знаходження потужності у вигляді:

$$N = (1 + 300 \cdot Q) \cdot n^{2,86} \cdot \sum D_i^3 \cdot \rho_{cm} \cdot K_N. \quad (3.14)$$

В загальному випадку залежність напору представлена у вигляді

$$H = f(\sum D_i^k, Q, n, b, l, z, \delta_o, \delta_p, \alpha_p, \alpha_c),$$

Як і з залежністю потужності, константи були виключені з рівняння а фактори прямого впливу доповнені імперичними показниками ступенів.

Результати аналізу однофакторних експериментів також дозволили отримати рівняння для прогнозування напірної характеристики. Модель (3.15) була доповнена коригувальним коефіцієнтом напору $K_H = f(z, \bar{b}, \bar{l})$ для врахування сумісно впливаючих параметрів.

$$H = (1 - K_z Q) \cdot n^{1,98} \cdot \sum D_i^2 \cdot K_H, \quad (3.15)$$

де $K_z = \frac{9600}{z}$ коефіцієнт, що враховує зміну нахилу напірної кривої від кількості каналів.

3.11 Визначення коригувальних коефіцієнтів потужності та напору на основі планування багатфакторного експерименту

В багатофункціональному ГАГ ряд конструктивних параметрів мають окремий, тобто незалежний від інших параметрів вплив на напір та споживану потужність. Але такі конструктивні параметри як кількість каналів, їх ширина та ширина ступеня являє добуток, що характеризує пропускну спроможність агрегату. Таким чином, ці параметри взаємопов'язані і прогнозувати їх вплив на характеристики методом однофакторних експериментів некоректно [79].

Таким чином, для прогнозування значень параметра, що досліджується, від ряду факторів необхідно проводити велику кількість експериментів, які дозволяють побудувати інтерполяційну залежність. Для знаходження такої залежності в роботі було прийнято рішення використати статистичні методи планування експерименту [76–80]. Характерними особливостями процесу планування експерименту було прагнення мінімізувати кількість дослідів шляхом одночасної зміни всіх факторів, що досліджуються, за спеціальними правилами – алгоритмами.

В роботі конструктивні параметри, такі як кількість каналів, їх ширина та ширина ступеня, були представлені як функція коригувальних коефіцієнтів потужності $K_N = f(z, \bar{b}, \bar{l})$ та напору $K_H = f(z, \bar{b}, \bar{l})$, а задачею планування багатofакторного експерименту було визначення інтерполяційної залежності потужності та напору в залежності від відповідних коригувальних коефіцієнтів.

Отримання експериментальних даних, а саме значення потужності та напору, проводилось на режимі нульової подачі; таким чином складові, витрати з рівнянь (3.14) та (3.15) були викреслені:

$$K_N = \frac{N_{експ}}{\rho_{см} \cdot n^{2,86} \cdot \sum D_i^3}, \quad (3.16)$$

де $N_{експ}$ – величина потужності, значення якої визначалось експериментальним шляхом, Вт.

$$K_H = \frac{H_{експ}}{n^{1,98} \cdot \sum D_i^2}, \quad (3.17)$$

де $H_{експ}$ – величина напору, визначеного експериментальним шляхом, м.

Першим етапом методики є побудова плану повного факторного експерименту. Для його побудови необхідно вибрати центр плану, тобто експериментальні точки, які симетричні відносно вихідної точки. Для визначення граничних, верхнього та нижнього рівнів факторів до основного рівня додається та віднімається інтервал варіювання.

Запишемо в таблицю (табл. 3.10) перелік факторів варіювання, їх кодові значення, інтервали та межі варіювання.

Таблиця 3.10 – Фактори, значення, рівні та інтервали варіювання

Фактори	Кодове значення	Рівні факторів			Інтервал варіювання
		Верхній +1	Основний 0	Нижній -1	
z – кількість каналів	x_1	24	16	8	8
\bar{l} – відносна ширина ступеня	x_2	0,114	0,086	0,057	0,029
\bar{b} – відносна ширина каналу	x_3	0,057	0,046	0,034	0,011

Наступним етапом методики є побудова математичної моделі, яка виражає функцію відклику. Функцію відклику звичайно вдається апроксимувати поліномом такого виду:

$$y = b_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i x_i + \sum_{1 \leq i < l \leq k} b_{il} x_i x_l, \quad (3.18)$$

де x_i, x_l – незалежні змінні фактори варіювання;

b_0, b_i, b_{il} – вибіркові коефіцієнти регресії при відповідних змінних, які є лише оцінками теоретичних коефіцієнтів регресії.

Основою для факторного експерименту є матриця планування. Для зручності запису умов експерименту та обробки експериментальних даних рівні факторів кодують. В кодованому вигляді верхній рівень фактора позначають +1, нижній -1, а основний 0. Кодоване значення фактора x_i визначають за виразом:

$$x_i = \frac{\tilde{x}_i - \tilde{x}_i^0}{\varepsilon_i}, \quad (3.19)$$

де \tilde{x}_i – натуральне значення i -го фактору;

\tilde{x}_i^0 – натуральне значення основного рівня i -го фактору;

ε_i – інтервал варіювання i -го фактору.

В нашому випадку для побудови матриці центрального композитного плану першого порядку слід записати наступні дані (табл. 3.11).

Таблиця 3.11– Дані для побудови матриці центрального композиційного планування

Число факторів k	«Ядро» плану	Число точок «ядра» $n_{я}$	Число нульових точок n_0	Загальне число дослідів N
3	2^3	8	6	14

Визначимо матрицю планування повного трьохфакторного експерименту для умов задачі (табл. 3.10). Використовуючи формулу (3.18), проведемо кодування кожного з факторів варіювання. Останні колонки табл. 3.13 відображають значення y отриманих в результаті проведених дослідів, які фіксувались паралельно для визначення коефіцієнтів потужності і напору.

Запишемо функцію відклику (3.18), яка для нашого випадку приймає вигляд

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3 \quad (3.20)$$

Коефіцієнти рівняння регресії (3.20) визначаємо за формулами:

$$b_0 = \frac{\sum_{j=1}^N y_j}{N}; \quad b_i = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij}y_j}{N}; \quad b_{il} = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij}x_{lj}y_j}{N}.$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 3.12.

Таблиця 3.12 – Значення коефіцієнтів рівнянь регресії для визначення K_N та K_H

	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{123}
$y(K_N)$	0,00348	0,00045	0,0001	0,00049	-0,00002	0,00001	0,00005	-0,00006
$y(K_H)$	0,29575	0,00330	0,00865	0,00144	-0,00124	0,00031	-0,00103	0,00021

Після підставлення отриманих коефіцієнтів у рівняння регресії (3.20). вони приймуть вигляд:

- для визначення коригувального коефіцієнту потужності:

$$y(K_N) = 0,00348 + [4,5 \cdot x_1 + 1 \cdot x_2 + 4,0 \cdot x_3 - 0,2 \cdot x_1 x_2 + 0,1 \cdot x_1 x_3 + 0,5 \cdot x_2 x_3 - 0,6 \cdot x_1 x_2 x_3] \cdot 10^{-4} \quad (3.21)$$

- для визначення коригувального коефіцієнту напору:

$$y(K_H) = 0,29575 + [3,3x_1 + 8,65x_2 + 1,44x_3 - 1,24x_1x_2 + 0,31x_1x_3 - 1,03x_2x_3 + 0,21x_1x_2x_3] \cdot 10^{-3} \quad (3.22)$$

Таблиця 3.13 – Матриця планування та результатів дослідів експерименту типу 2^3

Серія	№ дослідів	x_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$	$y (K_N)$	$y (K_H)$
Ядро плану	1	+	+	+	+	+	+	+	-	0,00451457	0,30731865
	2	+	-	+	+	-	-	+	-	0,00373685	0,30155128
	3	+	+	-	+	-	+	-	-	0,00436282	0,29413608
	4	+	-	-	+	+	-	-	+	0,00326643	0,28424916
	5	+	+	+	-	+	+	-	-	0,00350923	0,30484692
	6	+	-	+	-	-	+	-	+	0,00256079	0,30237519
	7	+	+	-	-	-	-	+	+	0,00333471	0,28836871
	8	+	-	-	-	+	+	+	-	0,00253423	0,2801296
Центр плану	1	+	0	0	0	0	0	0	0	0,00349595	0,29660732
	2	+	0	0	0	0	0	0	0	0,00348639	0,2957839
	3	+	0	0	0	0	0	0	0	0,00349405	0,29660754
	4	+	0	0	0	0	0	0	0	0,00348641	0,29586629
	5	+	0	0	0	0	0	0	0	0,00349405	0,29660781
	6	+	0	0	0	0	0	0	0	0,00348267	0,29603108

Наступним етапом є перевірка адекватності отриманих рівнянь (3.21) та (3.22). та визначення дисперсії коефіцієнтів, для чого знаходимо дисперсію відтворюваності експерименту s_y^2 . Знайдемо її за результатами шести дослідів, які проведені в «центрі плану» (табл. 3.13).

Знаходимо середнє арифметичне значення параметру оптимізації \bar{y} в «центрі плану»:

$$\bar{y} = \frac{1}{n_0} \sum_{u=1}^{n_0=7} y_u,$$

де y_u – u -й результат дослідів в «центрі» плану;

n_0 – число нульових точок.

Так $\bar{y}(K_N) = 0,003490$, а $\bar{y}(K_H) = 0,296251$.

В свою чергу, дисперсії s_y^2 відтворюваності експериментів визначимо за формулою:

$$s_y^2 = \frac{1}{n_0 - 1} \sum_{u=1}^{n_0=7} (y_u - \bar{y})^2.$$

Отримуємо, що для визначення коефіцієнта потужності $s_{y(K_N)}^2 = 2,94 \cdot 10^{-11}$, а для визначення коефіцієнту напору $s_{y(K_H)}^2 = 1,6 \cdot 10^{-7}$.

Порівняємо між собою помилку експерименту s_y ($s_y = \sqrt{s_y^2}$, $s_{y(K_N)} = 5,42 \cdot 10^{-6}$ та $s_{y(K_H)} = 3,99 \cdot 10^{-4}$) з різницею між значенням параметру оптимізації \bar{y} в «центрі плану» та величиною вільного члена b_0 ($|\bar{y}(K_N) - b_0| = 7,14 \cdot 10^{-6}$ та $|\bar{y}(K_H) - b_0| = 5,02 \cdot 10^{-4}$). Якщо умова, коли отримана різниця $|\bar{y} - b_0|$ перевищує помилку експерименту s_y , не виконується, то досліджувана залежність може бути з достатньою точністю апроксимована лінійним рівнянням регресії (3.20). Порівнюючи отримані розрахункові залежності, в нашому випадку бачимо, що отримана різниця $|\bar{y} - b_0|$ як для визначення коефіцієнта

потужності, так і для визначення коефіцієнта напору не перевищує значення помилки експерименту s_y . Таким чином, експеримент був поставлений по програмі центрального композиційного планування першого порядку. Реалізовано вісім дослідів повного факторного експерименту 2^3 та шість дослідів в «центрі плану».

Наступний етап - перевірка значимості коефіцієнтів регресії шляхом порівняння їх абсолютної величини з довірчим інтервалом. Для визначення останнього слід вичислити дисперсії коефіцієнтів, що є можливим за допомогою наступного виразу:

$$s^2\{b_i\} = \frac{s_y^2}{N}.$$

В результаті розрахунку маємо такі значення дисперсії коефіцієнтів

- для визначення коефіцієнту потужності: $s^2\{b_i\} = 2,1 \cdot 10^{-12}$;
- для визначення коефіцієнту напору: $s^2\{b_i\} = 1,14 \cdot 10^{-8}$.

Довірчий інтервал для коефіцієнтів рівнянь регресії визначимо таким чином:

$$\Delta b_i = \pm t_T s\{b_i\}.$$

де t_T – табличне значення критерію при прийнятому рівні значимості та числі ступенів вільності f ;

$s\{b_i\}$ – помилка при визначенні i -го коефіцієнта регресії, $s\{b_i\} = \sqrt{s^2\{b_i\}}$.

При відсутності дублювання дослідів число ступенів вільності знаходимо по виразу $f = n_0 - 1$, тобто $f = 5$. Тоді значення критерію t_T , при 5%-вому рівні значимості, дорівнює 2,57.

Таким чином, маємо наступне значення довірчого інтервалу Δb_i :

- для визначення коефіцієнту потужності $\Delta b_i = \pm 0,000004$;
- для визначення коефіцієнту напору $\Delta b_i = \pm 0,000274$.

В зв'язку з тим, що коефіцієнт $b_{123} = 0,00021$ при визначенні коригувального коефіцієнту напору менше довірчого інтервалу $\Delta b_i = \pm 0,000274$, їм можна знехтувати.

Запишемо спрощені рівняння:

$$y(K_N) = 0,00348 + [4,5 \cdot x_1 + 1 \cdot x_2 + 4,0 \cdot x_3 - 0,2 \cdot x_1 x_2 + 0,1 \cdot x_1 x_3 + 0,5 \cdot x_2 x_3 - 0,6 \cdot x_1 x_2 x_3] \cdot 10^{-4}; \quad (3.23)$$

$$y(K_H) = 0,29575 + [3,3x_1 + 8,65x_2 + 1,44x_3 - 1,24x_1x_2 + 0,31x_1x_3 - 1,03x_2x_3] \cdot 10^{-3}. \quad (3.24)$$

Перевірмо адекватність отриманих моделей (3.23) та (3.24), порівнюючи розрахункові значення критерію Фішера з табличними значеннями. Розрахунковий F-критерій знаходиться за таким виразом:

$$F_p = \frac{s_{ad}^2}{s_y^2}, \quad (3.25)$$

де s_{ad}^2 – дисперсія адекватності, яка визначається за такою формулою:

$$s_{ad}^2 = \frac{s_R}{N - (k + 1)}, \quad (3.26)$$

де s_R – залишкова сума квадратів відхилень розрахункових \hat{y}_i значень функції відклику від однойменних експериментальних y_i :

$$s_R = \sum_{j=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2. \quad (3.27)$$

Визначимо табличне значення F_T , яке при 5%-вому рівні значимості та числах ступенів вільності для чисельника 10 та для знаменника 5 дорівнює 4,85.

Таблиця 3.14 – Розрахункові значення для перевірки

	s_R	s_{ad}^2	F_p
$y(K_N)$	$1,17 \cdot 10^{-9}$	$1,17 \cdot 10^{-10}$	3,98
$y(K_H)$	$4,21 \cdot 10^{-7}$	$4,21 \cdot 10^{-7}$	2,64

Бачимо, що $F_p < F_T$, саме тому математичні моделі для визначення коригувальних коефіцієнтів потужності (3.23) та напору (3.24) можна вважати адекватними.

Проведемо декодування рівнянь (3.23) та (3.24) до їх натуральних значень, враховуючи що:

$$x_1 = \frac{z - 16}{8}; \quad x_2 = \frac{\bar{l} - 0,086}{0,029}; \quad x_3 = \frac{\bar{b} - 0,046}{0,011}.$$

В результаті декодування та математичного спрощення рівняння (3.23) та (3.24) приймають наступний вигляд:

$$K_N = 2,3 \cdot 10^{-3} - 3,46 \cdot 10^{-5} \cdot z - 1,97 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{l} - 3,1 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{b} + 9,95 \cdot 10^{-4} \cdot z \cdot \bar{l} + \\ + 2,13 \cdot 10^{-3} \cdot z \cdot \bar{b} + 0,533 \cdot \bar{b} \cdot \bar{l} - 2,35 \cdot 10^{-2} \cdot z \cdot \bar{b} \cdot \bar{l}; \quad (3.28)$$

$$K_H = 0,24 + 7,1 \cdot 10^{-4} \cdot z + 0,53 \cdot \bar{l} + 0,352 \cdot \bar{b} - 5,34 \cdot 10^{-3} \cdot z \cdot \bar{l} + \\ + 3,52 \cdot 10^{-3} \cdot z \cdot \bar{b} + 3,23 \cdot \bar{b} \cdot \bar{l}. \quad (3.29)$$

3.12 Перевірка адекватності коригувальних коефіцієнтів потужності та напору

Для перевірки адекватності коригувального коефіцієнту було проведено співставлення розрахункових та експериментальних характеристик.

На рис. 3.35 - 3.37 були порівняні розрахункові та експериментальні точки на режимах нульової подачі для споживаної потужності та напору

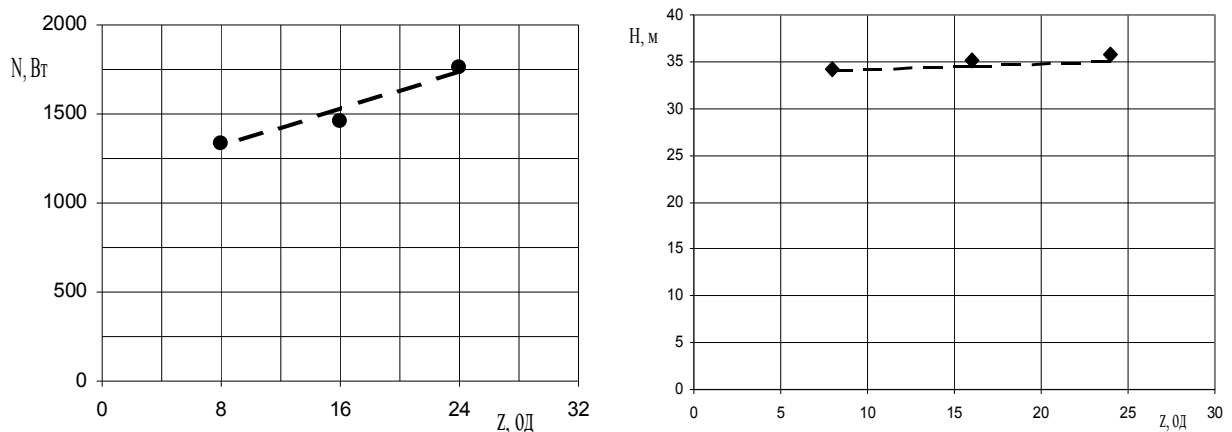


Рисунок 3.35 – Співставлення розрахункових характеристик та експериментальних точок

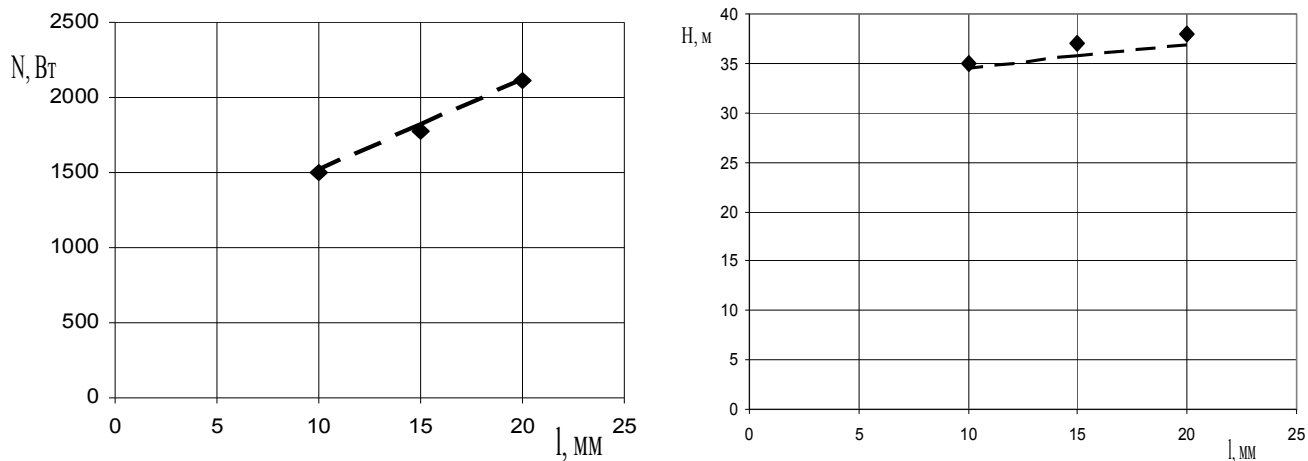


Рисунок 3.36 - Співставлення розрахункових характеристик та експериментальних точок

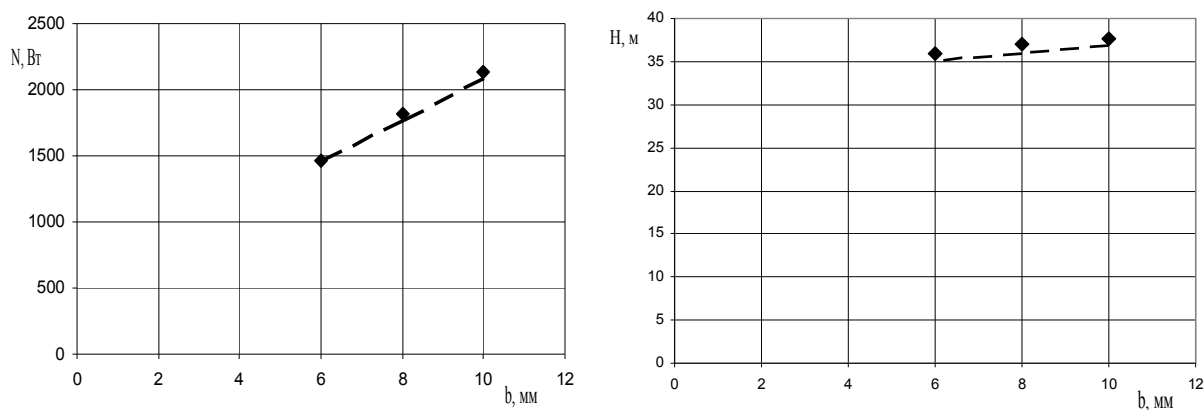


Рисунок 3.37 - Співставлення розрахункових характеристик та експериментальних точок

Для підтвердження адекватності математичної моделі на всіх режимах було проведено співставлення розрахункових напірних та енергетичних характеристик з характеристиками, що були отримані в результаті фізичного випробування базової проточної частини з діаметром робочого колеса 175 мм (рис. 3.38).

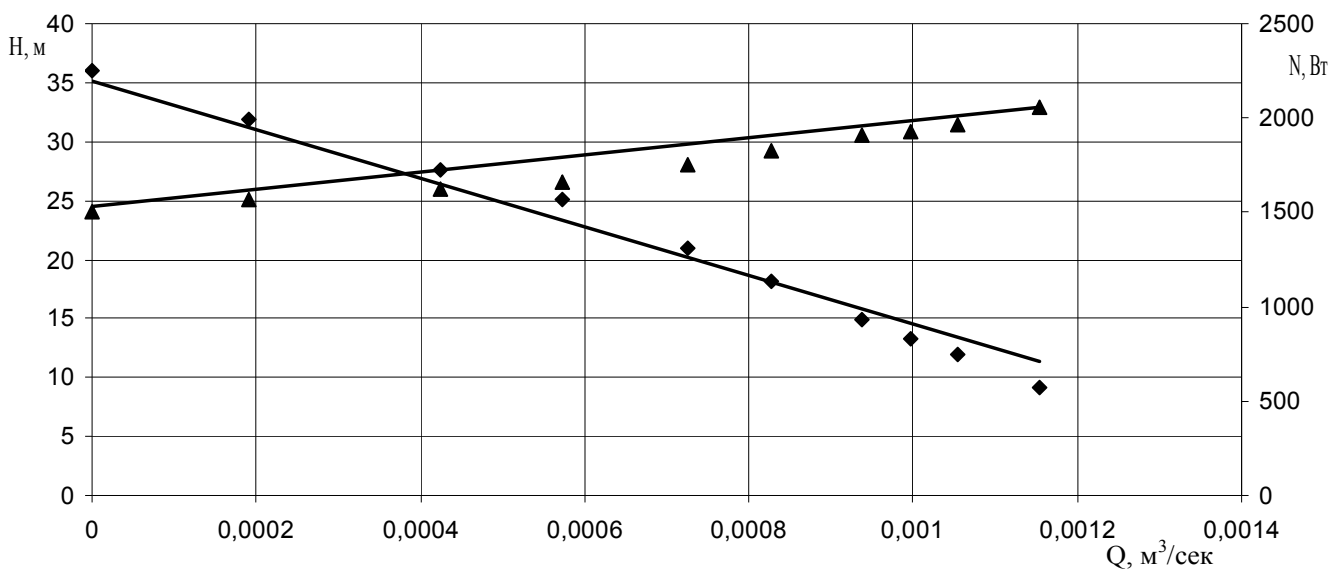


Рисунок 3.38 – Співставлення розрахункових характеристик напору та споживаної потужності з фізичним експериментом

Внаслідок співставлення розрахункових та експериментальних характеристик встановлено, що граничні відхилення не перевищують 6,3 відсотка при розрахунку потужності та 8,2 відсотка при прогнозуванні напірної характеристики.

При співставленні розрахункових точок з результатами однофакторних фізичних експериментів граничні відхилення як потужності, так і напору не перевищували 5 відсотків.

3.13 Висновки

Цей розділ присвячено фізичному дослідженню багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора. За результатами проведеної роботи можна зробити наступні висновки.

1. Збільшення частоти обертання ротора веде до збільшення як продуктивності агрегату, так і до росту напірності, але одночасно з тим, збільшення частоти обертання викликає майже кубічне збільшення споживаної агрегатом потужності, що вказує на обмеженість раціональної межі використання цього параметру. Тому з умов надійності агрегату, простоти його експлуатації та обслуговування, вартості агрегату та системи керування у якості приводу для агрегатів подібного класу раціонально використовувати асинхронні загальнопромислові електродвигуни з частотою обертання 3000 об/хв. Але вивчення впливу частоти обертання на якість та інтенсивність процесів перемішування та гомогенізації є важливою задачею для подальшого розвитку теорій багатофункціональних гідродинамічних агрегатів.
2. Збільшення кількості каналів ротора та статора веде до значного зростання продуктивності агрегату та до менш значного зростання споживаної потужності. Так при збільшенні кількості каналів з 2 до 24 відбувається зростання продуктивності в 18 разів при зростанні споживаної потужності лише в 2 рази. Але збільшення продуктивності цим шляхом зменшує час перебування рідини в проточній частині, що в свою чергу знижує рівень гомогенізації та подрібнення за один прохід. Таким чином, збільшення витрати агрегату за рахунок збільшення кількості каналів є найбільш доцільним в технологічних процесах з циклічною обробкою рідини в системі замкнутого контуру. Також особливу увагу слід приділяти розрахунку на міцність першого ступеня агрегату при роботі з гідросумішами, що включають крупні тверді включення чи значну кількість дрібних, але абразивних часток. Слід зазначити, що залежність напору агрегату від кількості каналів має стадію насичення, після якої кількість каналів майже не впливає на напір машини.

3. Ширина каналів рівномірно впливає як на витрату через проточну частину, так і на потужність, що підтверджує аналітичні передумови. Ширина каналу та їх кількість є конструктивно зв'язаними параметрами, а саме збільшення ширини каналів веде до зменшення максимально можливої кількості каналів, тому вибір оптимального співвідношення між кількістю каналів та їх шириною потребує вирішення оптимізаційної задачі за умови відповідної якості вихідного продукту.
4. Ширину ступеня багатofункціонального ГАГ неможливо розглядати як аналог ширини каналу робочого колеса відцентрового насосу. Це пов'язано з наявністю складової зигзагоподібного руху по робочому зазору. Таким чином, збільшення ширини ступеня значно збільшує споживану агрегатом потужність за рахунок збільшення циліндричної поверхні тертя та збільшення гідравлічного опору руху потоку по зазору. Одночасно з тим, збільшення ширини ступеня збільшує час перебування одиниці об'єму рідини в проточній частині, що позитивно відображається на якості гомогенізації за один прохід.
5. Дослідження впливу діаметра розташування ступенів показали, що споживана потужність залежить від діаметра в 3 степені, а залежність максимального напору від діаметра має квадратичну залежність. Отримані результати дозволили уточнити математичну модель та вказують на раціональність проектування агрегатів з максимальною мінімізацією діаметра розташування ступенів, якщо до агрегату не пред'явлено додаткових умов відносно напірності.
6. Експерименти по дослідженню впливу кількості ступенів агрегату вказують, що зменшення кількості ступенів менше трьох значно змінює картину течії в агрегаті внаслідок появи прямотоків при співпаданні каналів ротора та статора. Також можна зробити висновок про суттєвий вплив кількості ступенів на споживану потужність та максимальний напір. Важливим є те, що на максимальній продуктивності триступеневий та одноступеневий агрегати мають однаковий напір, але значну різницю в споживаній потужності.
7. При підрізці ступенів було виявлено новий ефект зниження споживаної потужності у агрегатів, вихідним ступенем якого є ступінь статора. Цей результат вказує на енергетичну доцільність проектування агрегатів, вихідним ступенем якого

є ступінь статора, що дозволяє знизити рівень споживаної потужності, одночасно підвищуючи якість гомогенізації за один прохід.

8. Проведення великої кількості фізичних експериментів дозволило уточнити математичну модель ГАГ, визначивши рівень впливу конструктивних та режимних параметрів на споживану потужність. Також запропоновано залежність, яка дозволяє прогнозувати напірну характеристику. Подальше уточнення моделі потребує введення коригувальних коефіцієнтів потужності та напору, які враховують одночасний вплив кількості каналів, їх ширини та ширини ступеня.

9. Планування та проведення багатофакторного фізичного експерименту дозволило отримати залежності для визначення рівня впливу сумісно впливаючих параметрів, що дозволило значно уточнити математичну модель. Внаслідок співставлення розрахункових та експериментальних характеристик встановлено, що граничні відхилення не перевищують 6,3 відсотка при розрахунку потужності та 8,2 відсотка при прогнозуванні напірної характеристики. При співставленні розрахункових точок з результатними однофакторних фізичних експериментів граничні відхилення як потужності так і напору не перевищували 5 відсотків.

10. В результаті співставлення розрахункових характеристик з експериментальними точками була підтверджена адекватність математичної моделі в усьому діапазоні робочої подачі та при зміні взаємновпливаючих параметрів.

РОЗДІЛ 4

ПРАКТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ПРОМИСЛОВИХ ВИПРОБУВАНЬ АГРЕГАТУ

4.1 Методика проектування багатофункціонального ГАГ та рекомендації по вибору конструктивних параметрів на різні умови роботи

Визначення конструкції та енергетичних показників багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора по відомим на початковій стадії проектування даним є дуже важливою задачею. Особливістю проектування ГАГ є врахування його багатофункціональності. Так отримана конструкція повинна реалізовувати основну функцію (гомогенізацію на поставленому в технічних умовах рівні) та одночасно реалізувати вторинні функції (гідроподрібнення, нагрів та перекачування) на відповідному рівні.

Розглянемо кожен з етапів більш детально.

Вхідні та вихідні дані, що характеризують багатофункціональний ГАГ, складаються з насосної характеристики (залежність напору від витрати), характеристик середовища (густина суцільного середовища ρ_c , густина дисперсної складової ρ_d , об'ємна доля дисперсної фази φ , температура гідросуміші на вході в агрегат T_1 та на виході з агрегату T_2).

Першим конструктивним параметром, що обирається, є кількість ступенів. При загальному розрахунку попередньо кількість ступенів встановлюється мінімальна, а саме 3, та при необхідності, в подальшому розрахунку збільшується в межах рекомендованого діапазону. Слід зазначити, що для технологічних процесів тонкої гомогенізації нев'язких рідин, таких як молоко, при проектуванні агрегатів, які працюють на прохід, кількість ступенів необхідно збільшити до 6-7 для отримання біль якостного продукту.

При виборі діаметра ступеня необхідно прагнути до мінімізації зовнішнього діаметра ротора, від якого значно залежить споживана агрегатом потужність. Таким

чином, діаметр ступенів вибирається конструктивно, враховуючи рекомендації.

При виборі кількості каналів слід враховувати, що збільшення їх кількості є найбільш ефективним параметром, що впливає на продуктивність агрегату. Але збільшення продуктивності цим шляхом зменшує час перебування рідини у проточній частині, тим самим знижуючи якість гомогенізації за один прохід. Таким чином, при проектуванні агрегату необхідно враховувати тип включення агрегату в технологічну лінію (циклічна робота/проточна робота) та характеристики робочого середовища.

Ширина каналу конструктивно та енергетично зв'язана з кількістю каналів. Конструктивно, збільшення ширини каналу веде до зменшення максимально можливої кількості каналів. З енергетичної точки зору збільшення ширини каналу збільшує лопатеву взаємодію ротора статора. Таким чином, збільшення продуктивності агрегату шляхом збільшення ширини каналу доцільно в обмеженому рекомендаціями діапазоні і лише при проектуванні агрегатів циклічного принципу дії.

Збільшення ширини ступеня веде як до зростання продуктивності, так і споживаної агрегатом потужності. Ширина ступеня збільшує гідравлічний опір однієї зі складових потоку (поток, що рухається по зигзагоподібному зазору), але збільшення ширини ступеня є ефективним методом збільшення продуктивності агрегатів прохідного принципу дії, тому що саме такий метод дозволяє збільшити продуктивність без зниження показників якості готового продукту за один прохід.

Першим рішенням в методиці проектування багатофункціонального ГАГ є перевірка кратності енергообміну. Цей критерій характеризує якість отриманого продукту. Отримання цього критерію теоретичним шляхом є дуже складною задачею, яка потребує детального дослідження в рамках харчових та хімічних технологій.

Виразимо кратність енергообміну через співвідношення:

$$\psi = \frac{V \cdot n}{Q}, \quad (4.1)$$

де V – сумарний об'єм каналів проточної частини, який можна знайти за формулою:

$$V = l \cdot b \cdot 2c \cdot z \cdot w, \quad (4.2)$$

де l – ширина ступеня, b – ширина каналу, c – висота ступеня, z – кількість каналів, w – кількість ступенів. Для розрахунку двосторонніх агрегатів сумарний об'єм V пропорційно збільшується.

Критерій представляє собою співвідношення теоретичної та фактичної витрати агрегату та характеризує кратність взаємодії потоку в процесі проходження проточної частини.

В роботі приведено критерій, отриманий експериментальним шляхом для технологічного процесу гомогенізації молока.

Так агрегат ГАГ-30, що працює на підприємстві «Добряна», має кратність енергообміну $\psi = \frac{43}{9} \approx 4,7$ та дозволяє отримати готовий продукт, що відповідає нормам з розміром жирових кульок 9 мкм.

Важливо зазначити, що кратність енергообміну – критерій, якій можливо регулювати в процесі роботи, так як він залежить від фактичної витрати агрегату. Закриття засувки, тобто зменшення витрати дозволяє значно збільшити кратність енергообміну, тим самим підвищуючи рівень гомогенізації продукту, що відбувається за рахунок збільшення часу перебування окремо взятого об'єму рідини в проточній частині.

Так зміна режиму роботи при закриванні засувки на виході дозволяє значно збільшити кратність енергообміну.

При зниженні витрати з 9 до 5 м³/год – $\psi = \frac{43}{5} \approx 8,6$ та отримання розміру жирових кульок 5,4 мкм за один прохід.

При зниженні витрати з 9 до 2 м³/год – $\psi = \frac{43}{2} = 21,5$ та отримання розміру жирових кульок 4,3 мкм за один прохід.

Виконання умов міцності в агрегаті полягає в перевірці міцності стінок каналів першого ступеня агрегату. Таку перевірку доцільно проводити лише при проектуванні агрегатів, що працюють в технологічних процесах, які передбачають механічне подрібнення твердих включень. Розрахунок приводиться для двох стінок каналів ротора та статора по методиці розрахунку зусиль зрізу [81] та рекомендації зусиль руйнування твердих тіл зрізом [82].

Визначення витрати агрегату проводимо одночасно з визначенням напірної характеристики. При перевірці порівнюється розрахункова витрата на необхідному напорі та витрата, вказана в технічному завданні, при недостатній витраті розрахунок проводимо повторно зі збільшенням кількості каналів, їх ширини та ширини ступеня відповідно до рекомендації.

Розрахунок напору здійснюємо по формулі (3.15). Після співставлення розрахункового та потрібного напору, можливі два шляхи коригування: зміною діаметра ступенів або варіюванням вихідного ступеня згідно рекомендацій.

Споживану агрегатом потужність знаходимо по формулі (3.14). При розрахунку підставляємо густину гідросуміші, розраховану по правилу адитивності (4.15). Після знаходження споживаної потужності обирається двигун зі стандартного ряду. Двигун обирається з запасом в більшу сторону.

Найбільшу ефективність багатофункціональні агрегати показують при реалізації технологічних процесів, в яких складовою являється нагрів робочого середовища. З точки зору розрахунку важливим є рівень зростання температури робочого середовища за один прохід $\Delta T = T_2 - T_1$.

Визначення градієнта температури, що передається рідині за один прохід через агрегат, знаходиться по відомій формулі розрахунку проточних нагрівачів:

$$N = c \cdot \rho \cdot Q \cdot \Delta T,$$

де ρ – густина середовища, кг/м³;

c – питома теплоємність, кДж/кг·°С;

Q – витрата, м³/сек;

ΔT – градієнт температури, °С.

$$\Delta T = \frac{N}{c \cdot \rho \cdot Q}. \quad (4.3)$$

Прикладом технологічного процесу, в якому багатофункціональний агрегат працює з максимальною ефективністю, може бути технологічний процес приготування згущеного молока, де окрім гомогенізації, подрібнення, та перекачування необхідний підвід тепла (варка), який по питомим енергозатратам займає більше 50% енергії технологічного процесу.

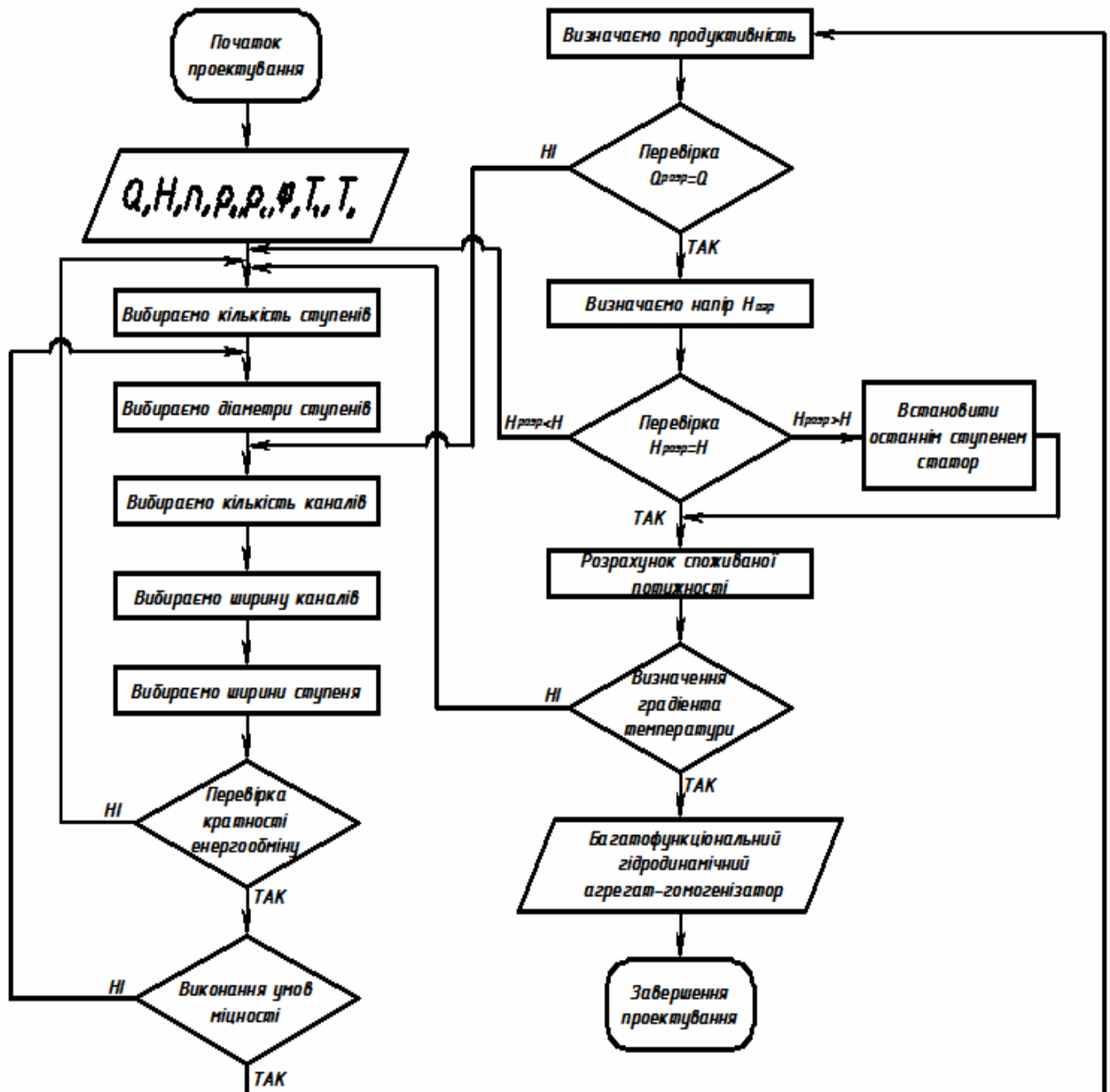


Рисунок 4.1 – Блок-схема методики проектування

Практичні рекомендації щодо проектування багатофункціональних

гідродинамічних агрегатів-гомогенізаторів включають загальні рекомендації по вибору конструкції та режимів роботи агрегату (табл. 4.1), та рекомендації по вибору конструктивних параметрів проточної частини (табл. 4.2). Рекомендації вказано для проектування агрегатів на робочі середовища в яких дисперсні включення мають твердість, меншу а ніж твердість робочих органів агрегату.

Таблиця 4.1 – Рекомендації по проектуванню багатофункціональних гідродинамічних агрегатів-гомогенізаторів

Параметр	Значення	Обґрунтування вибору
Частота обертання, n , об/хв	3000	<p>1 Така частота забезпечує достатній градієнт швидкості в робочих зазорах агрегату, що забезпечує якісне гідродинамічне перемішування та подрібнення.</p> <p>2 Можливість використовувати в якості приводу агрегату загальнопромислові асинхронні двигуни, що дозволяє значно спростити конструкцію агрегату, систему керування та вимоги до обслуговування, що, в свою чергу, дозволяє значно знизити вартість установки, її обслуговування та ремонту. Використання моноблочних агрегатів з загальнопромисловими асинхронними двигунами дозволяє значно підвищити надійність технічної системи.</p>
Потужність агрегату, N , кВт	3-30	<p>Результати промислових випробувань вказують на раціональність виготовлення агрегатів в заданих межах встановленої потужності. При недостатній продуктивності одного агрегату з потужністю 30 кВт раціональним є паралельне встановлення декількох агрегатів, що дозволяє спростити монтаж, транспортування та обслуговування.</p>

Параметр	Значення	Обґрунтування вибору
Матеріал виготовлення проточної частини	харчова пром.	08X18Г8Н2Т, 10X14Г14Н4Т, 12X17Г9АН4. Для роботи з абразивними гідросумішами при високій температурі використовувати сталь 12X18Н9Т.
	хімічна пром.	При роботі в високоабразивному середовищі використовувати термооброблені сталі 30X13, 40X13. При роботі з концентр. кислотами використовувати сталі 12X18Н10Т, ЭИ943.
Ущільнення валу	торцеве	Ефективні при роботі на речовинах, що з часом не густіють, середовищах з високою вязкістю в'язкість та густиною. Переваги: простота конструкції, відсутність протічок, відносно невелика вартість.
	подвійне торцеве	Ефективні при роботі на речовинах, що з часом не густіють, та на середовищах з густиною до 1300 кг/м ³ при подачі промивочної рідини. Переваги: відсутність протічок, захист від перегріву ущільнення при роботі на в'язких рідинах.
	сальникове	Ефективні при роботі на різноманітних середовищах; переваги: дешеві, не втрачають працездатність при аварійній зупинці при застиганні робочого середовища (красок, лаків). Недоліки: наявність протічок, необхідність регулярної заміни набивки.
Вхідний ступень агрегату		В усіх типах агрегатів першим ступенем повинен бути ступень ротора; саме така конфігурація забезпечує найкращі умови входу робочого середовища в проточну частину.
Вихідний ступень агрегату	статор ротор	Є ефективним з точки зору зниження енерговитрат та збільшення якості гомогенізації та перемішування; При необхідності збільшення напору агрегату.

Таблиця 4.2 – Рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів проточної частини

Параметр	Значення	Обґрунтування вибору
Кількість ступенів, од	3-8	Агрегати з числом ступенів менше 3 мають значно гірші показники гомогенізації за один прохід (в наслідок появи прямотоків). А агрегати з кількістю ступенів більше 8 мають великий діаметр, який значно збільшує рівень споживаної потужності.
Зовнішній діаметр ротора D_p , м	0,1-0,3	Цей діапазон відповідає рекомендуємим нормам по встановленій потужності моноблочного агрегату.
Кількість каналів, z , од	16-24	В залежності від способу включення в технологічну лінію та від робочого середовища. В агрегатах циклічної дії прагнути до максимально можливої кількості каналів, при виконанні умов міцності першого ступеня.
Ширина каналу, b , мм	6-8	Збільшення ширини каналу збільшує продуктивність, але зменшує можливу кількість каналів, таким чином, збільшення продуктивності агрегату шляхом збільшення ширини каналу є нераціональним.
Ширина ступеня, l , мм	10-25	Збільшення продуктивності за рахунок збільшення ширини ступеня раціонально лише при неможливості використання інших способів, т.я. збільшення ширини ступеня веде до збільшення гідравлічного опору частини потоку, що рухається по зигзагоподібному зазору.
Кут нахилу каналу ротора, α_p , град.	15	Наявність кута нахилу каналу ротора відносно каналу статора в першу чергу реалізує новий робочий процес, а по-друге дозволяє збільшити напір агрегату.
Співвідношення ширини та висоти ступеня l/c	1,2 - 1,7	Це співвідношення обумовлено мінімізацією зовнішнього діаметра агрегату. Збільшення висоти ступеня більше 8 мм не раціонально, т.я. ресурс машини характеризується величиною робочого зазору, а не зносом висоти ступеня.

4.2 Особливості модельного перерахунку багатofункціонального ГАГ

На практиці насособудування найбільш поширеними є методи розрахунку робочих колес на основі струминної теорії та з використанням елементів теорії подібності [83]. В обох методах широко використовуються характерні параметри та коефіцієнти. Використання елементів теорії подібності та безрозмірних критеріїв геометричної, кінематичної та динамічної подібності дає можливість отримати рівняння подібності для двох гідроагрегатів, зазначених індексами 1 та 2 [84].

$$\begin{aligned}\frac{Q_M}{Q_H} &= \lambda^q \cdot \left(\frac{n_M}{n_H}\right)^k; \\ \frac{H_M}{H_H} &= \lambda^l \cdot \left(\frac{n_M}{n_H}\right)^i; \\ \frac{N_M}{N_H} &= \lambda^m \cdot \left(\frac{n_M}{n_H}\right)^j \cdot \frac{\rho_M}{\rho_H},\end{aligned}\tag{4.4}$$

де λ – масштаб геометричної подібності, який дорівнює відношенню аналогічних розмірів подібних машин;

ρ – густина рідини, м³/кг;

H_H, N_H, Q_H, n_H – відповідно напір, потужність, подача та частота обертів натурної машини;

H_M, N_M, Q_M, n_M – відповідно напір, потужність, подача та частота обертів модельної машини;

k, i, j – відповідні коефіцієнти подібності;

q, l, m – відповідні геометричні коефіцієнти подібності;

Для двох насосів звичайно приймають параметр $\lambda = (D_2)_2 / (D_1)_1$; $q = 3, l = 2, m = 5$

Рівняння (4.4) приймають вигляд:

$$\frac{Q_M}{Q_H} = \lambda^3 \cdot \left(\frac{n_M}{n_H} \right);$$

$$\frac{H_M}{H_H} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{n_M}{n_H} \right)^2;$$

$$\frac{N_M}{N_H} = \lambda^5 \cdot \left(\frac{n_M}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{\rho_M}{\rho_H},$$

$$\eta_H = \eta_M$$

Аналіз літератури [85-86] вказує, що найбільш адекватні результати при співставленні динамічної подібності для цього класу машин можна одержати, використовуючи критерій Ейлера, який визначає відношення сили тиску до сили інерції та в загальному вигляді записується як:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho(nd^2)}, \text{ де } \Delta p = \frac{N}{nd^2}.$$

Таким чином, критерій Ейлера для перемішуючих пристроїв в загальному вигляді:

$$Eu = \frac{N}{\rho n^3 d^5}. \quad (4.5)$$

Слід зазначити, що для різного класу перемішуючих пристроїв частота обертання ротора n має дещо різний вплив а характерним лінійним розміром не завжди може бути зовнішній діаметр ротора перемішуючого пристрою. Враховуючі особливості конструкції та робочого процесу багатофункціонального ГАГ, даний критерій необхідно частково модифікувати, а саме:

$$Eu_M = \frac{N}{\rho \cdot n^{2,86} \cdot \sum D_i^3}.$$

Таким чином, співставляючи відповідні модифіковані критерії для натурального

та модельного агрегату та враховуючи обов'язкову умову кінематичної подібності $a_2 = \lambda \cdot a_1$, де a_1 та a_2 – відповідні геометричні розміри натурної та модельної проточних частин машин, м, маємо можливість записати рівняння для модельного перерахунку споживаної потужності:

$$\frac{N_M}{N_H} = \frac{\rho_M}{\rho_H} \cdot \left(\frac{n_M}{n_H} \right)^{2,86} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{\sum D_{iH}}{\sum D_{iM}} \right)^3.$$

Спростивши його отримаємо кінцеве рівняння для модельного перерахунку потужності:

$$\frac{N_M}{N_H} = \frac{\rho_M}{\rho_H} \cdot \left(\frac{n_M}{n_H} \right)^{2,86} \cdot \lambda^3. \quad (4.6)$$

Для визначення коефіцієнтів k та i розглянемо систему рівнянь:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^k; \quad (4.7)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^i.$$

В рівняннях значення H_1 та Q_1 візьмемо з експериментального графіку. Розглянемо нульову точку ($Q_1 = 0$ м³/год), в якій для кожного режиму маємо конкретне значення напору. Запишемо ці дані у табличній формі (табл. 4.3)

Таблиця 4.3 - Експериментальні дані для кожного режиму при $Q_1 = 0$ м³/год

Номер режиму №	1	2	3	4	5
Частота обертання n , об/хв.	2500	3000	3500	4000	4500
Напір H_1 , м	27,26	38,53	53,34	69,93	87,70

В результаті система рівнянь (4.7) зведена до одного рівняння з однією невідомою:

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^i \quad (4.8)$$

За допомогою логарифмування рівняння (4.8) отримаємо коефіцієнт подібності i , який є відношенням напорів на відповідних режимах:

$$i = \log_{\left(\frac{n_2}{n_1} \right)} \left(\frac{H_2}{H_1} \right) \quad (4.9)$$

Використовуючи формулу (4.9) та значення, представлені в табл. 4.3, розглянемо всі можливі комбінації режимів. Проведемо розрахунки. Отримані дані запишемо в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 - Результати розрахунків коефіцієнта подібності i

Комбінація режимів	Відношення частот обертання	Відношення напорів	Значення коефіцієнта подібності i
1-2	1,20	1,05	0,25
1-3	1,40	1,96	2,00
1-4	1,60	2,53	1,97
1-5	1,80	3,22	1,99
2-3	1,17	1,87	4,06
2-4	1,33	2,42	3,07
2-5	1,50	3,07	2,77
3-4	1,14	1,29	1,92
3-5	1,29	1,64	1,98
4-5	1,13	1,27	2,04

Відсортуюмо з ряду отриманих значень величини коефіцієнта подібності i значення, які явно випадають з загального ряду. До таких слід віднести \min та \max значення, що є результатами розрахунків комбінацій режимів 1-2, 2-3, 2-4 та 2-5. Кінцеве значення коефіцієнта подібності i визначаємо як середнє арифметичне з отриманих величин. Таким чином, $i = 1,98$. Отримане значення практично співпадає з $i_H = 2$, що є справедливим для насосів.

Для визначення коефіцієнта подібності k згідно формули (4.7) необхідна умова рівності напорів. Для цього будуємо по експериментальним даним графік залежності напору від витрати при змінній частоті обертання (рис. 4.2) та інтерполюємо криві до умови нульового напору.

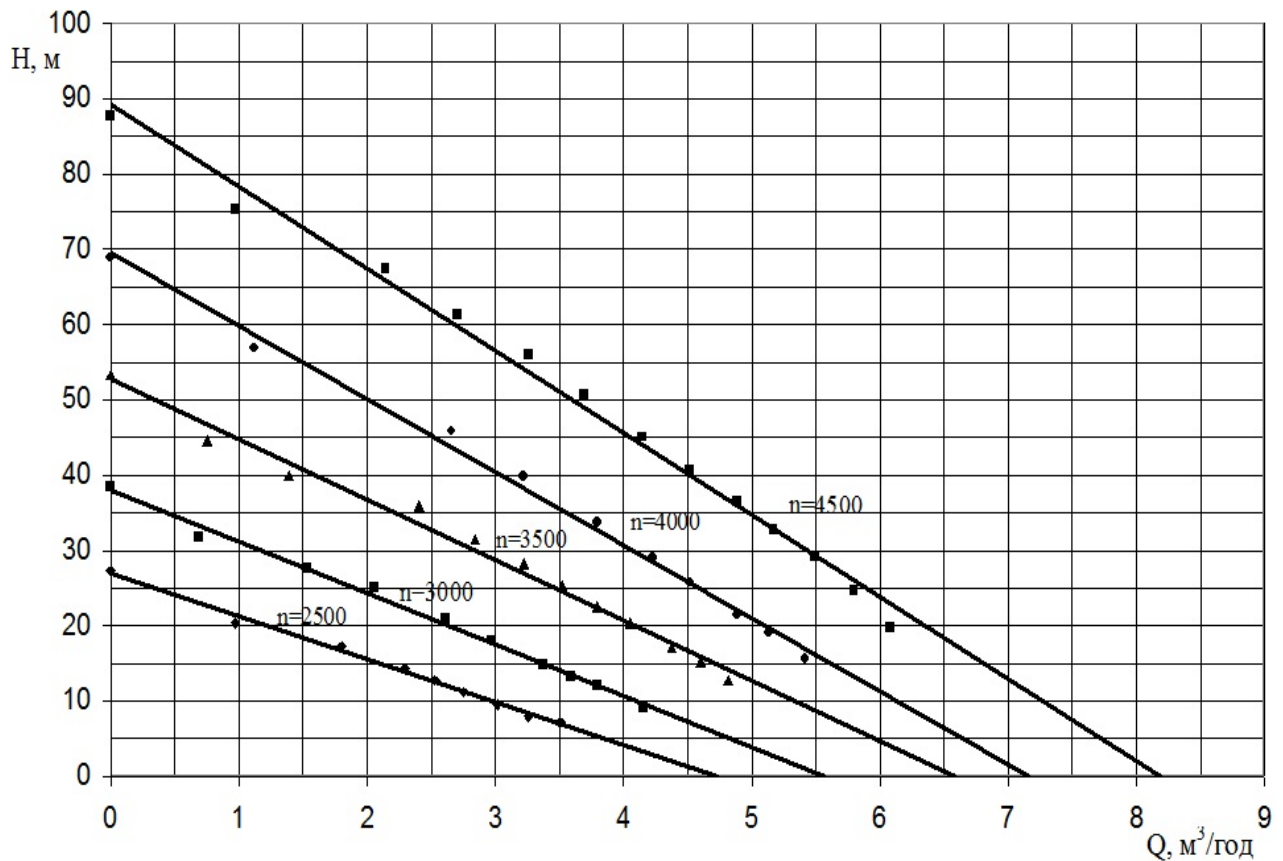


Рисунок 4.2 – Аналітична інтерполяція експериментальних кривих до умови нульового напору

Таким чином, маємо можливість визначити значення подачі для кожного режиму при напорі, який дорівнює нулю (табл. 4.5).

Таблиця 4.5 – Експериментальні дані кожного з режимів при $H_I = 0$ м³/год

Номер режиму	1	2	3	4	5
Частота обертання n , об/хв.	2500	3000	3500	4000	4500
Подача Q_I , м ³ /год	4,74	5,57	6,59	7,17	8,25

Розглядаючи систему рівнянь (4.7), отримуємо одне рівняння з однією невідомою, для визначення якої візьмемо логарифм від співвідношення витрат:

$$k = \log \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right) \quad (4.10)$$

Підставляючи дані з табл. 4.6 до рівняння (4.10), будемо таблицю можливих комбінацій режимів

Таблиця 4.6 - Результати розрахунків коефіцієнта подібності k

Комбінація режимів	Відношення частот обертання	Відношення подач	Значення коефіцієнта подібності k
1-2	1,20	1,18	0,89
1-3	1,40	1,39	0,98
1-4	1,60	1,51	0,88
1-5	1,80	1,74	0,94
2-3	1,17	1,18	1,09
2-4	1,33	1,29	0,88
2-5	1,50	1,48	0,97
3-4	1,14	1,09	0,63
3-5	1,29	1,25	0,89
4-5	1,13	1,15	1,19

Виділимо з ряду отриманих значень величини коефіцієнта подібності k ті, які явно випадають з загального ряду. До таких слід віднести значення, що відповідають комбінаціям 3-4 та 4-5. Остаточне значення коефіцієнта подібності k визначаємо як середнє арифметичне. Як результат маємо: $k = 0,94$, що практично співпадає зі значенням коефіцієнту для лопатевих насосів, де $k=1$.

Для визначення третього коефіцієнту подібності j використовуємо той же метод базового рівняння критеріїв подібності насосів (4.4). Для знаходження значення коефіцієнту скористаємось графіком залежності споживаної потужності від витрати агрегату, що наведено на рис. 3.11.

Розглянемо скорочену систему рівнянь:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^k; \quad (3.22)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^i.$$

Для вирішення цієї системи визначимо значення споживаної потужності за умови рівності витрати нулю. Дані з фізичного експерименту запишемо в табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Експериментальні дані для кожного режиму при $Q_I = 0$ м³/год

Номер режиму	1	2	3	4	5
Частота обертання n , об/хв	2500	3000	3500	4000	4500
Подача N , Вт	811,8	1563,3	2746,4	4053,0	5626,4

Як і в попередньому випадку, для визначення коефіцієнту подібності j прологарифмуємо співвідношення потужностей:

$$j = \log_{\left(\frac{n_2}{n_1}\right)} \left(\frac{N_2}{N_1}\right) \quad (4.11)$$

Підставляючи дані з табл. 4.8 до рівняння (4.11), проведемо розрахунок для усіх можливих комбінацій режимів. Отримані дані запишемо в таблицю 4.8.

Таблиця 4.8 - Результати розрахунків коефіцієнта подібності j

Комбінація режимів	Відношення частот обертання	Відношення потужностей	Значення коефіцієнта подібності j
1-2	1,20	1,74	3,04
1-3	1,40	2,81	3,07
1-4	1,60	3,87	2,88
1-5	1,80	5,40	2,87
2-3	1,17	1,62	3,11
2-4	1,33	2,22	2,78
2-5	1,50	3,10	2,79
3-4	1,14	1,38	2,39
3-5	1,29	1,92	2,60
4-5	1,13	1,40	2,83

В результаті аналізу отриманих значень коефіцієнту j маємо дві розрахункові комбінації, що випадають з ряду, а саме, комбінації 2-3 та 3-5. Не враховуючи вказану комбінацію, знаходимо усереднене значення коефіцієнта подібності $j=2,86$. Отримане значення близьке до відповідного коефіцієнта подібності для насосів $j_n=3$.

Результат проведених розрахунків дає можливість записати базове рівняння критеріїв подібності насосів (4.4) в адаптованій формі для перерахунку параметрів багатофункціонального роторно-динамічного агрегату-гомогенізатора на задану частоту обертання.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^{0,94} ;$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^{1,98} .$$
(4.12)

Наступним етапом є перевірка достовірності отриманих результатів. Для цього необхідно співставити розрахункові параметри, отримані за формулами модельного перерахунку з експериментальними даними. За допомогою модельного перерахунку побудуємо відповідні характеристики для кожного з режимів та співставимо накладанням отриманих характеристик на характеристики, отримані експериментальним шляхом. Окрім того, проводимо розрахунок похибок між відповідними функціями.

Метод побудови розрахункових характеристик полягає в наступному.

Обираємо в якості натурального режиму режим $n_1 = 2500$ об/хв. Лінійна характеристика, дозволяє з великою точністю визначити для кожного значення подачі відповідний напір. Розрахунок модельної характеристики для $n_2 = 3000$ об/хв. буде зводитись до перерахунку відповідних значень напору та подачі. Модельний перерахунок проводимо за формулою (4.12). По отриманим розрахунковим точкам будуємо характеристику модельного режиму. Для інших режимів проводимо аналогічну дію.

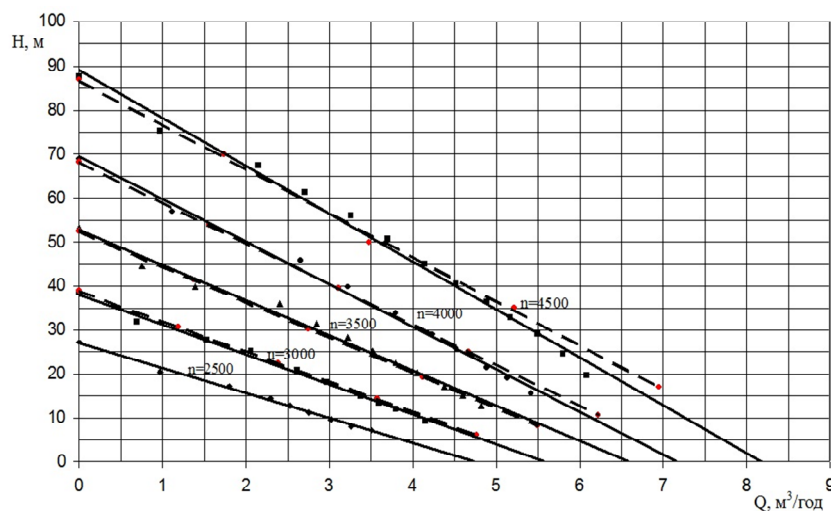


Рисунок 4.3 – Перевірка модельного перерахунку для функції $H = f(Q)$

На графіку (рис. 4.3) приведено співставлення експериментальних (натурних)

характеристик, зазначених суцільною лінією, та розрахункових (модельних) характеристик, які представлені штриховою лінією. Аналізуючи графік, можна зробити висновок, що перераховані за формулами подібності характеристики мають незначне відхилення від експериментальних.

Для перевірки адекватності застосування формули модельного перерахунку потужності проведемо аналогічну дію. За натурний режим був обраний режим $n_1 = 3000$ об/хв.

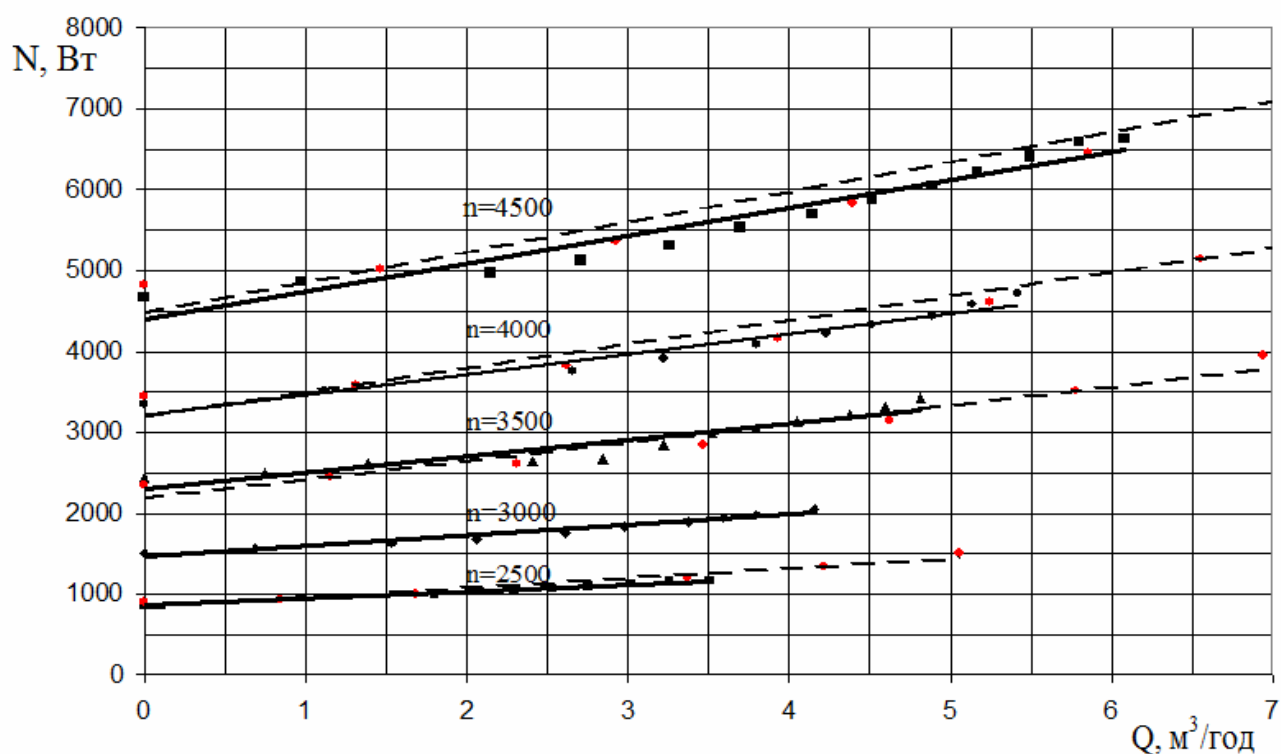


Рисунок 4.4 - Перевірка модельного перерахунку для функції $N = f(Q)$

На рис. 4.4 суцільні лінії відображають експериментальні характеристики, а штрихові лінії відображають характеристики, отримані за допомогою перерахунку. Аналізуючи графік, робимо висновок про задовільну точність перерахунку потужності та про можливість застосування цього метода в інженерних розрахунках.

Для визначення числового значення відносної похибки перерахованих напорів та потужностей скористуємось наступними формулами:

$$\delta H = \pm \frac{H_2 - H_1}{H_1} \cdot 100\%; \quad (4.13)$$

$$\delta N = \pm \frac{N_2 - N_1}{N_1} \cdot 100\%; \quad (4.14)$$

Значення напорів H_1 визначаємо для відповідних витрат за допомогою функції, яка описує експериментальну характеристику. Значення H_2 визначаємо за допомогою модельного перерахунку відносно H_1 на тих же відповідних значеннях витрати. Цей же підхід використовуємо для кожного з режимів.

В результаті підрахунків за формулами (4.13) та (4.14) визначено, що в робочому діапазоні подач роторно-динамічного агрегату-гомогенізатора відносна похибка напору та потужності знаходиться в діапазоні 0,5% -7 %.

Все це дозволяє зробити висновок, що для ГАГ, який досліджується, справедливо застосовувати принципи модельного перерахунку аналогічно загальноприйнятому для лопатевих гідромашин. Експериментальні дослідження дозволили провести уточнення коефіцієнтів модельного перерахунку. Адекватність отриманих коефіцієнтів перевірено шляхом визначення граничної відносної похибки.

4.3 Створення експериментального промислового зразка та розробка типорозмірного ряду ГАГ

На сьогоднішній день лабораторія «Гідродинамічних приводів та установок» кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету має в своєму складі дослідне виробництво, на базі якого виготовляються дослідні та промислові зразки агрегатів.

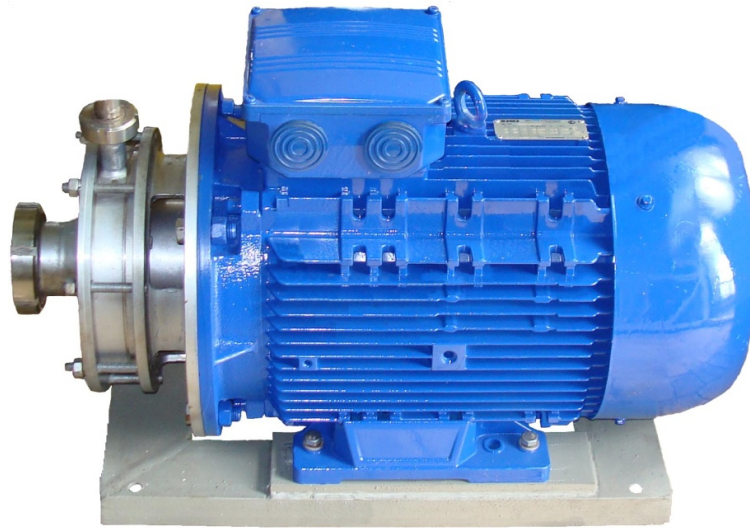


Рисунок 4.5 – Промисловий зразок ГАГ

Було виготовлено як дослідницькі проточні частини, так і ряд промислових зразків, які впроваджено на вітчизняних промислових об'єктах.

Промислові зразки мали наступні особливості:

- було обрано моноблочну конструкцію без використання кронштейна, що дозволило значно спростити агрегат, знизити його вартість та масогабаритні характеристики. Можливість створення моноблочної конструкції була досягнута за рахунок створення агрегатів з двосторонніми робочими колесами, які дозволяють розвантажити осьове зусилля;
- у якості приводу для багатофункціональних гідродинамічних агрегатів-гомогенізаторів було обрано загальнопромислові асинхронні двигуни з частотою обертання ротора 3000 об/хв.
- для запобігання витоків рідини з проточної частини було встановлено ущільнюючі гумові кільця та торцеві ущільнення. Агрегати комплектувались ущільненнями, матеріали яких відповідали вимогам технологічних процесів. Для ряду рідин з високою в'язкістю використовувалися подвійні торцеві ущільнення з примусовою промивкою;
- для виготовлення проточних частин було використано відповідні матеріали: для харчової галузі нержавіючі сталі марок 12X18H10T, а для хімічної галузі – корозійностійкі жароміцні сталі 20X13 або 12X18H10T;

- для уніфікації агрегати, спроектовані для харчової промисловості, комплектувались харчовими з'єднаннями за стандартом DIN 11851-S.

Типорозмірний ряд агрегатів для реалізації технологічних процесів харчової галузі включає 4 агрегати потужністю від 7,5 до 30 кВт та відповідно продуктивністю від 3 до 12 м³/год. Основні характеристики агрегатів представлені в табл. 4.9.

Таблиця 4.9 - Параметри багатфункціональних ГАГ

Параметр				
	ГАГ-7.5	ГАГ-15	ГАГ-22	ГАГ-30
Номінальна потужність, кВт	7,5	15	22	30
Продуктивність, м ³ /год	до 3	до 6	до 8	до 12
Напір на закрити засувку, м	18	26	35	42
Номінальна напруга електричної мережі, В	380			
Частота току електричної мережі, Гц	50			
Синхронна частота обертання ротора, об/хв.	3000			
Габарити, м				
довжина	0,6	0,85	1	1,1
ширина	0,3	0,5	0,65	0,7
висота	0,2	0,3	0,5	0,5
Вага, кг	80	150	210	250

4.4 Результати впровадження багатофункціонального ГАГ в технологічному процесі переробки молока

Особливістю сучасного технологічного процесу переробки молока є процес гомогенізації, який дозволяє змінити структуру молока таким чином, що не відбувається його розшарування в процесі зберігання. Одночасно гомогенізація молока дозволяє підвищити смакові властивості. Це відбувається в результаті гідродинамічного подрібнення жирових кульок.

На сьогоднішній день більшість технологічних ліній працює з використанням плунжерних гомогенізаторів [87; 88]. Вказані пристрої (рис. 4.6) являють собою трьохплунжерний насос та регульоване голчате сопло.

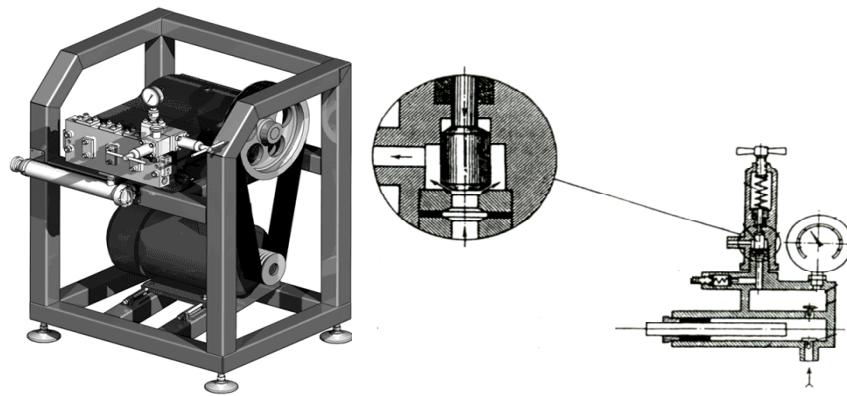


Рисунок 4.6 – Плунжерний гомогенізатор та гомогенізуюча головка

За рахунок створення певного тиску, що залежить від типу робочого середовища та його характеристик, та наступного його дроселювання на соплі відбувається гомогенізація.

Головною перевагою таких агрегатів є простота робочого процесу та можливість легкого регулювання (згідно напрацьованих рекомендацій) в залежності від характеристик робочого середовища. Недоліками плунжерних гомогенізаторів є високі масогабаритні характеристики та енерговитрати, а також неможливість регулювання подачі. Одним із можливих шляхів усунення вказаних недоліків є використання багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора (рис. 4.7).

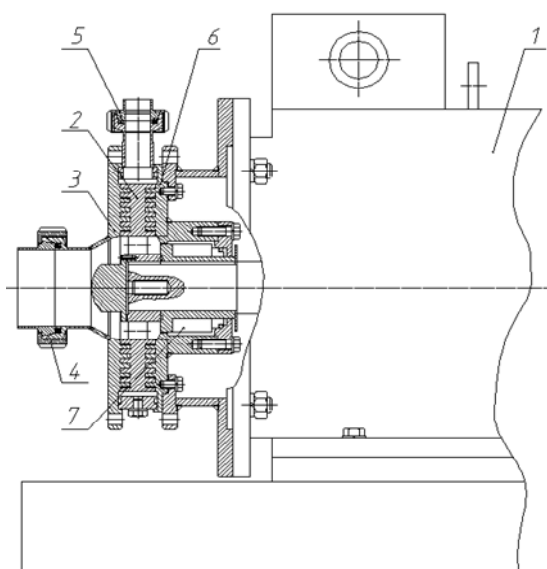


Рисунок 4.7 – Промисловий багатofункціональний ГАГ для гомогенізації молока

Цей агрегат комплектувався загальнопромисловим асинхронним двигуном з частотою обертання ротора 3000 об/хв.

Особливостями конструкції було (рис. 4.8) робоче колесо, яке є диском з коаксіальними циліндричними виступами, що входять у прорізи статорних елементів. На статорах виконані радіальні прорізи для більш активної гомогенізації потоку. Робоче колесо має подібні похилі пази, що унеможлиблює повне відкриття каналу та прохід негомогенізованого продукту.

Таким чином, потік підводиться в осьовому напрямку до робочого колеса, де розділяється на два. Поетапно проходячи між роторними та статорними елементами відбувається гомогенізація продукту у зазорах агрегату. Враховуючи те, що робоче колесо є двопоточним, для спрощення агрегату конструкція його - моноблочна.

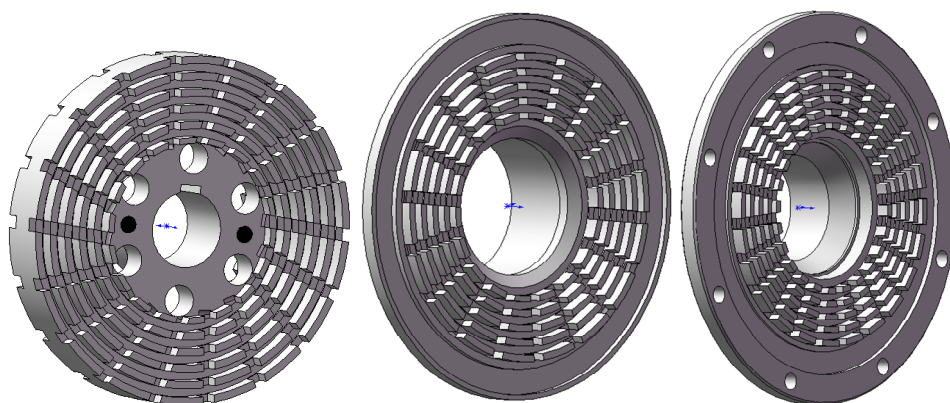


Рисунок 4.8 – Робоче колесо, передній та задній статори

Випробування промислового зразка включало два етапи. Перший, дослідження насосної характеристики агрегату, виконувався на базі кафедри прикладної гідроаеромеханіки. Експериментальна частина передбачала два етапи випробувань (з шириною пазів 5 мм та 8 мм), відповідно нижні та верхні характеристики (рис.4.9).

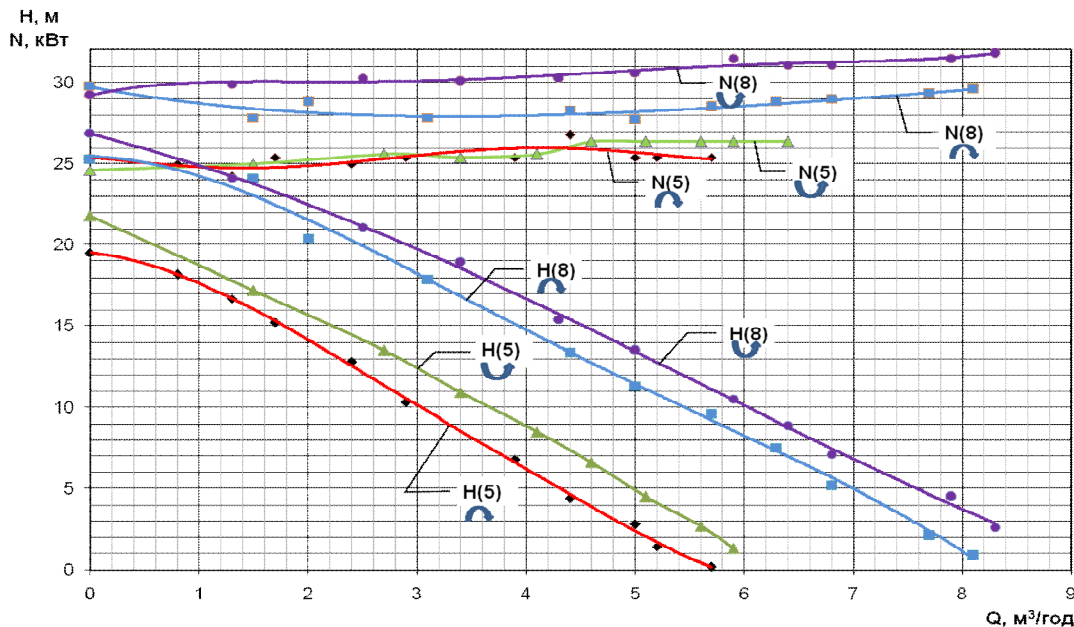


Рисунок 4.9 – Експериментальні характеристики промислового ГАГ

Зміна напрямку обертання ротора супроводжується певною зміною параметрів агрегату (до 10 %), що пояснюється похилими пазами робочого колеса.

Другий етап дослідження передбачав випробування гомогенізатора в умовах діючого виробництва ТОВ «Добряна», м. Суми. У якості робочого середовища для випробувань було обрано молоко 2,7 % жирності. Основною задачею гомогенізатора при роботі на вказаному робочому середовищі є подрібнення жирових кульок з метою зниження розшаровування молока. Випробування проводилися на різних режимах (2, 5, 9 м³/год). На кожному режимі виконувався забір проб продукту після гомогенізації. Результати випробувань визначалися згідно нормативної інструкції в лабораторії ТОВ «Добряна» та додатково аналізувалися за допомогою мікроскопа з кратністю збільшення 480 разів.

За допомогою мікроскопа було зроблено фото, комп'ютерний аналіз яких в програмному комплексі AxioVision дозволив зробити наступні висновки. Молоко,

що надходить до гомогенізатора, має жирові кульки розміром близько 20 мкм. При роботі гомогенізатора на мінімальній продуктивності (2 м³/год) жирові кульки мають домінуючий розмір 4,5 мкм при максимальному розмірі 8,4 мкм. Але протягом певного часу відбувається групування жирових кульок з утворенням жирових смуг.

При продуктивності гомогенізатора 5 м³/год відбувається подрібнення жирових кульок до 5,4 мкм при їх максимальному розмірі 9,6 мкм. Протягом часу спостерігається стійкість робочого середовища.

При продуктивності 9 м³/год подрібнення жирових кульок відбувається до розміру 9 мкм при максимальному розмірі 12 мкм.

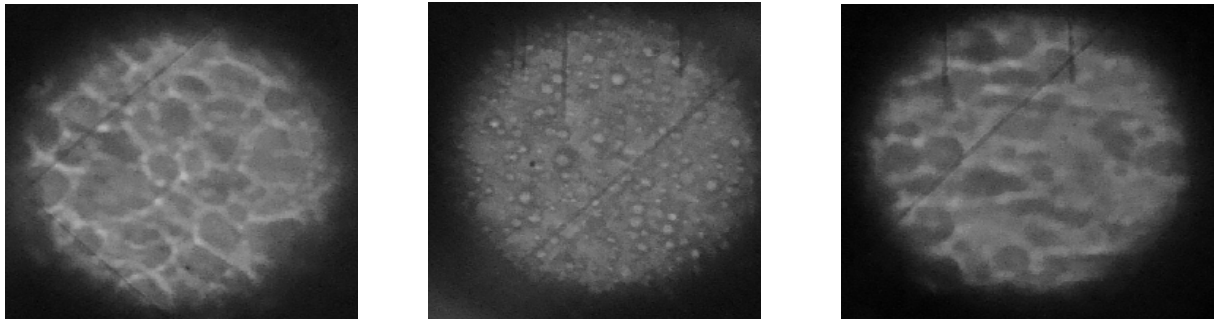


Рисунок 4.10 – Вигляд жирових кульок під мікроскопом при продуктивності 2, 5 та 9 м³/год (фото зліва направо)

Лабораторні дослідження дозволили отримати наступні результати. Проба отримана при продуктивності 2 м³/год має підвищене розшарування та не відповідає нормативним вимогам. При продуктивності 5 та 9 м³/год результати повністю відповідають нормативним вимогам (ТУ 9220-002-00495220-98) (6,9 % при регламентованому показнику 7 %). Незадовільність результатів на низькій продуктивності агрегату можна пояснити тим, що при тонкому подрібненні жирових кульок відбувається їх наступне групування.

Проведені випробування підтвердили можливість використання гідродинамічного агрегату-гомогенізатора для деяких харчових технологій. Питанням, що потребує подальшого вивчення, є визначення механізму регулювання роботи гомогенізатора в залежності від характеристик робочого середовища.

У порівнянні з плунжерними гомогенізаторами ГАГ має значно менші габаритні розміри та значно меншу потужність (рис. 4.11).



Рисунок 4.11 – Багатофункціональний ГАГ та плунжерний гомогенізатор в умовах ТОВ "Добряна", м. Суми

Заміна плунжерного гомогенізатора з встановленою потужністю 55 кВт на багатофункціональний гідродинамічний агрегат-гомогенізатор з потужністю 30 кВт, дозволило знизити балансову потужність в 1,8 рази та, головне, знизити питому витрату електроенергії на приготування 1 м³ продукту з 7,11 до 3,75 кВт/год.

За аналогічною схемою було створено промислові зразки та виготовлені технологічні лінії переробки молочних продуктів (сметани) на підприємстві ТОВ «БІМОЛ» м. Березне та для проміжних процесів виготовлення сирів на підприємстві ТОВ «МОЛІС» м. Дніпрорудне, що підтверджено відповідними актам (Додаток А).

4.5 Результати впровадження багатофункціонального ГАГ в технологічному процесі виробництва згущеного молока

Підприємством ТОВ «Комаровський молочний завод» (Харківська обл.) була поставлена задача модернізації технологічної лінії виробництва згущеного молока з метою ресурсо- та енергозбереження, та підвищення надійності лінії.

На рис. 4.12 наведено існуючу технологічну лінію. Вона складається з бака-накопичувача, який містить нагрівальну рубашку, блендера для рідких та сипучих компонентів, циркуляційного насоса, системи трубопроводів з запірною арматурою та вузла фасування.

Технологія приготування описана в [89], а принцип роботи технологічної лінії полягає в наступному. Попередньо підготовлена молочна суміш подається до накопичувального баку при температурі 10-20° С. Здійснюється запуск блендера, який дозволяє при прокачуванні продукту здійснювати додавання до нього цукру, жиру, стабілізатора, ароматизатора. За рахунок роботи нагрівальної рубашки відбувається розігрів робочого середовища. Після внесення сипучих компонентів відбувається відключення блендера та запуск шестеренного циркуляційного насоса. Часткове перемішування в резервуарі здійснюється за рахунок лопатевої мішалки. При досягненні температури 95-97° С відбувається випарювання згущеного молока. Важливо зазначити, що на стадії випарювання, іде зростання густини та як наслідок споживаної агрегатом потужності. Після цього відбувається фасування готового продукту.



Рисунок 4.12 – Технологічна лінія виготовлення згущеного молока

Основними недоліками роботи вказаної технологічної лінії є:

- при внесенні сипучих компонентів через блендер створюється нерівномірність подачі, що призводить до виникнення вібрації;
- при роботі блендера не досягається повне «розкриття» компонентів внаслідок низького рівня гомогенізації;
- враховуючи високу температуру та в'язкість робочого середовища, вузли ущільнення насоса та блендера мають низьку надійність;
- при частковому заповненні баку (зменшені партії) відбувається підгоряння продукту на його стінках внаслідок більш високої температури рубашки нагріву.

Для усунення вказаних недоліків була запропонована модернізація технологічної лінії за рахунок впровадження гомогенізатора, конструктивна схема якого наведена на рис.4.13.

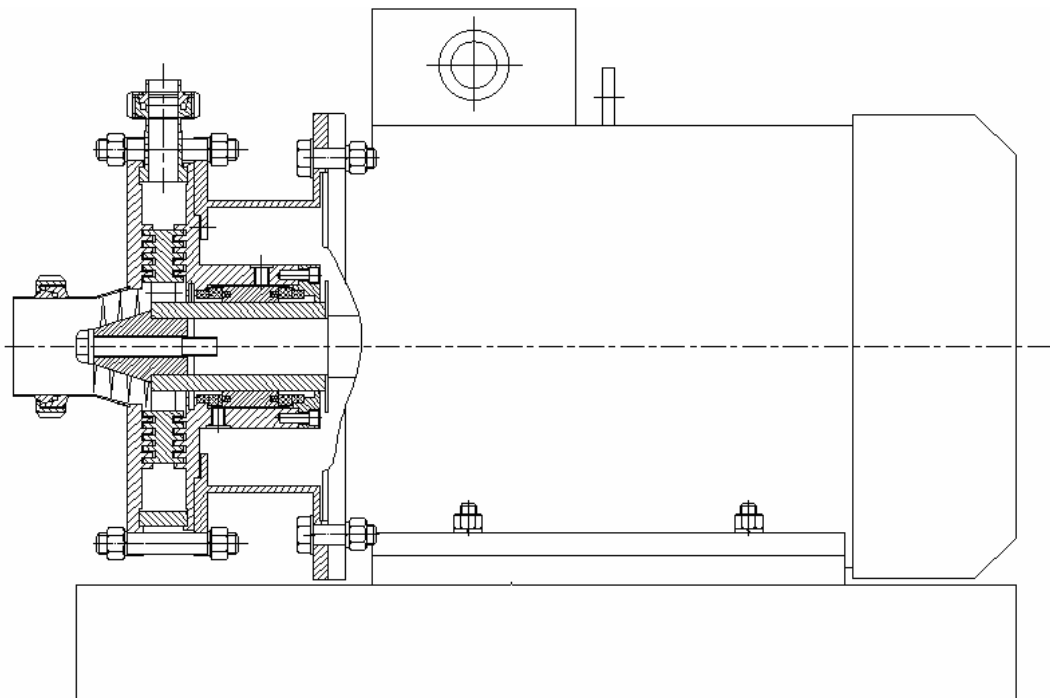


Рисунок 4.13 – Модернізований гідродинамічний агрегат-гомогенізатор

Агрегат являє собою машину моноблочного виконання. Він складається з електродвигуна, на валу якого змонтоване робоче колесо, що обертається між статорними апаратами. Підвід та відвід робочого середовища здійснюється через

різбові муфти. Для усунення протічок робочого середовища встановлено торцеве ущільнення.

З урахуванням особливостей технологічного процесу виробництва згущеного молока в базову конструктивну схему внесені наступні зміни:

- зниження номінальної потужності агрегату та комплектація базовим приводним електродвигуном (22 кВт) з огляду на більш високу густину та в'язкість робочого середовища;
- встановлення пристрою попереднього перемішування та подачі робочого середовища для забезпечення однорідності при внесенні сипучих компонентів;
- застосування подвійного торцевого ущільнення з подачею промивочної рідини для забезпечення високого ресурсу роботи.

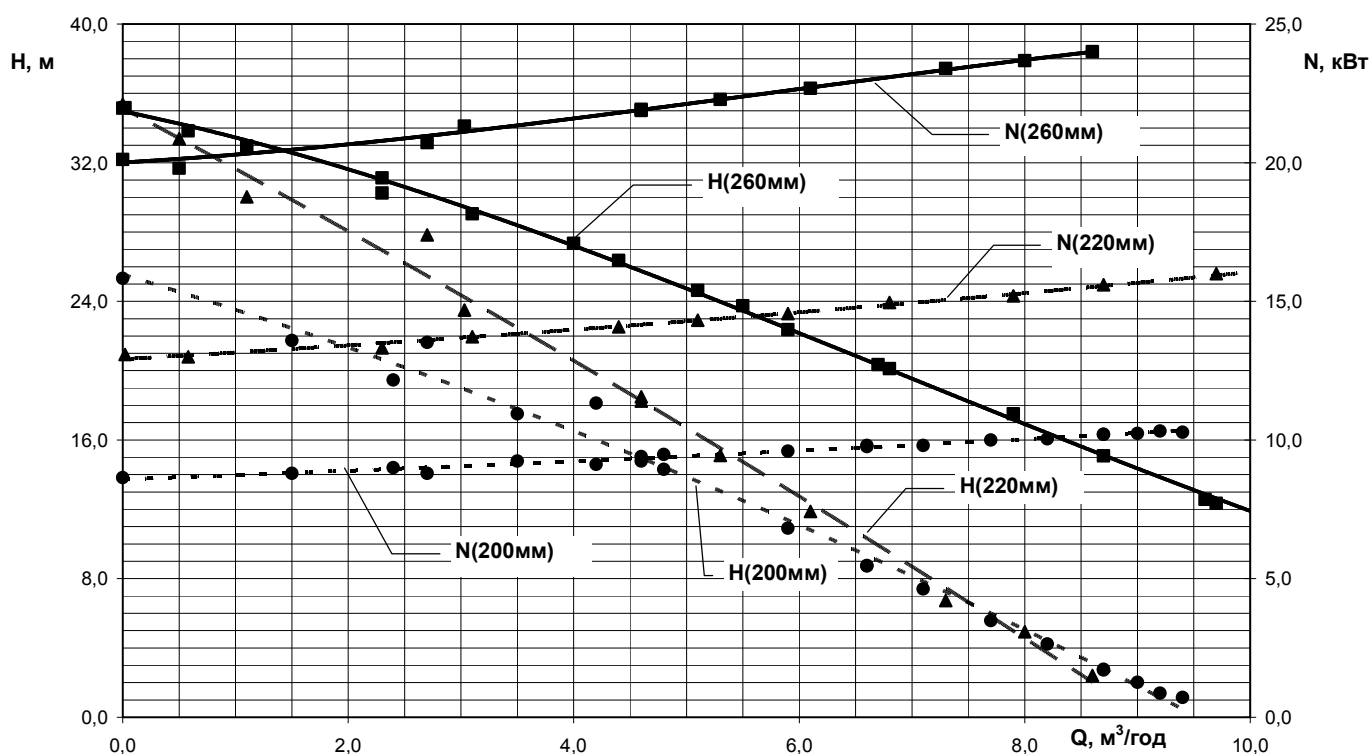


Рисунок 4.14 - Енергетична та напірна характеристики гомогенізатора при різних діаметрах робочого колеса

Підрізка робочого колеса проводилася в декілька етапів, що дозволило дослідити тенденції зміни робочих характеристик гомогенізатора в залежності від діаметра робочого колеса. На рис. 4.14 наведено енергетичні та напірні залежності

гідродинамічного агрегату-гомогенізатора в залежності від діаметра робочого колеса.

Крім того, було встановлено при промислових випробуваннях вплив різних компонентів, температури та тривалості технологічного процесу на енергетичну характеристику агрегату при різних діаметрах робочого колеса. На рис. 4.15 наведені експериментальні результати. За нульову відмітку часу взято момент додавання сипучих компонентів.

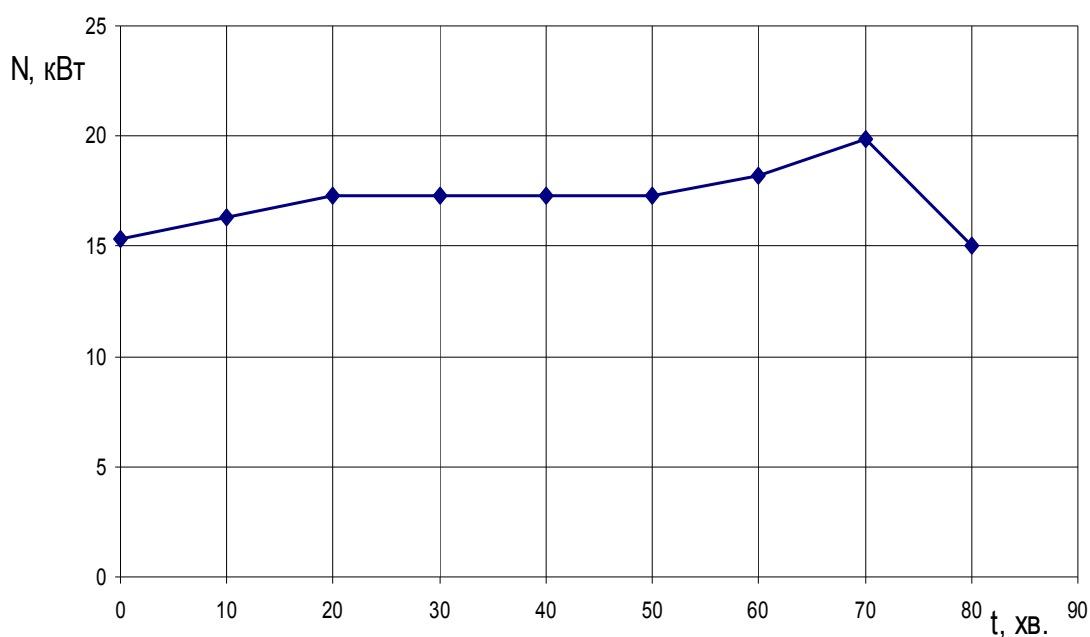


Рисунок 4.15 - Зміна споживаної потужності в залежності від стадії технологічного процесу

На діаграмах ділянка 0-20 хв. відповідає етапу внесення цукру до робочого середовища, температура якого складає 50-60° С. Вказаний етап реалізується наступним чином. При режимі повної циркуляції (відкриті всі крани системи «бак-гомогенізатор-бак») відкривається кран подачі сипучих компонентів, та через загрузочну воронку подається сипучий компонент. При цьому гомогенізатор за рахунок шнеку, що встановлений перед робочим колесом, попередньо перемішує робоче середовище, створюючи однорідну рідку масу. За рахунок одночасного гідродинамічного розігріву гомогенізатором та рубашкою бака температура підвищується до 80-95° С. Ділянка 20-50 хв. відповідає етапу внесення жиру при

температурі 80-95° С. Після цього вноситься стабілізатор (ділянка 50-70 хв.) та робоче середовище розігрівається до температури 95-97° С з витримкою близько 10 хв. для забезпечення процесу випарювання та отримання необхідної консистенції. На цьому етапі значно підвищується в'язкість, що призводить до підвищення потужності агрегату. Ділянка 70-80 хв. відповідає етапу фасування готового продукту. Зниження потужності обумовлюється зменшенням продуктивності внаслідок прикриття запірної арматури на лінії рециркуляції.

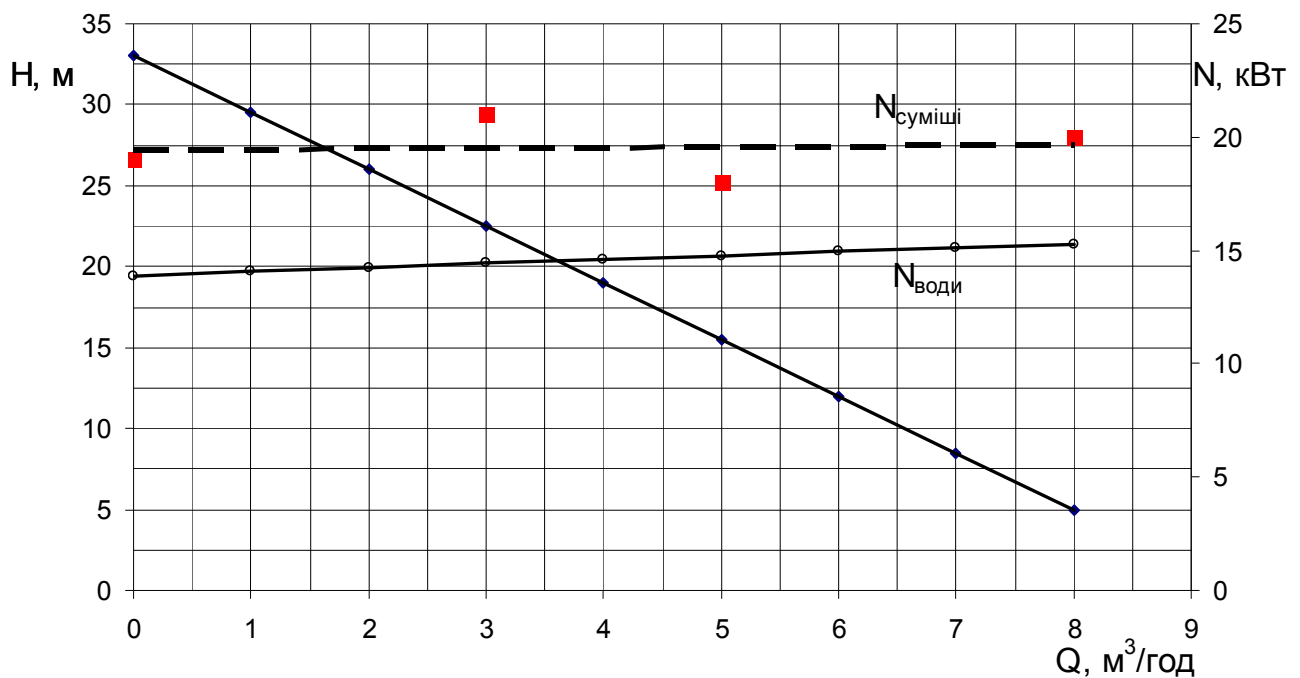


Рисунок 4.16 – Співставлення характеристик споживаної потужності на воді та на гідросуміші

На рис. 4.16 наведено результати співставлення характеристик ГАГ при роботі на воді та на багатокомпонентній гідросуміші з $\rho=1300 \text{ кг/м}^3$ (згущеному молоці).

Характеристики зображені суцільними лініями. Це напірна характеристика, та характеристика споживаної потужності на воді. Дані характеристик були отримані на дослідному стенді в лабораторії ПГМ СумГУ. Пунктирна лінія відображає усереднення експериментальних точок, отриманих при випробуваннях того ж агрегату на підприємстві ТОВ «Комаровський молочний завод» при роботі на згущеному молоці. Замір споживаної потужності здійснювався електричним

способом.

Співставлення характеристик дозволяє зробити важливий висновок, що для врахування на стадії проектування додаткової потужності, що виникає при роботі на дисперсній фазі, достатнім при розрахунку потужності є врахування сумарної густини гідросуміші, розрахованої по правилу адитивності (4.15):

$$\rho_{см} = \rho_{\partial} \cdot \varphi + \rho_c (1 - \varphi), \quad (4.15)$$

де: φ - об'ємна доля дисперсної фази;

$\rho_{см}$ - густина гідросуміші;

ρ_c - густина суцільної фази;

ρ_{∂} - густина дисперсної фази.

На рис. 4.17 представлено загальний вигляд модернізованої технологічної лінії виробництва згущеного молока.



Рисунок 4.17 – Модернізована лінія виготовлення згущеного молока на базі багатofункціонального ГАГ

Таким чином, за рахунок проведеної роботи вирішено наступні задачі:

- спрощена технологічна лінія виробництва згущеного молока за рахунок реалізації ряду процесів гомогенізатором (внесення компонентів, якісна гомогенізація, прокачування продукту та його підігрів);
- підвищено надійність технологічної лінії;
- знижено підгоряння продукту на стінках баку за рахунок його активного розігріву агрегатом;
- підвищено якість кінцевого продукту за рахунок більш активної гомогенізації та збільшення сумарного часу протікання вказаного процесу;
- зменшено сумарний час технологічного процесу за рахунок більш швидкого розігріву та випарювання продукту;
- зменшено витрати ряду компонентів за рахунок більш якісного їх розчинення; за рахунок вказаних переваг знижено собівартість кінцевого продукту;
- зменшено питомі енергозатрати на приготування 1 м³ продукту з 120 кВт/год до 80 кВт/год, що дозволило знизити загальне електроспоживання на 30 % без зміни якості продукту.

4.6 Використання багатофункціонального ГАГ в технологічному процесі виробництва лакофарбових матеріалів

Підвищення конкурентної спроможності лакофарбових матеріалів вимагає підвищення якості продукту, зниження витрат енергії на виробництво, спрощення обладнання технологічної лінії та відповідно зниження експлуатаційних витрат. Аналіз технології виробництва лакофарбових матеріалів [90; 86] (рис. 4.18) передбачає змішування ряду рідких компонентів та утворення робочого розчину (лакова або водяна основа).

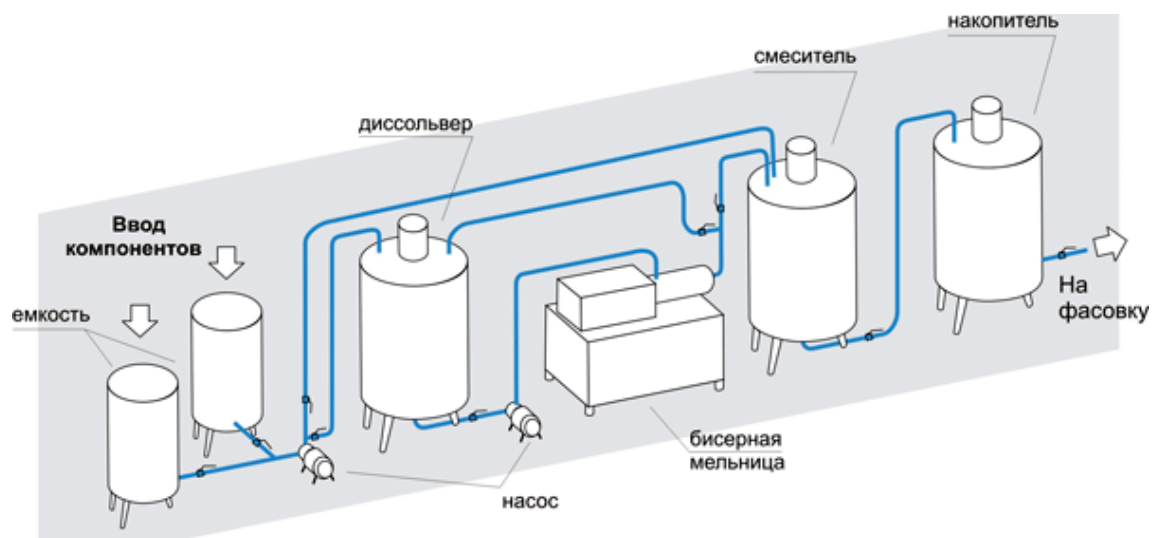


Рисунок 4.18 – Технологічна лінія виготовлення лакофарбових матеріалів

Цей процес реалізується за рахунок дисольвера (рис. 4.19) (мішалка з дисковим робочим органом). Наступним етапом є додавання до робочого розчину пігменту з початковим розміром зерен близько 200 мкм та створення однорідної суміші за допомогою дисольвера. Для забезпечення необхідних споживчих якостей лакофарбовий матеріал потребує тонкого подрібнення пігменту (10-30 мкм), що в кінцевому підсумку визначає якість та питомі витрати того чи іншого матеріалу.



Рисунок 4.19 – Дисольвер



Рисунок 4.20 – Бісерний млин

Вказаний процес реалізується бісерними млинами (рис. 4.20) та потребує безперервного підтримання температури. Основним недоліком вказаного процесу є участь в робочому процесі бісеру, що негативно позначається на ресурсі обладнання, необхідність регулярної заміни мелючих елементів та встановлення додаткового обладнання для закачування та відкачування продукту.

Одним із можливих шляхів вирішення вказаного питання є використання багатофункціональних роторно-динамічних агрегатів-гомогенізаторів для забезпечення вказаного гранулометричного складу продукту. Попередні випробування були проведені у два етапи. Перший, за допомогою вихрового ТГА-гомогенізатора (рис. 4.21), – при виробництві фарб на водній основі. Випробування виконувалися в лабораторії "Гідродинамічні приводи і установки" кафедри ПГМ СумДУ за участю представників ТОВ "Імпульс" (м. Суми). Протягом циклу, що тривав 11,5 хв, був отриманий "перетир" агломерату TiO_2 з 80 до 15 мкм. Основним недоліком наведеної конструктивної схеми є циклічна робота обладнання (багаторазове прокачування через проточну частину). Більш виправданим є підхід забезпечення необхідного гранулометричного складу при роботі в проточному режимі.



Рисунок 4.21 – Вихровий теплогенеруючий агрегат-гомогенізатор

Другий етап, за допомогою ТГА-гідромлина (рис. 4.22), – при виробництві фарб на лаковій основі безпосередньо в умовах виробництва ТОВ "Імпульс".

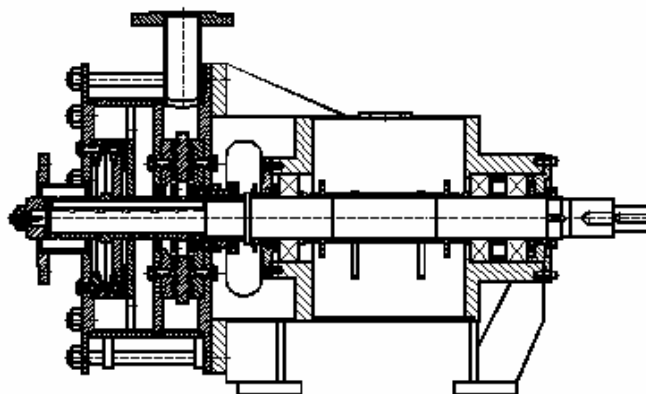


Рисунок 4.22 – ТГА-гідромлин

Реалізація процесу відбувалася в проточному режимі. Відбувався "перетир" пігменту до розміру 30 мкм. Головним недоліком вказаного обладнання є недостатнє подрібнення пігменту та необхідність подачі під тиском робочого середовища.

Попередні випробування підтвердили можливість використання агрегатів типу ТГА для реалізації технологій лакофарбової промисловості. З метою створення ефективного обладнання поставлені наступні задачі:

- створити модернізовану проточну частину роторно-динамічного типу для забезпечення необхідного гранулометричного складу лакофарбових матеріалів (10-15 мкм) при роботі в проточному режимі з продуктивністю 500 кг/год;
- дослідити механізм впливу характеристик робочого середовища (густина, щільність, початковий розмір частинок пігменту) на енергетичну характеристику агрегату;
- дослідити гранулометричний склад робочого середовища при різних режимах роботи агрегату (мінімальна, номінальна, максимальна) продуктивність;
- сформулювати рекомендації щодо уточнення залежності енергетичної характеристики від властивостей початкової дисперсії.

Виходячи з поставлених задач та з урахуванням попередніх рекомендацій було виконано розробку багатofункціонального ГАГ для технологій виробництва лакофарбових матеріалів (рис. 4.24).

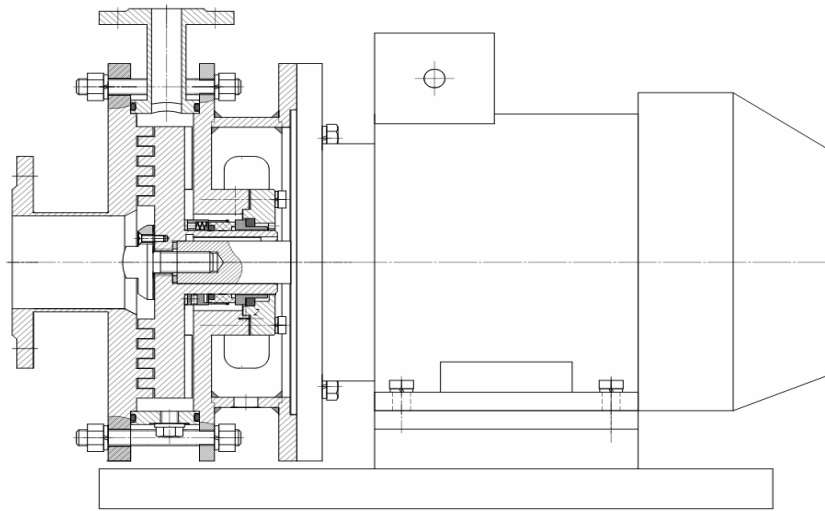


Рисунок 4.23 – Багатофункціональний ГАГ для виробництва лакофарбових матеріалів

Агрегат розроблено під наступні параметри:

- продуктивність до 500 кг/год;
- кінцева дисперсність ЛФМ 10 мкм;
- початкова дисперсність 200 мкм;
- забезпечення зрізаючого зусилля еквівалентного 20 м/с;
- прокачування ЛФМ – за допомогою додаткового насосу або при невисокій густині робочого середовища безпосередньо агрегатом.

Основною відмінністю агрегату, що розробляється, від ТГА-гомогенізатора є зменшення зазорів між роторними та статорними елементами для забезпечення більш якісного подрібнення, використання робочого колеса одностороннього входу у зв'язку з невисокою продуктивністю з метою спрощення конструкції, використання торцевого ущільнення для запобігання витоку рідини, використання консольної компоновки агрегату з метою спрощення промивки обладнання.

Проточна частина (рис. 4.24) агрегату складається з робочого колеса, що встановлюється безпосередньо на валу електродвигуна та статорного апарату. Конструктивно вказані елементи є системою коаксіальних виступів та пазів. Крім того, на статорному апараті виконано радіальні пази, а на робочому колесі відповідні пази, розташовані під кутом 15°. Така конструкція робить неможливим прохід робочого середовища з неподрібненим пігментом.

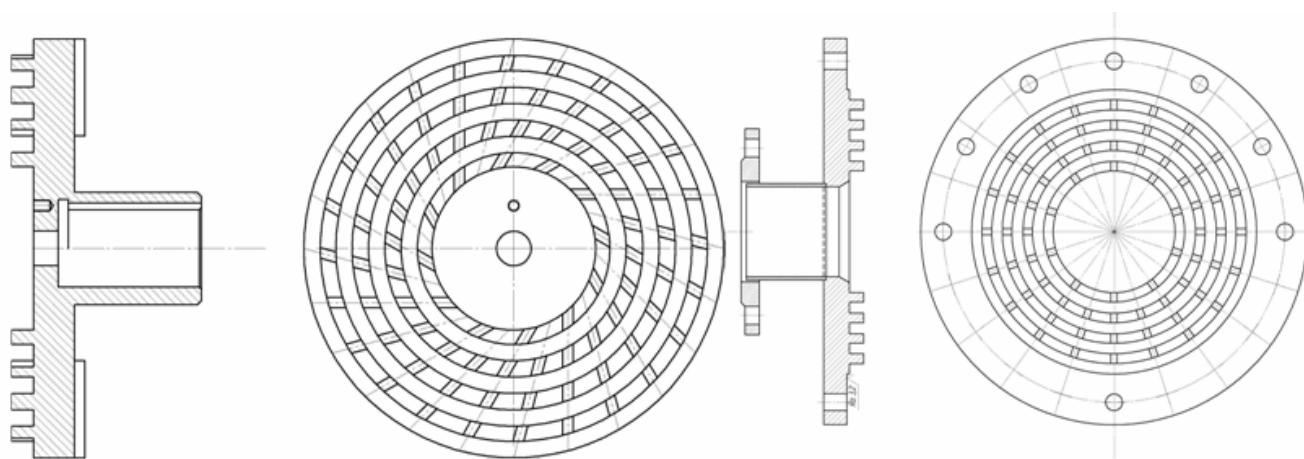


Рисунок 4.24 – Робоче колесо та статорний диск багатофункціонального ГАГ для технології приготування ЛФМ

З тильної сторони робочого колеса містяться імпелери для зменшення осьового зусилля. Відвід робочого середовища здійснюється через кільцевий відвід. Монтаж статорних елементів до електродвигуна здійснюється за допомогою фонаря, який також є і корпусом ущільнення.

Агрегат має наступний принцип дії. Робоче середовище подається на вхід агрегату. За рахунок відцентрової сили ЛФМ подається до проточної частини. Поетапне проходження продукту між виступами та пазами з зазором 0,3 мм забезпечує необхідне подрібнення пігменту. Після проходження проточної частини ЛФМ подається до відводу.

Ефективність цього дослідно-промислового зразка підтверджена при його використанні для виробництва лакофарбових матеріалів на підприємстві ТОВ «МЕРЕДІАН ЛК» м. Бровари, що підтверджено відповідним актом (Додаток А)

4.7 Використання багатофункціонального ГАГ в технологічних процесах обробки гідросуміші з вуглецевими нанотрубками

За результатами роботи було розраховано та виготовлено дослідно-експериментальний зразок ГАГ, що впроваджено на заводі ТОВ «ТМСпецмаш»

м. Київ в цеху ущільнюючих матеріалів, які виробляються із терморозширеного графіту (ТРГ).

Багатофункціональний агрегат-гомогенізатор використовується для виробництва стабільних клеєвих дисперсій, наповнених вуглецевими нанотрубоками, що використовуються у виробництві ущільнень.

Використання цієї методики дало змогу підвищити відновлюваність ущільнень із набивки ТРГ на 40 % та зменшити зношуваність в два рази. Таким чином, строк міжремонтної експлуатації вузлів ущільнень збільшено в 2,4 рази.



Рисунок 4.25 – Дослідно-експериментальна установка

Одночасно з промисловим використанням цієї установки в цеху ущільнюючих матеріалів, було проведено ряд науково експериментальних робіт по одержанню стабільних дисперсій нанорозмірних вуглецевих матеріалів (вуглецевих нанотрубок, терморозширеного графіту, графену) в рідинах різної природи (вода, етанол, пропанол тощо).

За результатами проведених досліджень були одержані стабільні водні дисперсії вуглецевих нанотрубок з водорозчинним полімером в присутності ПАВ та стабільні дисперсії вуглецевих нанотрубок в етанолі, що дозволило запропонувати нові методи одержання композиційних матеріалів: терморозширений графіт / вуглецеві нанотрубки та вуглепластики / вуглецеві нанотрубки, які мають перспективу використання в енергетиці та аерокосмічній галузі.

Особливої уваги заслуговують проведені експерименти по наномодифікації бетонних сумішей. Наномодифікований бетон – композитний матеріал, що приходить на зміну традиційним бетонним сумішам і успішно замінює їх як при будівництві нових об'єктів, так і при реставрації існуючих споруд.

Як відомо, всі існуючі види бетону являють собою суміш зв'язуючої речовини, заповнювача та води. Унікальні властивості, що продовжують термін експлуатації, підвищують морозостійкість і стійкість до впливу агресивних середовищ, надають їм спеціальні пластифікуючі добавки. Саме молекули органічних і неорганічних пластифікаторів адсорбуються на частинках цементу, дозволяючи скоротити потреби в'язучого у воді і збільшуючи рухливість бетонної суміші.

Багатофункціональний гідродинамічний агрегат-гомогенізатор використовується в технологічному процесі на стадії приготування водного розчину та зв'язуючої речовини. Особливість технологічного процесу полягає в рівномірному розповсюдженні малої концентрації до 0,005 % дорогого модифікатора по значному об'єму води.

Випробування агрегату підтвердили ефективність його використання в цьому технологічному процесі, а одержаний композитний матеріал мав в 2,5 рази вище звичайного показник механічної міцності, на 50 % вищу морозостійкість. У модифікованого бетону збільшена і стійкість до високих температур, він здатний зберігати свої характеристики при нагріванні до 800 °С. За рахунок зміни фізичної структури різко зменшується потреба зв'язуючого елементу у воді, що дозволяє знизити вагу готових бетонних конструкцій в шість разів, а ймовірність появи тріщин - втричі. Завдяки внутрішньому молекулярному армуванню знижується

потреба в додатковій арматурі, при цьому наноініціатори ще й підвищують зчеплення бетону з залізом, взаємодіючи на молекулярному рівні навіть з зазнавшими корозію шарами.

Сьогодні застосування модифікованого бетону рекомендовано при зведенні залізобетонних конструкцій понад 74 м, в мостобудуванні, а також при спорудженні об'єктів з високими вимогами до сейсмічної стійкості і пожежобезпеки. Щільна і легка однорідна структура такого інноваційного бетону не потребує спеціальної і загальної гідроізоляції, а за рахунок високих характеристик міцності обсяги укладання нанобетона зменшуються не менше, ніж на 30 %. Менша вага готових споруд дозволяє спростити конструкцію фундаменту, тим самим скоротивши більш ніж в два рази вартість і трудовитрати.

На рис. 4.26 наведено результати мікроскопічного дослідження структури цементного каменя до та після модифікації. З фото видно, що трубки виступають в ролі армуючої решітки, на якій відбувається осідання та застигання часток цементу.

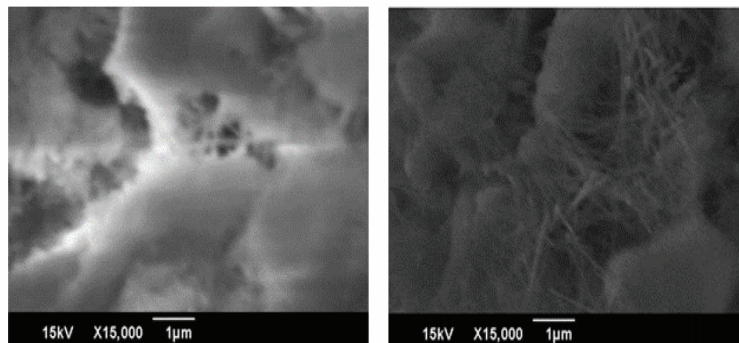


Рисунок 4.26 – Структура цементного каменя до та після наномодифікації

Дослідний зразок багатофункціонального ГАГ було виконано у вигляді «агрегат-ємність» (рис. 4.25), та впроваджено на підприємстві «ТМСпецмаш» м. Київ, що підтверджено відповідним актом (Додаток А).

4.8 Баланс енергії багатофункціонального ГАГ

Багатофункціональний агрегат – це машина, в якій одразу реалізуються чотири процеси, такі як перекачування, перемішування, подрібнення та нагрів робочого

середовища. Важливим критерієм оцінювання ефективності багатофункціонального агрегату для конкретного напрямку використання є частка потужності, що витрачається на кожен з чотирьох процесів. Так для багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів ТГА, що використовуються в системах опалення, частка енергії на нагрівання робочого середовища сягає 95 % від споживаної агрегатом потужності.

Головною умовою, що пред'являлась до дослідного агрегата, була зміна конструкції та робочого процесу таким чином, щоб частка енергії, витраченої на перемішування була максимальною.

Визначення балансу енергії багатофункціонального ГАГ включало декілька етапів:

- визначення частки енергії, що витрачається на перемішування та перекачування на воді;
- визначення додаткової складової потужності, що виникає при роботі на багатофазних сумішах внаслідок появи процесу подрібнення;
- визначення особливостей перемішування гідросуміші з більшою густиною.

В загальному випадку споживана агрегатом потужність є сумою складових:

$$N = N_{\Pi} + N_H + N_{ДР} + N_{МЕХ}, \quad (4.16)$$

де N_{Π} – потужність, що витрачається на перемішування;

N_H – потужність, що витрачається на перекачування рідини;

$N_{ДР}$ – потужність, що витрачається на дроблення твердих включень;

$N_{МЕХ}$ – механічні втрати енергії в підшипниках та ущільненні.

Важливо зазначити, що в технологічних процесах, де необхідне нагрівання робочого середовища, складові N_{Π} та $N_{ДР}$ виконують подвійну роботу, так як гідродинамічне перемішування – це перетворення кінетичної енергії в теплову, а при подрібненні твердих включень відбувається виділення теплової енергії, що

також призводить до нагрівання робочого середовища.

Для визначення питомої частки енергії, що витрачається на перекачування робочого середовища, скористуємось відомою формулою [92]:

$$N_H = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q. \quad (4.17)$$

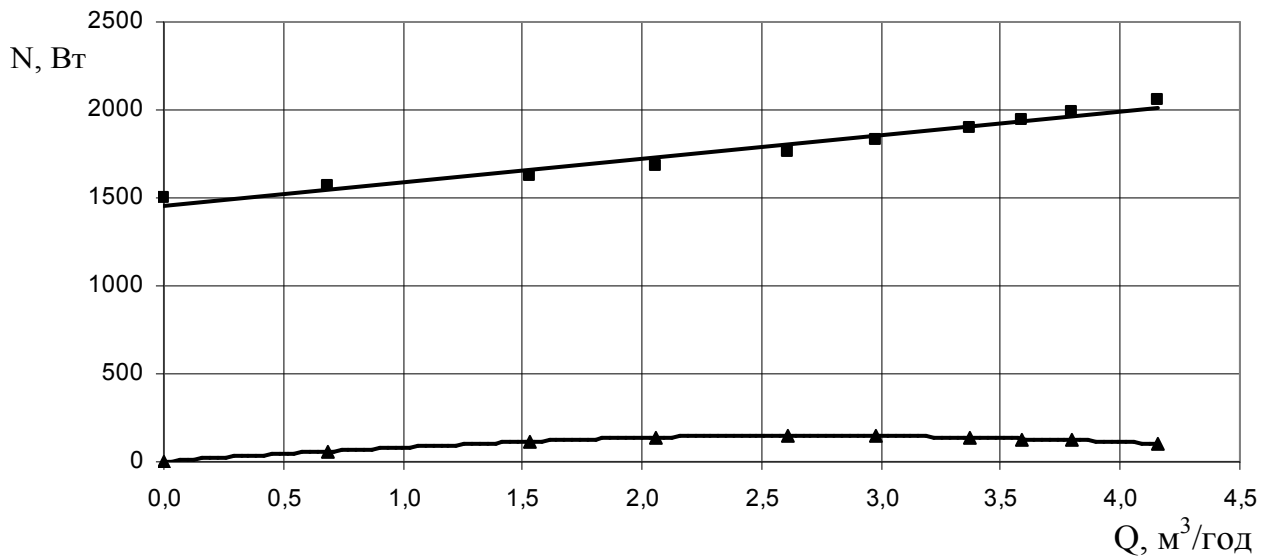


Рисунок 4.27 – Загальна споживана потужність та питома частка енергії, що витрачається на перекачування робочого середовища

Проаналізувавши характеристики на рис. 4.27, можна зробити важливий висновок, що в балансі енергії багатофункціонального ГАГ частка енергії на перекачування складає 6 %. З проточною частиною іншої конфігурації дана частка може сягати 12 %.

Аналіз експериментальних даних, які були отримані при підконтрольній експлуатації дослідно-промислового зразка ГАГ-22, що використовується в технологічному процесі приготування згущеного молока, дозволив виділити складові енергії, що обумовлені подрібненням, та збільшенням густини середовища.

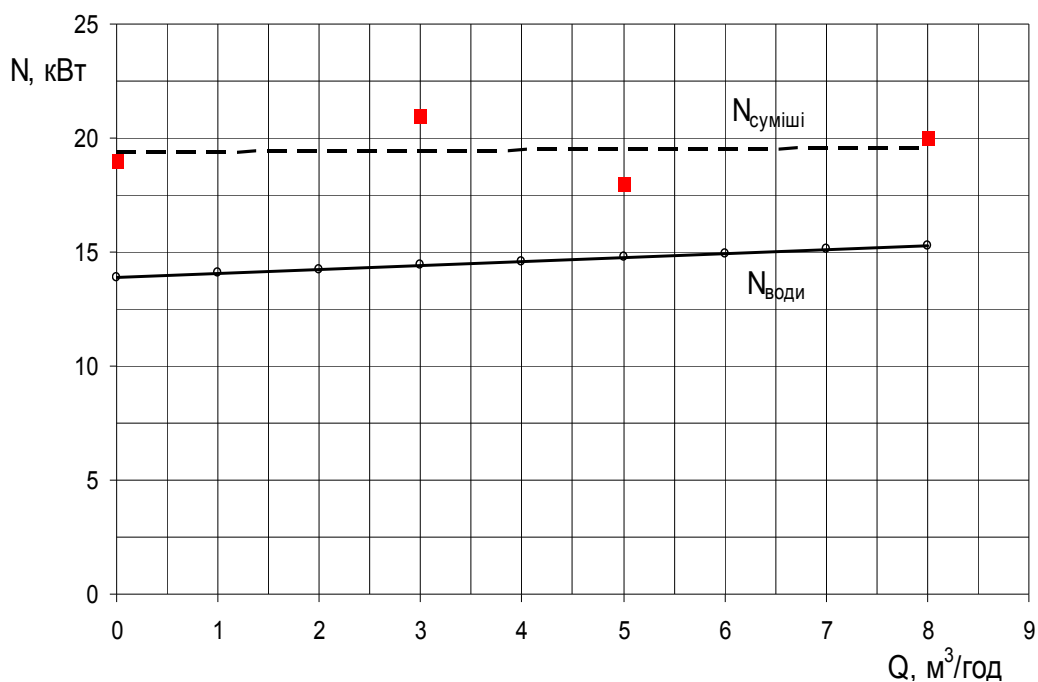


Рисунок 4.28 – Енергетичні характеристики ГАГ-22 при роботі на воді та на гідросуміші с густиною 1300 кг/м³

Аналіз характеристик, представлених на рис. 4.28, дозволив зробити висновок про рівень зростання споживаної потужності при роботі на гідросуміші з більшою густиною.

Для знаходження частки енергії, що витрачається на подрібнення, можна скористуватись характеристикою, приведеною на рис. 4.15. Проаналізувавши першу стадію технологічного процесу, на якій відбувається подрібнення твердих включень, можна зробити висновок, що доля гідроподрібнення в балансі енергії складає від 2 до 10 відсотків.

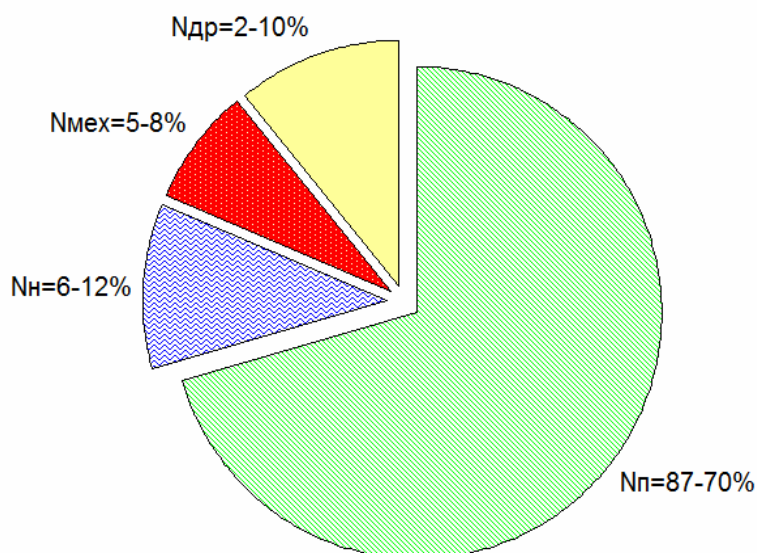


Рисунок 4.29 – Баланс енергії багатofункціонального ГАГ

На рис. 4.29 представлено загальний баланс енергії багатofункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора при роботі на середовищах в яких дисперсні включення мають твердість, меншу а ніж твердість робочих органів агрегату (наприклад: молока, згущеного молока чи майонезу в харчовій промисловості; лаків, емалей ґрунтовок в хімічній).

Аналізуючи діаграму, можна зробити важливий висновок, що задача створення агрегат з максимальним акцентом в балансі енергії на процесі перемішування та гомогенізації була вирішена.

4.9 Висновки

Цей розділ присвячено результатам практичного використання результатів дисертаційної роботи. В результаті проведеної роботи можна зробити наступні висновки:

1) Створення методики проектування багатofункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора має значне практичне значення, так як дозволяє створювати нові агрегати для потреб хімічної, харчової, фармацевтичної та інших галузей.

Методика проектування дозволяє скоротити час, необхідний для проектування агрегату та відмовитись від раніше необхідних проміжних фізичних випробувань.

2) Досвід розрахунку, проектування, та виготовлення, аналіз підконтрольної експлуатації багатофункціональних агрегатів-гомогенізаторів дозволив сформулювати чіткі рекомендації щодо проектування агрегатів під різні середовища та різноманітні варіанти включення агрегату в технологічну лінію.

3) Використовуючи модифікований критерій Ейлера в якості критерію подібності, була уточнена формула модельного перерахунку потужності ГАГ. Використання модельного перерахунку дозволяє максимально спростити етап проектування нового агрегату на задані параметри.

4) Шляхом аналітичної обробки результатів фізичного експерименту, були уточнені значення відповідних коефіцієнтів для модельного перерахунку величин напору та подачі багатофункціонального ГАГ.

5) Для перекриття потреб промисловості розроблено типорозмірний ряд багатофункціональних ГАГ.

6) Результати впровадження та підконтрольної експлуатації багатофункціональних ГАГ на практиці підтвердили ефективність використання багатофункціональних агрегатів в різноманітних технологічних процесах. Використання ГАГ дозволило підвищити якість готового продукту, надійність технологічної лінії, зменшити масогабаритні показники, знизити кількість обслуговуючого персоналу, а головне, знизити встановлену потужність та питомі витрати електроенергії на приготування 1 м^3 готового продукту.

7) Аналіз роботи багатофункціонального ГАГ в різноманітних технологічних процесах на різних робочих середовищах дозволив сформулювати уяву про баланс енергії в агрегаті та межах його складових.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальних проблем, пов'язаних зі значною складністю прогнозування характеристик, розрахунку і проектування багатофункціональних гідродинамічних агрегатів-гомогенізаторів. На основі теоретичних, числових та фізичних досліджень вивчено робочий процес, встановлено вплив конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища на енергетичні характеристики багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора, розроблено методику інженерного розрахунку агрегату.

Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. Виконано аналіз існуючих агрегатів різного типу, що використовуються в технологічних лініях для реалізації процесу гомогенізації. Обґрунтовано раціональність заміни системи з кількох вузькофункціональних машин на багатофункціональний гідродинамічний агрегат-гомогенізатор. Запропоновано новий тип робочого процесу та його конструктивну реалізацію. Встановлено, що існуючі методики розрахунку машин-аналогів не дають адекватних результатів при розрахунку гідродинамічного агрегату-гомогенізатора.

2. Розроблена математична модель робочого процесу багатофункціонального ГАГ, що враховує вплив конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища на енергетичні характеристики агрегату. В результаті однофакторних фізичних експериментів параметри прямого впливу були доповнені емпіричними показниками степенів. Залежність потужності від частоти обертання має степеневу залежність із показником **2,86**, а від діаметра ротора – показник степеня **3,0**. Для врахування сумісно впливаючих факторів, таких як ширина ступеня, кількість каналів та їх ширина, модель було доповнено коригувальним коефіцієнтом потужності, який визначено в результаті проведення багатфакторного експерименту.

3. Уперше експериментальним шляхом встановлені рівні впливу кожного геометричного параметра проточної частини на споживану агрегатом потужність, а

саме: визначено, що збільшення кількості каналів з 2 до 24 призводить до зростання подачі у 18 разів при зростанні потужності лише в 2 рази; визначено, що збільшення ширини каналу призводить до зростання як витрати, так і споживаної потужності. Встановлено, що збільшення ширини ступеня призводить більше до зростання споживаної потужності, ніж до збільшення витрати, що обумовлено зростанням гідравлічного опору потоку, який рухається по робочому зазору. Наявність такої течії є головною відмінністю від робочого процесу РПА. Вперше для такого класу машин запропонована залежність, яка дозволяє прогнозувати напірну характеристику на стадії проектування.

4. Розроблена методика інженерного розрахунку багатофункціонального ГАГ, що дозволяє значно спростити етап проектування агрегату. Особливістю методики є використання вперше запропонованих рекомендацій з вибору конструктивних параметрів проточної частини, які враховують особливості технологічних процесів, а саме: для технологічних ліній із циклічною обробкою забезпечувати необхідну витрату за рахунок кількості каналів та їх ширини, а для ліній проточної дії забезпечувати необхідну витрату за рахунок ширини ступеня, кількості ступенів та діаметра їх розташування. Для найбільш ефективної роботи вхідним ступенем агрегату повинен бути ротор, а вихідним – статор. Використовуючи отриману методику, було спроектовано та виготовлено 6 агрегатів, які впроваджені на промислових об'єктах. Аналіз їх роботи підтвердив адекватність методики проектування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Промтов М.А. Пульсационные аппараты роторного типа: теория и практика / М.А. Промтов – М.: «Машиностроение-1», 2001 , 247 с.
2. Овчаренко М.С. Передумови використання роторо-динамічних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів для технологій лакофарбової промисловості / А.В. Білозьоров, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". – 2010. – № 3. – Т.1. – С. 176-178
3. Балбадукин М.А. Роторно-пульсационные аппараты в химико-фармацевтической промышленности / М.А. Балбадукин М.: Медицина, 1983, 160 с.
4. Карпачева С.М. Пульсационная аппаратура в химической технологии / С.М. Карпачева, Б.Е. Рябчиков М.: Химия, 1983. 224 с.
5. Новиков В.С. Гомогенизация и деспергирование в современной технологии / В.С. Новиков // Пром. Теплотехника. 1990. Т. 12. №5. С. 40-59.
6. Xiongwie Ni On the effect of gap size between baffle outer diameter tube inner diameter on the mixing characteristics in an oscillatory baffled column Ni Xiongwie, S. Colin //J of Chemical Technology and Biotechnology. 1999. №74. P.587-593.
7. Червяков В.М. Гидродинамические и кавитационные явления в роторных аппаратах / В.М. Червяков, В.Ф. Юдаев - М.: «Машиностроение-1», 2007. – 128с.
8. Волков Н.И. Многофункциональный теплогенерирующий агрегат и его использование для приготовления кормовых смесей в сельскохозяйственных предприятиях/ Н.И. Волков, А.А. Папченко // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Промислова гідравліка і пневматика”. – Вінниця, 2004. №1(3). – С. 99-102.
9. Волков Н.И. Исследование гидродинамики рабочего процесса многофункционального теплогенерирующего агрегата ТГА-2 расчетным способом с применением пакета FlowVision / Н.И. Волков, А.Н. Кочевский,

- А.А. Папченко // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Промислова гідраліка і пневматика”. – Вінниця, 2005. №1(7). – С. 35-40.
10. Овчаренко М.С. Состояние исследования и реализации теплогенерирующих агрегатов. / А.А. Евтушенко, С.Ф. Ковалёв, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". - 2008. – № 4 . – С. 86-92.
 11. Овчаренко М.С. Розширення функціональних можливостей теплогенеруючих агрегатів –гомогені-заторів для технології виробництва ліквіфос-стронгу / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки. – 2009. – № 4 . – С. 30-35.
 12. Овчаренко М.С. Шляхи підвищення ефективності роторних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів / С.Ф. Ковальов, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Промислова гідраліка і пневматика. – 2010. – № 1. – С. 95-99.
 13. Овчаренко М.С. Вдосконалення технології переробки молока за рахунок роторно-динамічних гомогенізаторів моноблочного виконання / А.О. Євтушенко, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко, А.А.Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки». – 2010. – № 2 . – С. 44-50.
 14. Овчаренко М.С. Удосконалення лінії виробництва згущеного молока за рахунок роторно-динамічного агрегату-гомогенізатора / С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки", 2012. – № 2 . – С. 90-95.
 15. Овчаренко М.С. Результати впровадження теплогенеруючих агрегатів для систем опалення / С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки", 2011. – № 4 . – С. 173-174
 16. Овчаренко М.С. Розробка стенду для досліджень гідродинамічних ефектів в проточній частині РДАГ / М.С. Овчаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – №3/7(57). – С.47-49.

17. Овчаренко М.С. Досвід використання систем опалення на основі теплогенеруючих агрегатів / С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – №5/8(59). – С. 58-60.
18. Ovcharenko M. The Use of the Multi-Functional Heat Generating Unit-Homogenizer in Food Processing Industry / S. Kovalev, M. Ovcharenko, A. Papchenko // Procedia Engineering, 2012. – №39. – с. 192-196.
19. Овчаренко М.С. Розробка багатофункціонального теплогенеруючого агрегату-гомогенізатора для приготування біологічних добавок / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вісник Національного технічного університету України «КПІ». Серія "Машиностроение". – 2007. – С. 53-59.
20. Овчаренко М. С. Досвід практичного впровадження процесу гідроподрібнення / А. О. Євтушенко, С. Ф. Ковальов, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко, О. В. Турчин // Матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково - технічної конференції "Сучасні технології в промисловому виробництві". – Суми, 2012. – Ч. III. – С. 30.
21. Овчаренко М.С. Розробка та дослідження роторного гомогенізатора для підвищення якостей рідинних середовищ харчових технологій / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково – технічної конференції "Сучасні технології в промисловому виробництві". – Суми, 2010. – Ч III. – С.43-44.
22. Овчаренко М. С. Використання багатофункціонального теплогенеруючого агрегату-гомогенізатора для харчових технологій / А. А. Папченко, С. Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко // Теория и практика насосо- и компрессоростроения: Монография / под ред. В.А. Марцинковского, И.Б. Твердохлеба, Е.Н. Савченко. – Сумы: СумДУ, 2011. – с. 347-351. (За матеріалами міжнародної науково-технічної конференції «ГЕРВИКОН-2011»).
23. Овчаренко М. С. Дослідження робочого процесу роторно-динамічного агрегату-гомогенізатора / М. С. Овчаренко // "Проблемы машиностроения". – Харьков, 2012. – Т. 14. № 1 – С. 48-52. (За матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції «Совершенствование турбоустановок методами математического и

физического моделирования», Харьков, 2012).

24. Овчаренко М. С. Робочий процес нетрадиційних гідроагрегатів з пульсуючою структурою течії / А. О. Євтушенко, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // XIII Міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Чернігів, 19-20 вересня 2012 р.: матеріали конференції. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2012. – С.150.
25. Овчаренко М. С. Застосування агрегатів багатофункціонального призначення для харчової промисловості / А. О. Євтушенко, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Матеріали науково – технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів інженерного факультету. – Суми, 2007. – С. 84.
26. Овчаренко М. С. Розробка і створення багатофункціонального ТГА-гомогенізатора для реалізації технологічного процесу приготування ліквіфосстронгу / А. О. Євтушенко, І. О. Семенов, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Матеріали науково – технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій. – Суми, 2009. – Ч. III. – С. 26.
27. Овчаренко М. С. Розробка роторно-динамічного теплогенеруючого агрегату для виробництва лакофарбових матеріалів / А. В. Белозьоров, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково – технічної конференції "Сучасні технології в промисловому виробництві". – Суми, 2011. – Ч. III. – С. 116-117.
28. Фиалкова Е. А. Гомогенизация. Новый взгляд: Монография / Е.А. Фиалкова – Гиорд, 2007. 392 с.
29. Кормушин В.А. Метод гомогенизации газовой-жидкой включений в минералах / В.А Кормушин - Алма-Ата: Наука, 1982. 72 с.
30. Федосов А.В. Повышение работоспособности металлорежущего оборудования за счет введения фуллероидных наномодификаторов в смазочные материалы / А.В. Федосов // Дис. канд. техн. наук. - Санкт-Петербург: 2006. 179с.
31. Кардашев Г.А. Физические методы интенсификации процессов химической технологии / Г.А. Кардашев - М.: Химия, 1990. 208с.

32. Федоткин И.М. Погоржельский Б.И. Интенсификация технологических процессов пищевых производств / И.М. Федоткин, Б.Н. Жарик - К.: Техника, 1984. 176с.
33. Задорский В.М. Интенсификация химико-технологических процессов на основе системного подхода / В.М. Задорский - К.: Техника, 1989. 208с.
34. Долинский А.А. Использование принципа дискретно-импульсного ввода энергии для создания эффективных энергосберегающих технологий / А.А. Долинский // Инженерно физический журнал. 1996. Т.69. №6. С. 855-896.
35. Ходаков Г.С. Физика измельчения/ Г.С. Ходаков - М.: Наука, 1972. 307 с.
36. Кирпиков В.А. О классификации современных методов интенсификации конвективного теплообмена при вынужденном движении (без фазовых переходов) / В.А. Кирпиков // Теор. Основы хим. технол. 1991. Т. 25. №1. с. 139-143.
37. Белогазов И. Н. Интенсификация и повышение интенсивности химико-технологических процессов / И.Н. Белгазов, А.И. Муравьев - Л.: Химия, 1988. 206 с.
38. Кафаров В. В. Системный анализ процессов химической технологии: Основные стратегии / В.В. Кафаров, И.Н. Дорохов - М.: Наука, 1976. 500 с.
39. Петрович И.М. Производственная мощность и экономика предприятия / И.М. Петрович, Р.П. Атаманчук - М.: 2000. 255 с.
40. Авторское свидетельство № 1535609, кл. В01F7/04. Гомогенизатор суспензий / А.К. Курочкин, Г.А. Сергеев (СССР). – №4368603; заявл. 21.01.1988; опубл. 15.01.1990
41. Папченко А.А. Гідродинаміка робочого процесу теплогенеруючого агрегату багатофункціонального призначення / А.А. Папченко // Автореферат. дис. канд. техн. наук.-Суми: СумДУ, 2006. – 20 с.
42. Авторское свидетельство № 980823, кл. В 02 С 7/00. Многокамерная мельница / Е.Ф. Нечасов, П.Ф. Валуйский (СССР). – заявл 20.11.78, опубл. 15.12.82, бюл. № 46.
43. Авторское свидетельство № 1494956, кл. В 01 F 7/10. Гомогенизатор /

- В. Ю. Шкарупа, В. Я. Стороженко (СССР). – №4241215; заявл. 11.05.1987; опубл. 23.07.1989
44. Авторское свидетельство № 1299615, кл. В01F7/26. Устройство для гомогенизации пастообразных материалов / В.Я. Стороженко, В.Ю. Шкарупа (СССР). – № 3941262; заявл. 08.08.1985; опубл. 30.03.1987
45. Пат. 57304 Украина, МПК⁷ А01J11/16. Насос гомогенизатор /О.В. Гвоздев, Е.П. Кокоулін; заявник Таврійка державна агротехнічна академія. – 2002076305; заявл. 27.07.2002; опубл. 16.06.2003, Бюл. №6
46. Пат. 2174045 Российская федерация, В01F7/00, В01F11/02. Роторный кавитационный аппарат /Ю.И. Мелихин, А.В. Беляев; Патентообладатель ООО "Технологии в Сибири". – 99105779; заявл. 12, 23.03.1999; опубл. 27.12.2000.
47. Червяков В.М. Определение энергозатрат в роторных аппаратах / В.М. Червяков, А.А. Коптев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 2005. - №4. – С. 10-12.
48. Кокушкин О.А. О расчете мощности ротационных аппаратов / О.А. Кокушкин, А.А. Барам, И.С. Павлушенко // ЖПХ. 1969. №8.
49. Барам А.А. Расчет мощности аппаратов роторно-пульсационного типа / А.А. Барам, П.П. Дерко, В.Б. Клоцунг // Химическое и нефтяное машиностроение. 1978. №4.
50. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин – М.: Химия, 1971. – 783 с.
51. Б.А. Гавриленко, В.А. Минин, Л.С. Оловников Гидравлические тормоза – М.: Машгиз, 1961. – 241с.
52. N. Göl İzcan-Taşkın Flow and Power Characteristics of Three Types of In-Line Rotor-Statators / N. Göl İzcan-Taşkın, G. Padron, D. Kubicki // Mixing XXII North American Mixing Forum – 2010. P. 86-91.
53. Червяков В.М. Теоретические основы методов расчета роторных аппаратов с учетом нестационарных гидродинамических течений: дис. доктора тех. наук: 05.02.13/ Червяков Виктор Михайлович. – Т., 2007. – 467 с.

54. Богданов В.В. Эффективные малообъемные смесители/ Богданов В.В., Христофоров Е.И., Клоцунг Б.А. – Л.: Химия, 1989. -224с.
55. Hall S. Droplet break-up by in-line Silverson rotor–stator mixer / S.Hall, M.Cooke, A.El-Hamouz, A.J.Kowalski // Chemical Engineering Science – 2011. Vol. 66, №10. – P. 2068–2079.
56. Kowalski A.J. An expression for the power consumption of in-line rotor-stator devices/ Adam J. Kowalski // Chemical Engineering and Processing – 2009. Vol. 46, №1. – P. 581–585.
57. Rodgers T. Rotor–stator devices: The role of shear and the stator / T.L. Rodgers, M. Cooke // Chemical Engineering Research and Design – 2012. Vol. 90, №3. – P. 323–327.
58. Müller-Fischer N. Influence of process parameters on microstructure of food foam whipped in a rotor–stator device within a wide static pressure range / Nadina Müller-Fischer, Erich J. Windhab // Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects – 2005, Vol. 263, №1-3. – P. 353–362
59. Barailler F. CFD analysis of a rotor-stator mixer with viscous fluids / F. Barailler, M. Heniche, P. A. Tanguy // Chemical Engineering Science – 2006 Vol. 61, №9. - P. 2753-3052
60. Xu S. Residence time distributions of in-line high shear mixers with ultrafine teeth / Shuangqing Xu, Jintao Shi, Qin Cheng, Wei Li, Jinli Zhang // Chemical Engineering Science – 2012. Vol. 87, №10. – P. 2068–2079
61. Zhang J. High shear mixers: A review of typical applications and studies on power draw, flow pattern, energy dissipation and transfer properties Review Article/ J. Zhang, Shuangqing Xu, Wei Li // Chemical Engineering and Processing - 2012. Vol. 57-58 – P. 25–41
62. Doucet L. Hydrodynamics characterization of rotor-stator mixer with viscous fluids/ L. Doucet, G. Ascanio, P.A. Tanguy // Chemical Engineering Research and Design – 2005. Vol. 83, №10. – P. 1186–1195
63. Utomo Adi T. Flow pattern, periodicity and energy dissipation in a batch rotor–stator mixer / Adi T. Utomo, M. Baker, A. W. Pacek // Chemical Engineering Research and

Design – 2008, Vol. 86, №12. – P. 1397–1409

64. Utomo A. The effect of stator geometry on the flow pattern and energy dissipation rate in a rotor–stator mixer / A. Utomo, M. Baker, A.W. Pacek // *Chemical Engineering Research and Design* – 2009, Vol. 87, №4. – P. 533–542
65. Jasińska M. Application of test reactions to study micromixing in the rotor-stator mixer (test reactions for rotor-stator mixer) / M. Jasińska, J. Bałdyga, M. Cooke, A. Kowalski // *Applied Thermal Engineering* – 2012, Vol. 49, – P. 125–161
66. Atiemo-Obeng V. A. "Rotor-stator mixing devices" in *Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice* / E. L. Paul, V. A. Atiemo-Obeng, S. M. Kresta, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, USA. 2004
67. Bujalski, J. M The influence of the addition position of a tracer on CFD simulated mixing times in a vessel agitated by a Rushton turbine / J. M. Bujalski, Z.W. Jaworski, A.W. Nienow // *Trans. IChemE. , Part A*, 2004, 80: 824-831.
68. ANSYS CFX 11.0 Solver Models. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. – 549 с. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>
69. Байбаков А.С. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин / А.С. Байбаков, В.К. Караханьян – М.: Машиностроение, 1982. – 112 с.
70. Мисюра В.И. Дисковые насосы / В.И. Мисюра, В.Б. Овсянников, В.Ф. Присняков – М.: Машиностроение, 1986. – 112 с.
71. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В.А. Марцинковский. – М.: Машиностроение, 1980.-200 с.
72. Голубев Г.А. Контактные уплотнения вращающихся валов / Г.А. Голубев, Г.М. Кукин, Г.Е. Лазарев, А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1976, 264 с.
73. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 1. Принцип метода измерений и общие требования: ГОСТ 8.586.1 – 2005 (ИСО 5167 – 1:2003). – [Действительный с 2005-01-09]. – М.: Стандартинформ, 2007 – 45 с.
74. Насосы динамические. Методы испытания. Проект 1-ая редакция: ГОСТ Р 6134-01 (ИСО 9906:1999). – [Действительный с 2001-01-01]. – М.: Стандартинформ, 2002 – 129 с.

75. Яремченко О.В. Испытания насосов. Справочное пособие / О.В. Яремченко – М.: Машиностроение, 1976. – 225.
76. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А.А. Спиридонов М: Машиностроение, 1981. – 184 с., ил
77. Рузинов Л.П. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / Л.П. Рузинов, Р.И. Слободчикова – М., Химия, 1980. – (серия «Химическая кибернетика») – 280 с., ил.
78. Червяков В.М. Использование гидродинамических и кавитационных явлений в роторных аппаратах: монография / В.М. Червяков, В.Г. Однолько. – М.: машиностроение, 2008. – 116 с.
79. Налимов В.В. Теория эксперимента / В.В. Налимов – М.: Наука, 1971. 207 с.
80. Налимов В.В. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов / В.В. Налимов, Н.А. Чернова. – М.: Наука, 1965. 398 с.
81. Писаренко Г. С Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев; Отв. ред. Писаренко Г. С.— 2-е изд., перераб. и доп.— Киев: Наук. думка, 1988.— 736 с.
82. Матвиенко Ю.Г. Физика и механика разрушения твердых тел / Ю.Г. Матвиенко – Едиториал УСССР, 2000. – 76 с.
83. Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко - М., «Машиностроение», 1977. с. 21 - 26.
84. Руднев С.С. Подобие в гидромашинах / С.С. Руднев – «Труды ВНИИГИДРОМАШа», 1970, вып. 40, с. 3 – 16.
85. Брагинский Л.Н. Перемешивание в жидких средах: Физические основы и инженерные методы расчета / Л.Н. Брагинский, В.И. Бегачев, В.М. Барабаш -Л.: Химия, 1984. 336 с., ил.
86. Васильцов Э.А. Аппараты для перемешивания жидких сред / Э.А. Васильцов, В.Г. Ушаков - Л: Машиностроение, 1979. - 272 с.
87. Крусь Г.Н. Технология молока и молочных продуктов / Г.Н. Крусь, А.Г. Храпцов, З.В. Волокитина – КолоС, 2006. – 455 с.

88. Тихомирова Н.А. Технология и организация производства молока и молочных продуктов / Н.А. Тихомирова – М.: ДеЛи, 2007. – 560 с.
89. Бредихин С.А. Технология и техника переработки молока С.А. Бредихин, Ю.В. Космодемьянский, В.Н. Юрин - М.: Колос, 2001-400с.
90. Орлова О.В. Технология лаков и красок: Учебник для техникумов / О.В. Орлова, Т.Н. Фомичева – М., Химия, 1990.-384 с. ил.
91. Васильцов Э.А. Аппараты для перемешивания жидких сред: Справочное пособие / Э.А. Васильцов, В.Г. Ушаков – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1979. – 272 с., ил.
92. Патрашев А.Н. Прикладная гидромеханика / А.Н. Патрашев, Л.А. Кивако, С.И. Гожий – М.: Воениздат, 1970. 688 с. с ил.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ



Директор ТОВ МЕРИДІАН ЛК

Ю.В. Белов

22 жовтня 2012 року

АКТ

впровадження матеріалів кандидатської дисертації
наукового співробітника кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету
Овчаренко Михайла Сергійовича

м. Бровари

22 жовтня 2012р

Даним актом посвідчується, що дослідний зразок роторно-динамічного агрегату гомогенізатора (РДАГ) впроваджено на підприємстві та використовується для виготовлення лакофарбової продукції. Реалізація вказаної конструктивної схеми дозволила значно спростити робочу машину, скоротити технологічний час виробництва ЛКФ, зменшити витрати сировини при заміні кольору ЛКФ, підвищити ресурс обладнання за рахунок відмови від застосування бісеру. При поступовій модернізації вказаного обладнання вважаємо за доцільне заміну вузла ущільнення на подвійне торцеве з подачею запірної рідини.

Головний інженер



АКТ

впровадження матеріалів кандидатської дисертації
наукового співробітника кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету
Овчаренко Михайла Сергійовича

м. Дніпрорудне

22 жовтня 2012р

Даним актом посвідчується, що 3 дослідних зразки роторно-динамічного агрегату-гомогенізатора (РДАГ) впроваджено на підприємстві та використовується для реалізації окремих технологічних операцій приготування твердих сирів.

Головний механік ДВ ТОВ «Моліс»

В.О. Зав'ялов



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «Біомол»

 М.П. Павлюк

22 жовтня 2012 року

АКТ

впровадження матеріалів кандидатської дисертації
наукового співробітника кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету
Овчаренко Михайла Сергійовича

м. Березне

22 жовтня 2012р

Даним актом посвідчується, що дослідний зразок роторно-динамічного агрегату гомогенізатора (РДАГ) впроваджено на підприємстві та використовується для приготування молочних продуктів а саме виготовлення сметани.

Головний інженер



П.Р. Бестрик

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Товариства з обмеженою
відповідальністю «ТМ Спецмаш»
Шимко О.В.
04 грудня 2012 року

**АКТ**

впровадження матеріалів кандидатської дисертації
наукового співробітника кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету
Овчаренко Михайла Сергійовича

м. Київ

04 грудня 2012р

Даним актом посвідчується, що дослідно-експериментальна установка багатофункціональний агрегат гомогенізатор впроваджена на заводі ТОВ «ТМ Спецмаш» в цеху ущільнюючих матеріалів, які виробляються із терморозширеного графіту (ТРГ).

Багатофункціональний агрегат гомогенізатор використовується для виробництва стабільних клеєвих дисперсій наповнених вуглецевими нанотрубоками, що використовуються у виробництві ущільнень.

Використання цієї методики дало змогу підвищити відновлюваність ущільнень із набивки ТРГ на 40% та зменшити зношеність в два рази. Таким чином, строк міжремонтної експлуатації вузлів ущільнень збільшено в 2,4 рази.

Головний технолог

Н.А. Михайленко

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Перший заступник
 Сумського державного університету
 _____ к.т.н. Карпуша В.Д.
 «__» _____ 2012 р.



АКТ

про впровадження матеріалів дисертаційної роботи
 на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
 молодшого наукового співробітника кафедри прикладної гідроаеромеханіки
 Сумського державного університету
 Овчаренко Михайла Сергійовича

Даним актом посвідчується, що результати дисертаційної роботи Овчаренко М.С. впроваджені в навчальний процес на факультеті ТеСЕТ Сумського державного університету в курсах «Гідродинамічні машини та передачі», «Теорія турбомашин» та «Розрахунок та проектування насосів» і викладаються студентам спеціальності 6.050502 та 7.05050205 гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика.

В.о. завідувача кафедри Прикладної
 гідроаеромеханіки, к.т.н., доц.

О.Г. Гусак

Заст. декана факультету ТеСЕТ
 навчально-організаційної роботи,
 к.т.н., доц.

С.П. Кулініч

ДОДАТОК В

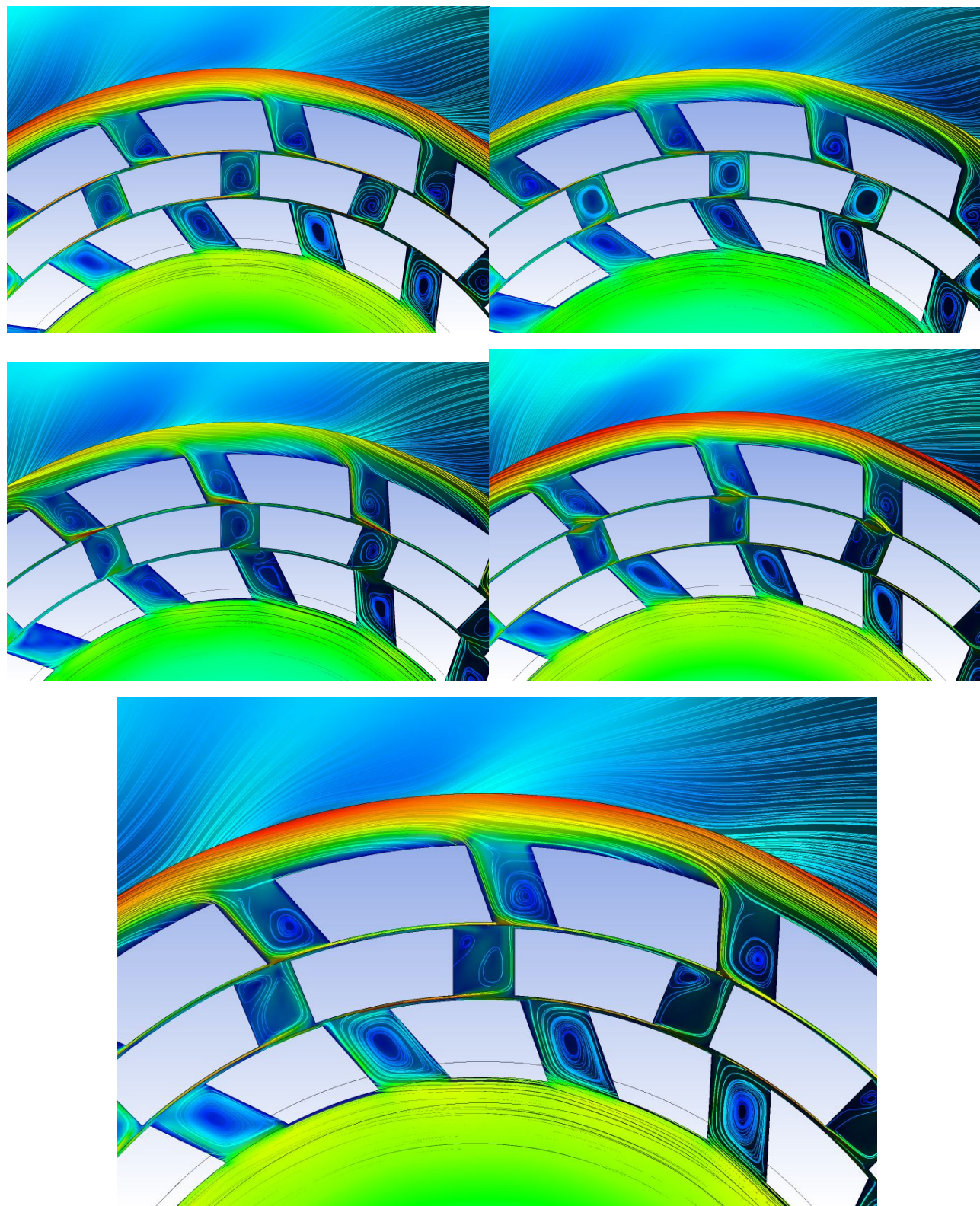


Рисунок В.1 – Осереднені поля швидкості та ліній току в проточній частині (в послідовності кутового зміщення 15° , 8° , 3° , 0° , -3°)

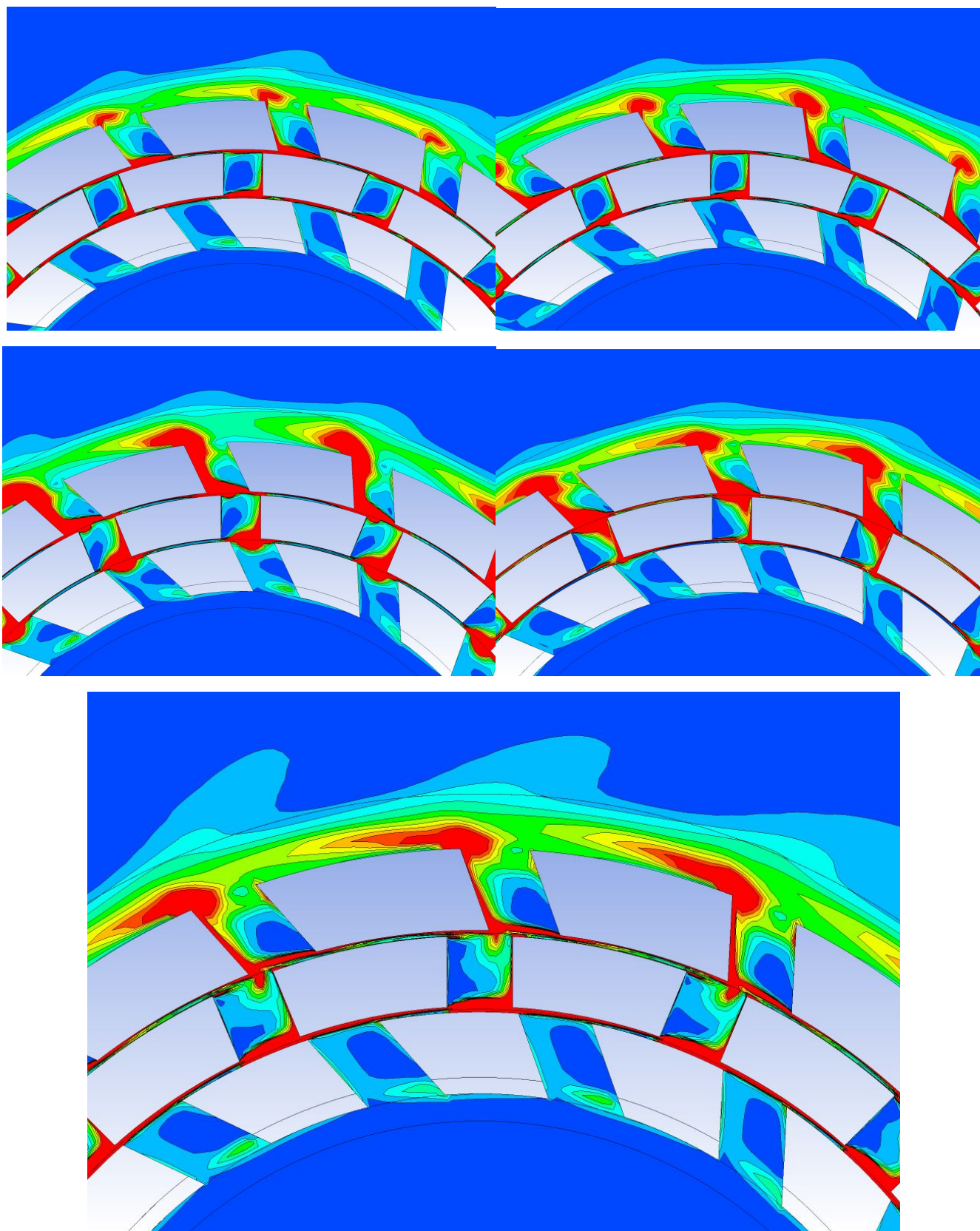


Рисунок В.2 – Поля дисипації кінетичної енергії (в послідовності кутового зміщення
15°, 8°, 3°, 0°, -3°)

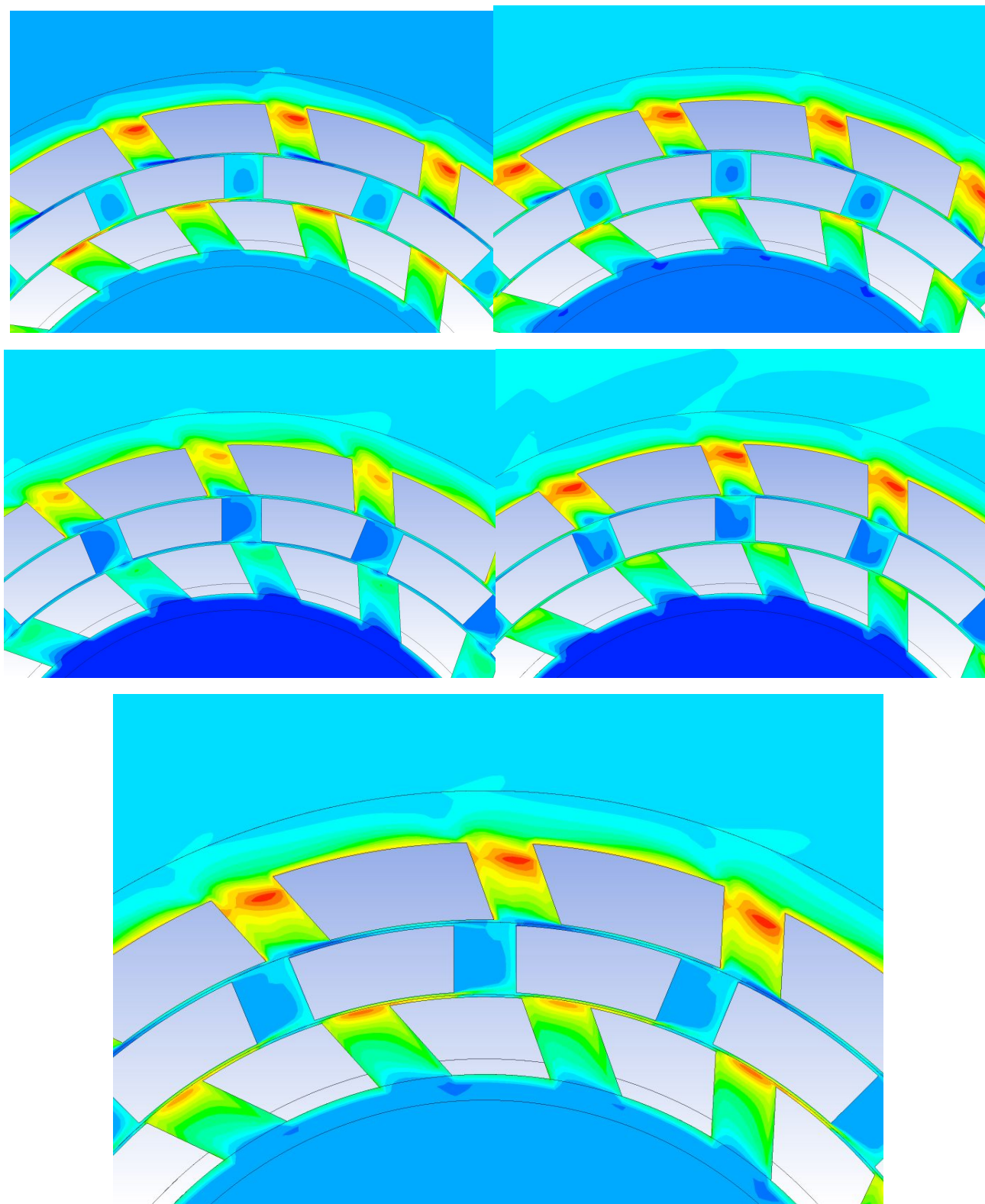


Рисунок В.3 – Поля повного тиску (в послідовності кутового зміщення 15° , 8° , 3° , 0° , -3°)